



## SILNIKI SPALINOWE

COMBUSTION ENGINES

Czasopismo naukowe  
Scientific Magazine

Nr 2/2004 (119)

Październik 2004

Rok XLIII

PL ISSN 0138-0346

Wydawca/Editor:

**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](mailto:sekretariat@ptnss.pl)  
WebSite: <http://www.ptnss.pl>

### Rada Programowa/Scientific Board:

prof. Zdzisław Chłopek  
prof. Karol Cupiał  
prof. Kazimierz Lejda  
prof. Jerzy Merkisz  
prof. Janusz Mysłowski  
prof. Andrzej Niewczas  
prof. Marek Orkisz  
prof. Leszek Piaseczny  
prof. Tadeusz Rychter  
prof. Maciej Sobieszczęński  
prof. Zygmunt Szlachta  
prof. Piotr Wolański

### Redakcja/Editorial Office:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu  
Politechnika Poznańska  
60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3  
tel.: 0-61 6652207, 0-61 6652240, 0-61 6652118  
E-mail: [silniki@ptnss.pl](mailto:silniki@ptnss.pl)

### Zespół redakcyjny/Editorial Staff:

dr inż. Krzysztof Wisłocki  
(redaktor naczelny/Editor-in-Chief)  
dr inż. Ireneusz Pielecha  
mgr inż. Janusz Suszczyński (HCP)  
dr inż. Marek Brzeżański

### Współpraca/Cooperation:

mgr inż. Maciej Bajerlein  
mgr inż. Jarosław Markowski  
mgr Tomasz Pawlak

### Od Redakcji

Szanowni Czytelnicy,

Kolejny, drugi numer naszego kwartalnika przekazujemy z pewnym opóźnieniem. Redakcja dołoży jednak wszelkich starań, aby przyspieszyć ukazywanie się następnych numerów. Zapewnienie większej regularności wydawania pisma jest trudne, zarówno ze względu na nierytmiczny dopływ materiałów przeznaczonych do publikowania, jak i chęć zapewnienia stałego i odpowiednio wysokiego poziomu naukowego i edytorskiego. Przyjęta koncepcja publikowania artykułów w wersji dwujęzycznej utrudnia opracowanie redakcyjne i wydłuża proces przygotowania do druku. Zadań tych nie ułatwia społeczny charakter funkcjonowania całego zespołu redakcyjnego i wynikająca stąd pewna zależność od warunków zewnętrznych i zdarzeń losowych.

Mamy nadzieję, że materiały publikowane w kolejnych numerach zachęcą do korzystania z kwartalnika Silniki Spalinowe w pracy zawodowej: inżynierskiej, naukowej i dydaktycznej. Będziemy dokładać starań, aby zamieszczane na tych łamach artykuły, opracowania i materiały informacyjne dotyczyły zagadnień nowych i ważnych dla rozwoju współczesnych silników spalinowych. W bieżącym numerze prezentujemy materiał dotyczący tzw. *downsizing'u*, jednego z najważniejszych obecnie kierunków ich rozwoju. Kolejne opracowania dotyczą problemów związanych z bezpośrednim wtryskiem paliwa oraz katalitycznym oczyszczaniem spalin.

W części bieżącego numeru poświęconej modelowaniu i symulacji przedstawiamy propozycję matematycznego opisu współpracy silnika z odbiornikiem ułatwiającą korzystanie z rachunku optymalizacyjnego. Kolejny artykuł dotyczy możliwości wykorzystania charakterystyk silnika do oceny przebiegowego zużycia paliwa.

Redakcja ponawia gorące zaproszenie do współpracy, nadsyłania artykułów i opracowań naukowych, ciekawych i ważnych informacji dotyczących konstrukcji, technologii i problemów eksploatacyjnych dotyczących silników spalinowych jako źródła napędu pojazdów mechanicznych, maszyn roboczych lub statków. Będziemy wdzięczni za przekazywanie nam informacji z bieżącej działalności Państwa i najbliższego otoczenia zawodowego w zakresie nowych rozwiązań konstrukcyjnych i technologicznych, przeprowadzonych badań lub prac modelowo-symulacyjnych oraz publikacji książkowych i zakończonych prac promocyjnych. W wielu przypadkach dotarcie do takich informacji bez Państwa pomocy jest dla Redakcji utrudnione i może być znacznie opóźnione.

Redakcja  
kwartalnika Silniki Spalinowe

**Spis treści / Contents:**

Od Redakcji .....	1
<b>Konstrukcja/Design</b>	
<i>M. Brzeżański, K. Śliwiński: Downsizing – nowy kierunek rozwoju silników samochodowych/Downsizing – a new direction of automobile engine</i> .....	3
<b>Badania/Research</b>	
<i>D. Pietras, M. Sobieszcański: Problemy regulacji silnika o zapłonie iskrowym z recyrkulacją spalin/Issues related to adjustment of a spark ignition engine with exhaust gas recirculation</i> .....	12
<i>H. Kuszewski, K. Lejda, Z. Szlachta: Analiza parametrów strugi paliw o różnych lepkościach rozpylanych przez wtryskiwacz klasyczny i z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy/The analysis of fuels spray parameters with different viscosity sprayed by a typical and with rotary-swinging needle injectors</i> .....	23
<i>A. Ambrozik: Dezaktywacja trójfunkcyjnych reaktorów spalin i wybrane metody badań skuteczności ich działania/Deactivation of three-way catalytic converters and selected methods for investigating their efficiency</i> .....	32
<b>Modelowanie i symulacja/Modelling and Simulation</b>	
<i>M. Cichy, J. Kropiwnicki, S. Makowski: Model silnika spalinowego w formie grafów wiązań (GW)/A model of the IC engine in the form of the bond graph (BG)</i> .....	40
<i>K. Romaniszyn: Ocena różnic w określaniu zużycia paliwa samochodu na podstawie charakterystyki uniwersalnej i dynamicznej/Evaluation of the differences in determining of fuel consumption for a real car based on universal and dynamic characteristics</i> .....	48
<b>Nowe konstrukcje/New construction</b>	
<i>M. Brzeżański: Silnik Honda 2,2 i-cTDi – pierwszy silnik ZS konstrukcji firmy Honda</i> .....	55
<i>M. Brzeżański: Silnik sportowego modelu Mercedes-Benz SLR McLaren</i> .....	56
<b>Aktualności/News</b> .....	58
<b>Bibliografia/Bibliography</b>	
Książki, monografie, rozprawy/ <i>Books, monographies, studies</i> ....	60
Doktoraty/ <i>Doctorates</i> .....	62
<b>Personalia/Personalies</b> .....	63
<b>Konferencje/Conferences</b> .....	70

Redakcja nie ponosi odpowiedzialności za treść reklam i ogłoszeń. Publikowane materiały i artykuły wyrażają poglądy autorów, a nie Redakcji.

**Okladka**  
Silnik AVL Genios LE

**Wydawca / Editor****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>

**Zarząd / Managing Board**

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – przewodniczący  
Zastępcy przewodniczącego:  
prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny  
prof. PW dr hab. inż. Zdzisław Chłopek  
prof. dr hab. inż. Zygmunt Szlachta – sekretarz  
prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – skarbnik

**Członkowie**

prof. PRad. dr hab. inż. Józef Nita  
dr inż. Antoni Świątek

**Komisja Rewizyjna**

prof. PRzesz. dr hab. inż. Kazimierz Lejda  
prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas  
dr inż. Marcin Słezak

**Członkowie honorowi:**

prof. dr inż. Maciej Bernhardt  
prof. dr hab. inż. Marian Cichy  
prof. dr hab. inż. Andrzej Kowalewicz  
prof. dr hab. inż. Jan Aleksander Wajand  
prof. dr hab. inż. Marian Zablocki  
mgr inż. Marek Słezak

**Członkowie wspierający:**

Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Samochodów  
Małolitrażowych BOSMAL w Bielsku-Białej,  
Instytut Transportu Samochodowego w Warszawie,  
Przemysłowy Instytut Motoryzacji w Warszawie,  
Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu,  
Centralne Laboratorium Naftowe w Warszawie,  
Instytut Lotnictwa w Warszawie  
Instytut Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu

© Copyright by

**Polish Scientific Society of Combustion Engines**

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

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.

**Prenumerata / Subscriptions**

Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy.  
Koszt numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty  
wysyłki.

**Przygotowanie do druku / Preparation to print**  
Wydawnictwo *Ars Nova/ARS NOVA Publishing House*  
Poznań, ul. T. Kutrzeby 14

**Nakład: 500 egz.**

Marek BRZEŻAŃSKI\*  
Krzysztof ŚLIWIŃSKI\*\*

## Downsizing – nowy kierunek rozwoju silników samochodowych

Producenci samochodów w Europie będą zobowiązani do spełnienia limitu emisji dwutlenku węgla, który dla testu NEDC w roku 2008 wynosić będzie 140 g/km, a w roku 2010 120 g/km. Aby spełnić te wymagania niezbędne jest wprowadzenie nowych rozwiązań znacznie ograniczających zużycie paliwa. Obecnie najbardziej efektywna metoda prowadząca do spełnienia tych wymagań jest określana w literaturze terminem „downsizing”. Polega ona na zmniejszeniu objętości skokowej silnika, a wymagane wartości momentu obrotowego i mocy są osiągane dzięki doładowaniu. W artykule dokonano przeglądu obecnie stosowanych konstrukcji silników, w których zastosowano „downsizing”. Zestawiono niektóre dane techniczne najnowszych pojazdów z tego typu silnikami.

Słowa kluczowe: samochód, silnik spalinowy, zużycie paliwa

### Downsizing – a new direction of automobile engine development

The European Automotive Industry is facing the challenge to reduce the CO<sub>2</sub> emissions in the NEDC to 140 g/km in year 2008 and to 120 g/km in year 2010. In order to comply with those requirements, the introduction of fuel-efficient technologies is mandatory. Downsizing is a known way to reduce part load fuel consumption by combining significant displacement reduction with turbocharging, to achieve equivalent torque and power levels. The review of contemporary applied downsizing systems for combustion engines has been presented in article. The technical data of the chosen newest vehicles with downsizing systems have been also compared.

Key words: vehicle, combustion engine, fuel consumption

Niezwykle ważnym problemem w rozwoju silników spalinowych jest emisja dwutlenku węgla, która jest bezpośrednio związana z wielkością zużycia paliwa. W myśl założeń Europejskiego Związku Producentów Samochodów ACEA, do roku 2008 średnia emisja dwutlenku węgla dla produkowanych pojazdów powinna zostać ograniczona do wartości 140 g/km, co odpowiada średniemu zużyciu paliwa wynoszącemu 5,8 dm<sup>3</sup>/100 km. Założenie to wychodzi naprzeciw ustaleniom Komisji Europejskiej, która od 2010 roku zamierza wprowadzić limit średniej emisji dwutlenku węgla wynoszący 120 g/km.

W związku z tym producenci silników szukają rozwiązań, które sprostają postawionym wymaganiom. Jednym z nich jest najnowsza tendencja w rozwoju samochodowych silników spalinowych określana w literaturze terminem *downsizing*. W praktyce termin ten oznacza zmniejszenie wymiarów głównych silnika, a w konsekwencji jego objętości skokowej, przy zachowaniu podstawowych wskaźników pracy. Zabieg taki możliwy jest jedynie przy zwiększonych wartościach wskaźników jednostkowych, tzn. odniesionych do jednostki objętości skokowej lub do jednego cylindra. W taki sposób uzyskuje się zmniejszenie zużycia paliwa i emisji dwutlenku węgla, a także ograniczenia emisji pozostałych, toksycznych składników spalin.

*Downsizing* dotyczy zarówno silników o zapłonie iskrowym, jak i o zapłonie samoczynnym, a jego charakterystyczną cechą jest stosowanie nowoczesnego systemu doładowania. W literaturze [6, 7], dla celów porównawczych oraz do oceny tej nowej metody w budowie silników, przyjmuje się tzw. *współczynnik downsizingu* [6], który określa stopień względnego zmniejszenia objętości skokowej silnika, przy zachowaniu podobnej mocy i podobnych osiągnięć pojazdu.

Emission of carbon dioxide – related directly to the level of fuel consumption – is a very important problem in combustion engine development. According to the assumptions of the European Association of Automobile Producers – ACEA the average emission of carbon dioxide for the produced automobiles should be limited by the year 2008 to the volume of 140 g/km, which corresponds to the average fuel consumption of 5,8 dm<sup>3</sup>/100 km. This assumption meets the arrangements laid down by the European Committee intending to introduce the limit of average carbon dioxide emission to 120 g/km by the year 2010.

The producers of automobile engines are, thus, looking for solutions which would help meet these requirements. One of them is the recent trend in automobile combustion engine development defined in professional publications as “*downsizing*”. This means reducing the size of the engine and consequently its cylinder capacity while maintaining the basic work parameters. Such a procedure is possible only at increased values of unitary parameters i.e. referred to the unit of cylinder capacity or to one cylinder. In such a way not only do we obtain lower fuel consumption and carbon dioxide emission but also reduction of emission of the other exhaust gas components.

*Downsizing* concerns both spark ignition engines and diesel engines and their characteristic feature is the application of a modern supercharging system. For the sake of comparison and evaluation of this new method in engine structure the so called *coefficient of downsizing* is adopted in professional publications [6, 7]; this determines the degree of relative cylinder capacity decrease while maintaining similar power and vehicle performance.

W praktyce stosowany jest tzw. dynamiczny lub statyczny *downsizing* [6].

Pierwsza z metod polega na zmniejszeniu objętości skokowej silnika przez odłączenie poszczególnych cylindrów. Jest ona obecnie stosowana tylko w nielicznych przypadkach i dotyczy głównie wielocylindrowych silników o dużej objętości skokowej, a jej efektem może być zmniejszenie zużycia paliwa o około 5%.

Znacznie częściej stosowany jest tzw. *statyczny downsizing*, polegający na zmniejszeniu głównych wymiarów silnika oraz często, ograniczeniu liczby cylindrów. Metoda ta, przynosi zmniejszenie zużycia paliwa nawet do 20% i w opinii wielu specjalistów ma szansę stać się obecnie obowiązującym standardem w projektowaniu nowych jednostek napędowych.

Oprócz zmniejszenia objętości skokowej *statyczny downsizing* wiąże się także z opracowaniem odpowiedniego systemu doładowania, gwarantującym korzystny przebieg charakterystyki silnika oraz z doбором odpowiednich materiałów konstrukcyjnych, zdolnych przenieść znacznie większe mechaniczne i termiczne obciążenie głowicy, tulei cylindrowych i układu korbowo-tłokowego. Znacznie wzrastają również wymagania dotyczące działania układu chłodzenia silnika.

Uzyskane efekty obniżenia zużycia paliwa wynikają głównie z przeniesienia zakresu eksploatacji silnika z przedziału małych i średnich obciążeń do przedziału dużych obciążeń, gdzie sprawność ogólna silnika osiąga największą wartość. Ponadto przy zmniejszonej objętości skokowej występują mniejsze straty ciepłne, wynikające z mniejszej powierzchni wymiany ciepła i mniejszej objętości płynu w układzie chłodzenia silnika. Przynosi to istotne efekty zwłaszcza w fazie nagrzewania, podczas której odnotowano znaczne zmniejszenie zużycia paliwa i obniżenie emisji toksycznych składników spalin, wynikające ze znacznie szybszego osiągnięcia prawidłowej temperatury pracy reaktora katalitycznego.

Zmniejszona objętość skokowa umożliwia również zmniejszenie strat tarcia, zwłaszcza w silnikach, które zastąpiły jednostki o większej liczbie cylindrów. Jednocześnie znacząco zmniejszyła się masa i wymiary tego typu jednostek napędowych, w stosunku do tradycyjnych silników o większej liczbie cylindrów i większej objętości skokowej. Zwarta budowa silnika o mniejszej liczbie cylindrów pozwala też na zmniejszenie akustycznych efektów jego pracy.

### Silniki o zapłonie iskrowym

*Downsizing* stwarza ogromne możliwości tworzenia całej gamy silników przeznaczonych dla różnych typów pojazdów, przy wykorzystaniu jednej koncepcji i tej samej linii produkcyjnej. Zasadnicze elementy konstrukcyjne poszczególnych wersji nie różnią się wiele, natomiast różnice dotyczą jakości materiału oraz regulacji, w tym szczególnie ciśnienia doładowania, faz rozrządu oraz oprogramowania modułów sterujących.

Jednym z przykładów tego typu silnika jest jednostka o objętości skokowej 1,8 dm<sup>3</sup> (rys. 1), montowana w modelach różnej klasy marki Audi, Seat, Skoda i Volkswagen. Jest to czterocylindrowy silnik o pięciu zaworach sterujących wy-

W praktyce, the so called dynamic or static *downsizing* is applied [6].

The first method is based on decreasing the cylinder capacity of the engine by reducing the number of cylinders. At present, disabling of the cylinders is applied only in few cases and concerns mainly multi-cylinder engines of high capacity, which results in fuel consumption decrease by about 5%.

Much more frequently the so called *static downsizing* is applied. It is based on reduction of the main size of the engine, and often, the number of cylinders. This method gives a fuel consumption decrease up to 20% and, according to the experts' opinion, may become a binding standard in designing new drive units.

Apart from the decrease in cylinder capacity *static downsizing* is also connected with elaboration of a proper supercharging system which would guarantee advantageous engine characteristics and choice of proper structural materials able to withstand much higher mechanical and thermal loads of the head, cylinder sleeves and the crank-piston assembly. Requirements concerning the functioning of the engine cooling system increase as well.

The obtained reduction in fuel consumption results mainly from shifting of the engine range of operation from small and medium loads to heavy loads, where the general engine efficiency reaches the highest value. Moreover, at a decreased cylinder capacity there appear smaller thermal losses, which results from a smaller area of heat exchange and smaller liquid volume in the cooling system. This gives significant effects especially during the warm up phase when a considerable decrease in fuel consumption and emission of toxic components was recorded, resulting from quick attainment of proper temperature by the catalytic reactor.

A decreased cylinder capacity lowers the friction losses especially in engines replacing units of higher cylinder number. At the same time the mass and dimensions of this type of a drive unit decrease considerably, as compared to traditional engines of higher cylinder number and greater cylinder capacity. A compact structure of the engine of a smaller number of cylinders minimizes the acoustic effects of its work.

### Spark ignition engines

*Downsizing* gives immense possibilities of creating a huge range of engines designed for various types of vehicles using one concept and the same production line. The basic structural elements of particular versions do not differ greatly, whereas, differences concern the quality of material and alignment, especially with regard to the supercharging pressure, timing angles and programming of control modules.

One of the examples of this type of engines is a 1,8 dm<sup>3</sup> unit (Fig. 1), fitted in models of various classes of Audi, Seat, Skoda, and Volkswagen. It is a 4 cylinder engine with 5 valves controlling charge exchange in each cylinder; at present it is offered in seven versions: 92, 110, 120, 125, 132, 140 and 165 kW [1]. A high torque value in a wide r.p.m. range (Fig. 2) is a characteristic feature of each of these versions.

mianą ładunku w każdym z cylindrów, który obecnie oferowany jest w siedmiu wersjach o mocach: 92, 110, 120, 125, 132, 140 i 165 kW [1]. Charakterystyczną cechą każdej z wersji jest duża wartość momentu obrotowego w szerokim zakresie prędkości obrotowej (rys. 2).



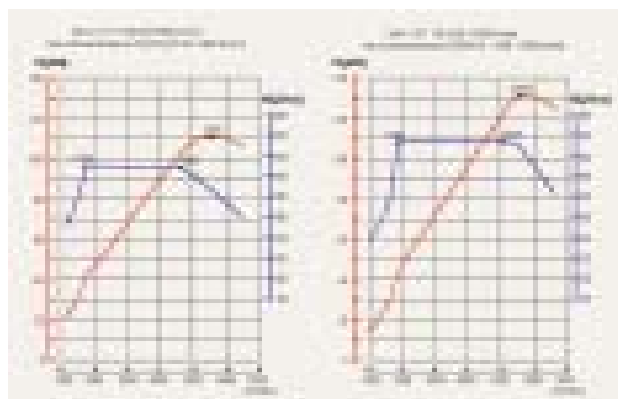
Rys. 1. Przekrój turbodoładowanego silnika 1,8 dm<sup>3</sup> [1]  
Fig. 1. Cross-Section of a supercharged engine 1.8 dm<sup>3</sup> [1]

Dokonyując porównania parametrów eksploatacyjnych modelu Audi A4, wyposażonego w wersje tego silnika o mocy 120 i 140 kW, z montowaną w tym modelu jednostką V6 o podobnych parametrach, należy podkreślić znaczną przewagę jednostki czterocylindrowej, zarówno pod względem osiągi pojazdu, jak i zużycia paliwa i emisji CO<sub>2</sub> (tab. 1).

Tablica 1. Porównanie parametrów eksploatacyjnych samochodu marki Audi A4 wyposażonego w wybrane wersje turbodoładowanego silnika  $V_{ss} = 1,8 \text{ dm}^3$ , z parametrami wersji wyposażonej w silnik V6  $V_{ss} = 2,4 \text{ dm}^3$  [1]

Table 1. Comparison of operating parameters of Audi A4 equipped with selected versions of a supercharged engine  $V_{ss} = 1,8 \text{ dm}^3$  with parameters of a version equipped with V6 engine  $V_{ss} = 2,4 \text{ dm}^3$  [1]

Audi A4	1,8 Turbo (120 kW)	1,8 Turbo (140 kW)	V6 2,4 dm <sup>3</sup>
Liczba cylindrów	4	4	6
Obj. skokowa silnika	1781 cm <sup>3</sup>	1781 cm <sup>3</sup>	2394 cm <sup>3</sup>
Moc efektywna	120 kW/ 5700 1/min	140 kW/ 5700 1/min	125 kW/ 6000 1/min
Maks. moment obrotowy/ przy prędk. obrot. 1/min	225 N·m / 1950-4800 1/min	240 N·m / 1950-4800 1/min	230 N·m / 3200 1/min
Czas rozp. 0-100 km/h	8,6 s	8,2 s	8,8 s
Prędkość maks.	226 km/h	237 km/h	226 km/h
Zużycie paliwa NEDC			
Cykl miejski	11,3 dm <sup>3</sup> /100 km	11,8 dm <sup>3</sup> /100 km	13,6 dm <sup>3</sup> /100 km
Cykl pozamiejski	6,4 dm <sup>3</sup> /100 km	6,7 dm <sup>3</sup> /100 km	7,5 dm <sup>3</sup> /100 km
Średnio w teście	8,2 dm <sup>3</sup> /100 km	8,6 dm <sup>3</sup> /100 km	9,6 dm <sup>3</sup> /100 km
Emisja CO <sub>2</sub> (NEDC)	199 g/km	209 g/km	238 g/km



Rys. 2. Porównanie charakterystyk prędkościowych dwóch wybranych wersji turbodoładowanego silnika 1,8 dm<sup>3</sup> o mocy 110 i 132 kW [1]

Fig. 2. Comparison of speed characteristics of two selected versions of turbo-supercharging engine 1,8 dm<sup>3</sup> of 110 and 132 kW power [1]

Comparing the operating parameters of Audi A4 equipped with versions of an engine of 120 and 140 kW with a built in V6 unit of similar parameters, indicates considerable advantage over a 4 cylinder unit in vehicle performance, fuel consumption, and CO<sub>2</sub> emission (Table 1).

A similar strategy was applied by Daimler-Chrysler where various models of Mercedes-Benz were equipped with 1,8 dm<sup>3</sup> engines (Fig. 3); this is offered in four versions: 105, 120, 125 i 141 kW. All versions were equipped with mechanical supercharging, and the version of 125 kW was additionally equipped with direct fuel injection. These engines are alternatively applied in traditional V6 units of greater cylinder capacity. To obtain good engine work, not worse than that of V6, balancing of inertia forces with Lanchester's mechanism was applied [5].

When introducing *downsizing* Mercedes-Benz departed from the traditional way of denoting its models with a symbol determining the cylinder capacity of the engine. The symbols used now such as C230 (a 4 cylinder 1,8 dm<sup>3</sup> engine of 141 kW) or C240 (engine V6 2,6 dm<sup>3</sup> of 125 kW) define real possibilities of the applied drive unit and not its cylinder capacity.

The analysis of operating parameters of the presented version of a model of class C shows excellent parameters of version C200 CGI with direct fuel injection and supercharging mechanism which, in performance, is not at all worse than the V6 engine, but its fuel consumption is decidedly lower and the engine emits much smaller amounts of carbon dioxide.

Tablica 2. Porównanie parametrów eksploatacyjnych samochodu marki Mercedes-Benz klasy C wyposażonego w różne wersje doładowanego silnika  $V_{ss} = 1,8 \text{ dm}^3$ , z parametrami wersji wyposażonej w silnik V6  $V_{ss} = 2,6 \text{ dm}^3$  [4]

Table 2. Comparison of operating parameters of Mercedes-Benz class C equipped with selected versions of a supercharged engine  $V_{ss} = 1,8 \text{ dm}^3$  with parameters of a version equipped with V6 engine  $V_{ss} = 2,6 \text{ dm}^3$  [4]

Mercedes-Benz	C180 Kompresor	C200 Kompresor	C200 CGI	C230 Kompresor	C240
Liczba cylindrów	4	4	4	4	6
Obj. skokowa silnika	1796 cm <sup>3</sup>	1796 cm <sup>3</sup>	1796 cm <sup>3</sup>	1796 cm <sup>3</sup>	2597 cm <sup>3</sup>
Rodzaj zasilania	wtrysk pośredni, doładow. mechan.	wtrysk pośredni, doładow. mechan.	wtr. bezpośredni, doładow. mechan.	wtrysk pośredni, doładow. mechan.	wtrysk pośredni, bez doładowania
Moc efektywna	105 kW/5200 1/min	120 kW/5500 1/min	125 kW/5300 1/min	141 kW/5800 1/min	125 kW/5500 1/min
Maks. moment obrot./ przy prędk. obrotowej	220 N·m / 2500-4200 1/min	240 N·m / 3000-4000 1/min	250 N·m / 3000-4500 1/min	260 N·m / 3500-4000 1/min	240 N·m / 4500 1/min
Czas rozp. 0-100 km/h	9,7 s	9,1 s	9,0 s	8,1 s	9,2 s
Predkość maks.	223 km/h	234 km/h	235 km/h	240 km/h	235 km/h
Zużycie paliwa NEDC					
Cykl miejski	11,4 dm <sup>3</sup> /100 km	12,6 dm <sup>3</sup> /100 km	11,1 dm <sup>3</sup> /100 km	12,6 dm <sup>3</sup> /100 km	16,0 dm <sup>3</sup> /100 km
Cykl pozamiejski	5,9 dm <sup>3</sup> /100 km	6,5 dm <sup>3</sup> /100 km	5,9 dm <sup>3</sup> /100 km	6,7 dm <sup>3</sup> /100 km	7,6 dm <sup>3</sup> /100 km
Średnio w teście	7,9 dm <sup>3</sup> /100 km	8,6 dm <sup>3</sup> /100 km	7,8 dm <sup>3</sup> /100 km	8,9 dm <sup>3</sup> /100 km	10,7 dm <sup>3</sup> /100 km
Emisja CO <sub>2</sub> (NEDC)	190 g/km	207 g/km	187 g/km	214 g/km	257 g/km

Podobną strategię zastosowała firma DaimlerChrysler wyposażając różne modele marki Mercedes-Benz w silnik o objętości skokowej 1,8 dm<sup>3</sup> (rys. 3), który oferowany jest w czterech różnych wersjach o mocach: 105, 120, 125 i 141 kW.

Wszystkie wersje wyposażone zostały w mechaniczne doładowanie, a wersja o mocy 125 kW ponadto w bezpośredni wtrysk benzyny. Silniki te są stosowane alternatywnie w stosunku do tradycyjnych jednostek V6 o większej objętości skokowej. Aby uzyskać odpowiednią kulturę pracy, nie gorszą niż silnika V6, w jednostce 4-cylindrowej zastosowano system wyrównowania sił bezwładności za pomocą mechanizmu Lanchestera [5].

Wprowadzając *downsizing* firma Mercedes-Benz odeszła od tradycyjnego sposobu oznaczania swych modeli symbolem określającym objętość skokową silnika. Obecnie stosowane symbole, jak np. C230 (silnik 4-cylindrowy 1,8 dm<sup>3</sup> o mocy 141 kW), czy też C240 (silnik V6 2,6 dm<sup>3</sup> o mocy 125 kW), określają teraz raczej rzeczywiste możliwości zastosowanej jednostki napędowej, a nie jej objętość skokową.

Analiza parametrów eksploatacyjnych przedstawionych wersji modelu klasy C, wskazuje na doskonałe parametry eksploatacyjne wersji C200 CGI z bezpośrednim wtryskiem paliwa i mechanicznym doładowaniem, która pod względem osiągnięć nie ustępuje wersji z silnikiem V6, natomiast zużywa zdecydowanie mniej paliwa i emituje znacznie mniej dwutlenku węgla.



Rys. 3. Przekrój doładowanego mechanicznie silnika 1,8 dm<sup>3</sup> samochodu Mercedes-Benz [4]

Fig. 3. Section of a mechanically supercharged engine 1,8 dm<sup>3</sup> of a Mercedes-Benz [4]

*Downsizing* as a method of decreasing fuel consumption has been in use by European car manufacturers only since 2000, while, in Japan engines of such kind have been produced since the early nineties. Especially popular are the turbo-supercharged spark ignition units offered by various Japanese producers and used for propulsion of small vehicles designed for city traffic (Table 3). In spite of different structure and different number of cylinders, the cylinder capacity 660 cm<sup>3</sup> and maximum power of 47 kW of these en-

Tablica 3. Zestawienie wybranych parametrów silników produkcji japońskiej klasy 660 cm<sup>3</sup>, stosowanych w pojazdach miejskich oraz silników samochodu Smart [8, 9]

Table 3. List of chosen parameters of Japanese engines of class 660 cm<sup>3</sup> applied in city traffic participating vehicles and engines of automobile Smart [8, 9]

Producent/ Typ silnika	Liczba cyl./obj. skok./ D x S	Moc maks./ prędk. obrotowa	Maks. moment obr./ prędkość obrotowa	Masa pojazdu	Zużycie paliwa Test 10-15 Mode	Emisja CO <sub>2</sub>
Daihatsu JB-DET	4 / 659 cm <sup>3</sup> / 61,0 x 56,4 mm	47 kW 6000 1/min	110 N·m 3200 1/min	870 kg	18,0 km/dm <sup>3</sup> 5,5 dm <sup>3</sup> /100km	132 g/km
Daihatsu EF-DET	3 / 659 cm <sup>3</sup> / 68,0 x 60,5 mm	47 kW 6400 1/min	103 N·m 3200 1/min	850 kg	18,6 km/dm <sup>3</sup> 5,4 dm <sup>3</sup> /100km	129 g/km
Fuji Heavy EN07	4 / 658 cm <sup>3</sup> / 56,0 x 66,8 mm	47 kW 6000 1/min	103 N·m 3200 1/min	890 kg	17,0 km/dm <sup>3</sup> 5,9 dm <sup>3</sup> /100km	141 g/km
Honda E07Z	3 / 656 cm <sup>3</sup> / 66,0 x 64,0 mm	47 kW 6000 1/min	93 N·m 4000 1/min	860 kg	17,2 km/dm <sup>3</sup> 5,8 dm <sup>3</sup> /100km	139 g/km
Mazda K6A	3 / 658 cm <sup>3</sup> / 68,0 x 60,4 mm	47 kW 6500 1/min	106 N·m 3500 1/min	850 kg	17,4 km/dm <sup>3</sup> 5,7 dm <sup>3</sup> /100km	138 g/km
Mitsubishi 3G83	3 / 657 cm <sup>3</sup> / 65,0 x 66,0 mm	47 kW 6500 1/min	93 N·m 3500 1/min	850 kg	16,0 km/dm <sup>3</sup> 6,2 dm <sup>3</sup> /100km	150 g/km
Suzuki K6A	3 / 658 cm <sup>3</sup> / 68,0 x 60,4 mm	47 kW 6500 1/min	106 N·m 3500 1/min	780 kg	19,6 km/dm <sup>3</sup> 5,1 dm <sup>3</sup> /100km	122 g/km
Smart smart&pure	3 / 698 cm <sup>3</sup> / 66,5 x 67,0 mm	37 kW 5250 1/min	80 N·m 1800 1/min	730 kg	NEDC 4,7 dm <sup>3</sup> /100km	113 g/km
Smart smart&pulse	3 / 698 cm <sup>3</sup> / 66,5 x 67,0 mm	45 kW 5250 1/min	95 N·m 2000 1/min	730 kg	NEDC 4,7 dm <sup>3</sup> /100km	113 g/km
Smart roadster	3 / 698 cm <sup>3</sup> / 66,5 x 67,0 mm	60 kW 5250 1/min	110 N·m 2250 1/min	790 kg	NEDC 5,0 dm <sup>3</sup> /100km	120 g/km
Smart crossblade	3 / 599 cm <sup>3</sup> / 63,5 x 63,0 mm	52 kW 5470 1/min	100 N·m 3210 1/min	740 kg	NEDC 5,4 dm <sup>3</sup> /100km	130 g/km

*Downsizing*, jako metoda obniżania zużycia paliwa, stosowany jest przez europejskich producentów dopiero od roku 2000, natomiast w Japonii silniki tego typu produkowane są już od początku lat 90. Szczególnie popularne są tu turbodoładowane jednostki o zapłonie iskrowym, oferowane przez różnych japońskich producentów i stosowane do napędu niedużych pojazdów miejskich (tab. 3). Mimo różnej konstrukcji oraz różnej liczby cylindrów, silniki te mają jednakową objętość skokową wynoszącą 660 cm<sup>3</sup> oraz moc maksymalną 47 kW, co wynika z obowiązujących w Japonii preferencji podatkowych. Jedynym, podobnej klasy pojazdem produkcji europejskiej, w którym stosowany jest *downsizing*, jest obecnie Smart.

Podane w tablicy 3 wartości zużycia paliwa odnoszą się do obowiązującego w Japonii testu 10-15 Mode [8], natomiast dla pojazdów marki Smart są to średnie wartości z testu NEDC [9]. Za wyjątkiem Suzuki i Smarta, wszystkie pozostałe pojazdy wyposażone są w 4-stopniową, automatyczną skrzynię biegów, co ma wpływ na wartość zużycia paliwa.

### Silniki o zapłonie samoczynnym

W silnikach o zapłonie samoczynnym „*downsizing*” stosowany jest powszechnie dopiero od 2002 roku, po szerokim wprowadzeniu nowoczesnych, wysokociśnieniowych systemów zasilania, takich jak system *Common Rail* lub elektronicznie sterowane pompowtryskiwacze.

Najbardziej rozpowszechnionym silnikiem tego typu jest jednostka 1,9 TDI firmy Volkswagen, która obecnie oferowa-

gines is equal; this results from the Japanese tax preferences. The only similar vehicle of European production in which *downsizing* is applied is at present the Smart car.

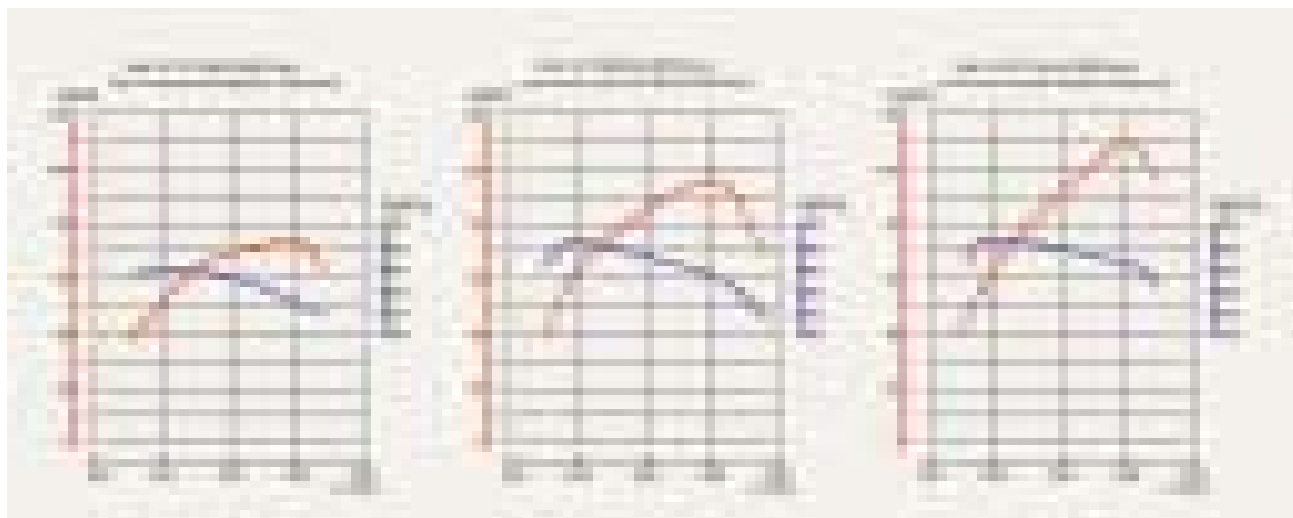
The values of fuel consumption given in (Table 3) refer to the test 10 -15 Mode [8] compulsory in Japan, whereas, for all Smart vehicles the values are the average from the NEDC test [9]. With exception of Suzuki and Smart all the other vehicles are equipped with a 4 speed automatic gear box influencing the fuel consumption.

### Diesel engines

In diesel engines *downsizing* has been commonly applied only since 2002 after the introduction of a new, high-pressure feeding systems: the *Common Rail* system and electronically controlled pump injectors.

The most popular engine of this type is the 1,9 TDI Volkswagen unit which is, at present offered in versions: 66, 74, 77, 85, 96 and 110 kW (Fig. 4).

As far as the structure is concerned, the particular versions do not differ from one another: the versions of highest power, however, have been equipped with a more effective engine cooling system, a different type of flywheel, bigger air cooler. The block crankshaft, pistons and cranks have been made of a different kind of material. Such tested and reliable drive unit is fitted in several vehicle models and, independent of the version, guarantees very good performance at an exceptionally small fuel consumption.



Rys. 4. Porównanie charakterystyk prędkościowych trzech wybranych wersji silnika 1,9 TDI firmy Volkswagen [1]

Fig. 4. Comparison of speed characteristics of three selected versions of 1,9 TDI Volkswagen engine [1]

na jest w odmianach o mocach: 66, 74, 77, 85, 96 i 110 kW (rys. 4).

Pod względem konstrukcyjnym poszczególne wersje nie różnią się od siebie, przy czym najmocniejsze wersje wyposażone zostały w bardziej wydajny system chłodzenia silnika, innego typu koło zamachowe, większą chłodnicę powietrza a kadłub, wał korbowy, tłoki i korbowody wykonane zostały z innego rodzaju materiału. Ta sprawdzona jednostka

A unit of cylinder capacity  $V_{ss} = 1248 \text{ cm}^3$  and power 51 kW produced in the Polish factory Fiat-GM Powertrain at Bielsko-Biała (Fig. 5) is now one of the most up-to-date self ignition engines in which *downsizing* was applied. This engine is characterised by a very low weight of 130 kg and compact uniform outer dimensions (460 x 500 x 650 mm); thus it was designed for propulsion of various car models of the B segment offered by: Fiat, Lancia, Opel, Subaru and Suzuki.

Average fuel consumption for Opel Corsa or Fiat Punto fitted with this engine type is in the NEDC test, on the average, 4,5 dm<sup>3</sup> of diesel oil per 100 km and the said cars are, at present, the most economical, popular vehicles available in the market.

The development potential of this engine has not been, as yet, totally explored which was confirmed by the 2003 presentation of a prototype of a sport car – Opel Eco Speedster, equipped with a version of this engine of 82 kW power (Table 4, Fig. 6).

At present, many producers prepare diesel engines of a new generation, characterised by smaller cylinder capacity. One of such examples is the most recent 1,6 dm<sup>3</sup> engine developed in cooperation with PSA (Peugeot, Citroën) and Ford.

In relation to the engine 2,0 HDi, currently applied by the PSA Concern, this engine is characterised by smaller outer dimensions, dead mass lower by 40 kg which guarantee, at the same time, similar performances at a lower fuel consumption (Table 5).

*Downsizing* is a trend still of considerable reserves to be explored. It is evidenced by the prototype of a two-stroke diesel engines TOPAZ 2CDDI, presented at the end of 2003 by the Daihatsu (Fig. 7). It is an in-line two-cylinder engine of 659 cm<sup>3</sup> cylinder capacity designed for city traffic.

In this engine a longitudinal scavenging system of a cylinder, was introduced. It was equipped



Rys. 5. Przekrój turbodoładowanego silnika 1,3 dm<sup>3</sup> Fiat-GM Powertrain [3]

Fig. 5. Section of a turbo supercharged engine 1,3 dm<sup>3</sup> Fiat-GM Powertrain [3]



Tablica 4. Porównanie wybranych parametrów eksploatacyjnych silnika Fiat-GM Powertrain [3]

Table 4. Comparison of selected operating parameters of Fiat-GM Powertrain engine [3]

	Opel Corsa 1,3 CDTI	Opel Eco Speedster (prototyp)
Objętość skokowa	1248 cm <sup>3</sup>	1248 cm <sup>3</sup>
Średnica cylindra x skok tłoka	69,6 x 82 mm	69,6 x 82 mm
Stopień sprężania	18	16
Moc maks./prędkość obrotowa	51 kW/ 4200 1/min	82 kW / 4000 1/min
Maks. moment obr./prędk. obr.	170 N·m / 1750-2500 1/min	200 N·m / 2500-4000 1/min
Rodzaj zasilania	<i>Common Rail</i> Maks. ciśn. wtrysku 140 MPa Wtryskiwacz 5-otwinkowy	<i>Common Rail</i> Maks. ciśn. wtrysku 160 MPa Wtryskiwacz 6-otwinkowy
Chłodnica powietrza	Wymiennik powietrze/powietrze	Wymiennik powietrze/woda
Masa pojazdu	1075 kg	660 kg
Zużycie paliwa (test NEDC)	4,5 dm <sup>3</sup> / 100 km	2,5 dm <sup>3</sup> / 100 km
Emisja CO <sub>2</sub> (test NEDC)	119 g/km	66,2 g/km

napędowa stanowi źródło napędu kilkunastu modeli pojazdów i niezależnie od wersji gwarantuje bardzo dobre osiągi przy wyjątkowo małym zużyciu paliwa.

Obecnie jednym z najnowocześniejszych silników o zapłonie samoczynnym na świecie wykorzystujących *downsizing* jest jednostka o objętości skokowej  $V_{ss} = 1248 \text{ cm}^3$  i mocy 51 kW, produkowana w polskich zakładach Fiat-GM Powertrain w Bielsku-Białej (rys. 5). Silnik ten odznacza się małą masą własną wynoszącą 130 kg oraz zwartymi wymiarami zewnętrznymi (460 x 500 x 650 mm), dzięki czemu został przeznaczony do napędu różnych modeli samochodów segmentu B oferowanych przez firmę: Fiat, Lancia, Opel, Subaru i Suzuki. Średnie zużycie paliwa dla modeli Opel Corsa lub Fiat Punto wyposażonych w ten silnik wynosi w teście NEDC 4,5 dm<sup>3</sup> oleju napędowego na 100 km i są to obecnie najoszczędniejsze, popularne pojazdy dostępne na rynku.

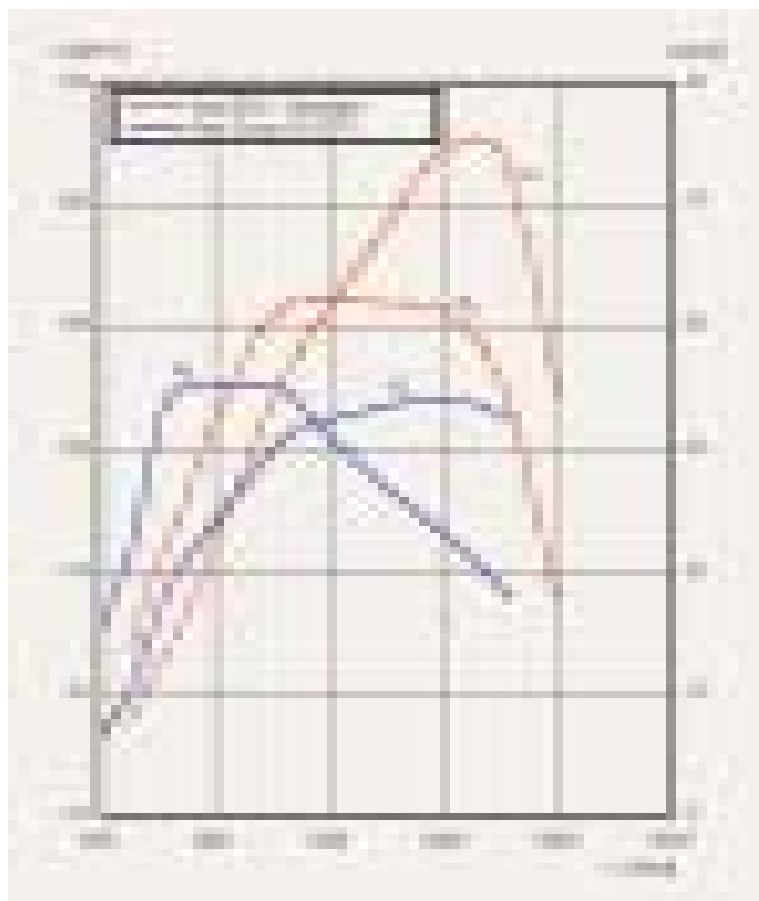
Potencjał rozwojowy tego silnika nie został jeszcze całkowicie wykorzystany, o czym świadczy prezentacja w 2003 roku prototypu sportowego pojazdu o nazwie Opel Eco Speedster, wyposażonego w odmianę tego silnika o mocy 82 kW (tab. 4, rys. 6).

Obecnie wielu producentów przygotowuje nowej generacji jednostki o zapłonie samoczynnym, charakteryzujące się zmniejszoną objętością skokową. Jednym z takich przykładów jest najnowszy silnik o objętości skokowej 1,6 dm<sup>3</sup> opracowany przez firmy: PSA (Peugeot, Citroën) i Ford.

W stosunku do stosowanego dotąd w pojazdach koncernu PSA silnika 2,0 HDi, odznacza się on mniejszymi wymiarami zewnętrznymi, mniejszą o 40 kg masą własną, gwarantując jednocześnie podobne osiągi przy mniejszym zużyciu paliwa (tab. 5).

with specially shaped guide vanes – guaranteeing intensive air swirl in the cylinder – and four exhaust valves driven by two camshafts. With regard to great thermal load the valves were made of titanium alloy. The engine was equipped with a double supercharging system: a mechanically propelled compressor of the Roots type and a classical turbo-compressor as well as with an air cooler (air/liquid heat exchanger).

During start and within the range of small loads the air is

Rys. 6. Porównanie charakterystyk prędkościowych turbodoładowanego silnika 1,3 dm<sup>3</sup> Fiat-GM Powertrain [3]Fig. 6. Comparison of speed characteristics of a turbo supercharged engine 1,3 dm<sup>3</sup> Fiat-GM Powertrain [3]

supplied by a mechanical compressor, whereas, within the range of greater loads it is disconnected and its role is taken over by a turbo-compressor. In this engine a feeding system of the Common Rail type of maximum injection pressure 160 MPa and four-stage division of the injected fuel dose was

Downsizing jest metodą kryjącą w sobie jeszcze spore rezerwy do wykorzystania. Świadczy o tym prototyp dwusuwowego silnika o zapłonie samoczynnym o nazwie TOPAZ 2CDDI, jaki zaprezentowała pod koniec 2003 roku firma Daihatsu (rys. 7). Jest to rzędowy, 2-cylindrowy silnik dwusuwowy o objętości skokowej 659 cm<sup>3</sup> przeznaczony dla pojazdu miejskiego.

W silniku tym zastosowano system wzdłużnego płukania cylindra, wyposażony w specjalnie ukształtowane kierownice gwarantujące silne

Tablica 5. Porównanie parametrów eksploatacyjnych samochodu marki Peugeot 307 SW wyposażonego w silnik 1,6 HDi, z parametrami wersji wyposażonej w silnik 2,0 HDi [9]

Table 5. Comparison of operating parameters of Peugeot 307 SW fitted with 1,6 HDi, with parameters of a version equipped with 2,0 HDi [9]

	Peugeot 307 SW 1,6 HDi	Peugeot 307 SW 2,0 HDi
Objętość skokowa	1560 cm <sup>3</sup>	1997 cm <sup>3</sup>
Średnica cylindra x skok tłoka	88,3 x 75 mm	85,0 x 88,0 mm
Stopień sprężania	17,9	17,6
Moc maks./prędkość obrotowa	80 kW / 4000 1/min	79 kW / 4000 1/min
Maks. moment obr./prędk. obr.	240 N·m / 1750 1/min	250 N·m / 1750 1/min
Zużycie paliwa (test NEDC)	5,1 dm <sup>3</sup> / 100 km	5,4 dm <sup>3</sup> / 100 km
Emisja CO <sub>2</sub> (test NEDC)	136 g/km	143 g/km



Rys. 7. Przekrój dwucylindrowego, dwusuwowego silnika TOPAZ 2CDDI firmy Daihatsu [2]

Fig. 7. Section of a two-cylinder, two-stroke engine TOPAZ 2CDDI by Daihatsu [2]

zawieranie powietrza w cylindrze oraz w cztery zawory wylotowe w głowicy, napędzane dwoma wałkami rozrządu. Ze względu na duże obciążenie cieplne zawory wykonane zostały ze stopów tytanu. Silnik wyposażono w podwójny system doładowania: mechanicznie napędzaną sprężarkę typu

its. For both engines *downsizing* proved to be the best method leading to fulfillment of these requirements as the points in Figs. 8 and 9 placing closest to the levels representing the planned limits belong to vehicles equipped with such a type of drive units.

applied. This engine can develop maximum power of 40 kW at 3800 1/min and maximum torque 130 N·m at 1800 1/min. Connected with a CT gear box this engine was mounted in a four prototype vehicles used in town traffic whose mass was 570 kg. In the Japanese test 10-15 Mode fuel consumption by this vehicle was 2,4 dm<sup>3</sup> of diesel oil per 100 km, which corresponds to CO<sub>2</sub> emission of 63,7 g/km [2].

## Conclusions

In order to satisfy the requirements of the planned limitation of carbon-dioxide emission for automobile vehicles, fuel consumption must be drastically lowered. *Downsizing* is one of the methods; it permits a better use of the potential existing in the up to-date combustion engines and also puts to practice many known, but not yet applied, technical solutions.

Contemporary vehicles equipped with spark ignition engines do not reach, as yet, the carbon dioxide emission limits planned by ACEA for the year 2008 neither do they comply with the 2010 proposals of the European Commission (Fig. 8). Vehicles equipped with up-to-date diesel engines (Fig. 9) are much closer to satisfying these lim-

Roots oraz w klasyczną turbosprężarkę, a także w chłodnicę powietrza w postaci wymiennika powietrze/ciecz.

Podczas rozruchu oraz w zakresie małych obciążeń powietrze jest dostarczane przez sprężarkę mechaniczną, natomiast w zakresie większych obciążeń jest ona odłączana, a jej rolę przejmuje turbosprężarka. W silniku tym zastosowano układ zasilania typu *Common Rail* o maksymalnym ciśnieniu wtrysku 160 MPa i czterostopniowym podziale dawki wtryskiwanego paliwa. Silnik ten rozwija moc maksymalną 40 kW przy 3800 1/min oraz maksymalny moment obrotowy 130 N·m przy 1800 1/min. W połączeniu z bezstopniową skrzynią biegów, silnik ten umieszczony został w 4-miejscowym, prototypowym pojeździe miejskim o masie 570 kg. W japońskim teście 10-15 Mode zużycie paliwa przez ten pojazd wynosi 2,4 dm<sup>3</sup> oleju napędowego na 100 km, co odpowiada emisji dwutlenku węgla 63,7 g/km [2].

### Podsumowanie

Aby spełnić wymagania związane z planowanymi limitami emisji dwutlenku węgla dla pojazdów samochodowych, należy radykalnie obniżyć zużycie paliwa. Jedną z metod zmierzających do tego jest *downsizing*, który pozwala na lepsze wykorzystanie potencjału tkwiącego we współczesnych silnikach spalinowych, a także na wdrożenie do praktyki wielu znanych, lecz niestosowanych dotąd rozwiązań technicznych.

Współczesne pojazdy wyposażone w silniki ZI nie spełniają jeszcze limitów emisji dwutlenku węgla planowanych przez ACEA na rok 2008, ani też planowanych na 2010 rok ustaleń Komisji Europejskiej (rys. 8). Znacznie bliższe spełnienia tych limitów są pojazdy wyposażone w nowoczesne silniki ZS (rys. 9). Dla obu rodzajów silników najlepszą metodą spełnienia tych wymagań okazał się w tym względzie *downsizing*, ponieważ punkty na rys. 8 i 9 położone najbliższej linii wyznaczających planowane limity należą do pojazdów wyposażonych w tego typu źródła napędu.

Artykuł recenzowany

### Literatura/Bibliography

- [1] Fabryczne materiały prasowe – AUDI AG 2002, Volkswagen AG, 2002, 2003.
- [2] Fabryczne materiały prasowe – Daihatsu, The 60-International Motor Show Frankfurt 2003.
- [3] Fabryczne materiały prasowe – Adam Opel AG, 2003.
- [4] Fabryczne materiały prasowe – DaimlerChrysler Communication, Stuttgart 2003, 2004.
- [5] Der neue Mercedes-Benz 4-Zylinder-Ottomotor M 271 mit Aufladung, 23. Internationalen Wiener Motorensymposium, Wien, April 2002.
- [6] Pischinger St., Lang O., Koerfer T.: Downsizing als Verbrauchskonzept für zukünftige Dieselmotoren – Dresdener Motorenkolloquium, Dresden 2001.
- [7] Habermann K., Fieweger K., Rauscher M.: Aufladung von Ottomotoren als Massnahme zur Verbrauchsverbesserung – Haus der Technik Tagung, München, April 2000.
- [8] Automotive Guidebook of Japan, Vol. 49, 2002-2003.
- [9] Katalog der Automobile Revue 2003, 2004.

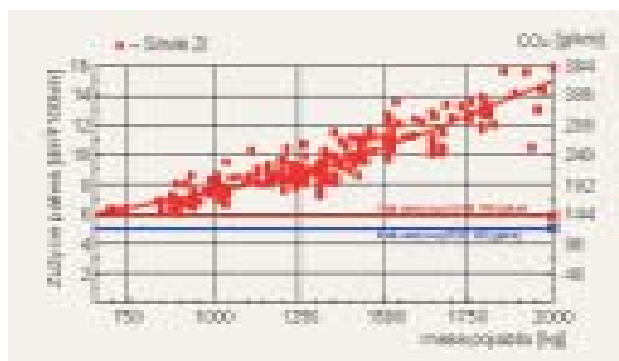
\* Dr inż. Marek Brzeżański jest pracownikiem Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej.

Mr Marek Brzeżański Ph.D. M.E. – Institute of Automobiles and Internal Combustion Engines, Cracow University of Technology.



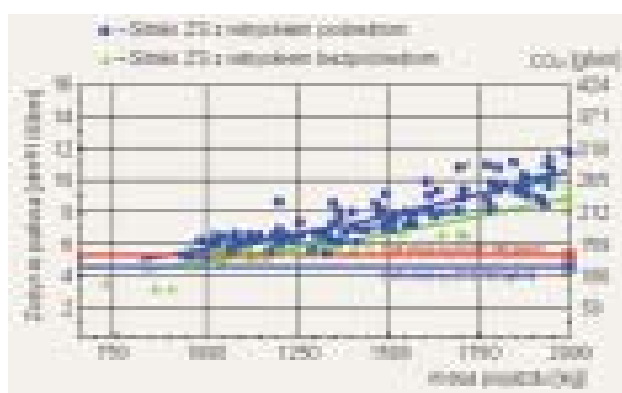
\*\* Dr inż. Krzysztof Śliwiński jest pracownikiem Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej.

Mr Krzysztof Śliwiński Ph.D. M.E. – Institute of Automobiles and Internal Combustion Engines, Cracow University of Technology.



Rys. 8. Zużycie paliwa i emisja dwutlenku węgla dla wybranych pojazdów z silnikami ZI w teście NEDC [6, 7]

Fig. 8. Fuel consumption and carbon dioxide emission for selected vehicles with spark ignition engines in the test NEDC [6, 7]



Rys. 9. Zużycie paliwa i emisja dwutlenku węgla dla wybranych pojazdów z silnikami ZS w teście NEDC [6, 7]

Fig. 9. Fuel consumption and carbon dioxide emission for selected vehicles with self ignition engines in the test NEDC [6, 7]

Dariusz PIETRAS\*  
Maciej SOBIESZCZAŃSKI\*\*

## Problemy regulacji silnika o zapłonie iskrowym z recyrkulacją spalin

*W artykule przedstawiono wyniki badań silnika o zapłonie iskrowym przeprowadzone w celu określenia wpływu recyrkulacji spalin na jego osiągi i zawartość toksycznych składników w spalinach. Badania prowadzono w zakresie natężenia recyrkulacji, w którym negatywne oddziaływanie tego procesu na osiągi silnika można było wyeliminować poprzez odpowiedni dobór kąta wyprzedzenia zapłonu. W dalszej części omówiono badania silnika związane z odpowiednim oprogramowaniem mikroprocesora ECM algorytmami sterującymi procesem recyrkulacji. W końcowej części artykułu przedstawiono badania testowe według regulaminów EURO II i EURO III, przeprowadzone na samochodzie z silnikiem sterowanym według tego oprogramowania.*

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie iskrowym, recyrkulacja spalin, sterowanie, emisja

## Issues related to adjustment of a spark ignition engine with exhaust gas recirculation

*The article presents results of a spark ignition engine examination, which has been conducted to establish the influence of exhaust gases recirculation on the engine performance and the toxic content in exhaust gases. The research concentrated on identifying a range of recirculation levels, which enabled to eliminate its negative influence on the engine performance by means of selecting an appropriate angle of advance. Further, the article discusses the engine examination procedures involving different recirculation control algorithms in the ECM chip. Finally, the article presents EURO II and EURO III tests, conducted on a vehicle/engine controlled by the above-mentioned software.*

Key words: S.I. engine, exhaust gas recirculation, engine control, emission

### 1. Wstęp

Podstawowym celem stosowania recyrkulacji spalin w silnikach tłokowych jest obniżenie zawartości wysokotoksycznych tlenków azotów w spalinach tych silników. Polega ona na doprowadzaniu pewnej ilości spalin wylotowych do świeżego ładunku zasysanego do cylindra w czasie suwu dolotu.

W historii stosowania procesu recyrkulacji w silnikach o zapłonie iskrowym można wyróżnić dwa okresy. Pierwszy ma początki w latach 70-80 ubiegłego stulecia w Stanach Zjednoczonych, gdzie w wyniku prawnych nacisków związanych z ochroną środowiska, w silnikach zasilanych gaźnikiem, zastosowano dwufunkcyjne reaktory katalityczne obniżające w spalinach zawartość węglowodorów i tlenków węgla. Natomiast w celu redukcji zawartych w nich tlenków azotu niezbędnym okazało się wykorzystanie recyrkulacji spalin. Okazało się jednak, że w ówczesnych warunkach mechanicznej regulacji tych silników recyrkulacja powodowała pogorszenie ich osiągnięć, objawiające się wzrostem jednostkowego zużycia paliwa. Wprowadzenie, w końcu lat 80-tych, elektronicznie sterowanego wtrysku paliwa lekkiego, umożliwiło zasilanie silników o zapłonie iskrowym stechiometrycznymi mieszaninami paliwowo-powietrznymi, a tym samym stworzyło warunki do opracowania katalizatora trójfunkcyjnego, redukującego w spalinach również tlenki azotu. Wprowadzenie katalizatorów trójfunkcyjnych spowodowało zaniechanie stosowania w silnikach, szczególnie małych popularnych samochodów, procesu recyrkulacji spalin. Dopiero w drugiej połowie lat 90-tych, w związku z kolejnym zaostrzeniem przepisów ograniczających toksyczność spalin samo-

### 1. Introduction

The principal reason for introducing exhaust gases recirculation technology in piston engines is the reduction of the emission of an extremely toxic nitric oxide. Its principle is to mix fresh fuel-air mixture, sucked into the cylinder during an intake stroke, with a certain amount of exhaust gases.

Two periods can be distinguished in the history of EGR in spark ignition engines. The first period falls to the seventies and eighties of the past century in the U.S., where legal pressure related to the preservation of environment led to introducing two-phase catalytic converters in carburetor engines to lower hydrocarbon and carbon oxide levels in exhaust gases. While lowering nitric oxide levels required introducing EGR. Nevertheless, in manually adjusted engines, as they were at that time, recirculation impaired their performance, which resulted in greater elementary fuel consumption. Late 1980s brought an electronically controlled light fuel injection, which enabled to fuel spark ignition engines with stoichiometric fuel-air mixtures, leading to the development of a three-phase catalytic converter, which also reduced nitric oxide levels. As the three-phase catalytic converters were introduced, EGR technology was given up, especially in small popular cars. Not before the middle of the nineties did the technology experience its revival, this time, electronics optimized for engine performance, due to an introduction of even stricter regulations to limit exhaust gases toxicity (EURO II i EURO III). It appeared that any means implemented to lower carbon oxide and hydrocarbons levels in exhaust gases, such as combustion of stratified or lean mixtures and perfection of blaster chambers in order to elim-

chodów (EURO II i EURO III), ponownie powrócono do wykorzystywania recyrkulacji spalin, tym razem jednak sterowanej elektronicznie i optymalizowanej z punktu widzenia innych osiągnięć silnika. Okazało się bowiem, że zabiegi umożliwiające dalsze zmniejszenie zawartości w spalinach tlenku węgla i węglowodorów, polegające na spalaniu uwarstwionych i ubogich mieszanin oraz udoskonalaniu kształtów przestrzeni spalania poprzez eliminację tak zwanych „przestrzeni szkodliwych”, nie miały istotnego wpływu na zawartość tlenków azotu. Ponadto w recyrkulacji spalin dostrzeżono pewne inne możliwości poprawy procesu roboczego silnika, polegające na możliwości zmniejszenia przy małych obciążeniach strat pompowania oraz kompensacji w tych warunkach termodynamicznego stopnia sprężania.

Mechanizm oddziaływania recyrkulacji spalin na proces cieplny przebiegający w cylindrze silnika jest bardzo złożony i dotychczas ostatecznie niewyjaśniony, stąd też podstawę wykorzystania recyrkulacji do redukcji tlenków azotu stanowią badania eksperymentalne. Jest rzeczą znaną i oczywistą, że recyrkulacja spalin powoduje zmniejszenie koncentracji tlenu w ładunku roboczym, zwiększenie jego pojemności cieplnej oraz zwiększenie aktywnych chemicznie rodników w okresie zapłonu. Oznacza to między innymi, że ilość ciepła wydzielonego w czasie spalania i przypadającego na jednostkę masy ładunku roboczego jest mniejsza w warunkach recyrkulacji i powoduje niższe temperatury procesu spalania. W konsekwencji tlenki azotu, które są produktem asocjacji zdysocjowanych wcześniej cząstek tlenu i azotu, mają mniej korzystne warunki powstawania. Z drugiej strony proces spalania ładunku o mniejszej koncentracji tlenu przebiega wolniej i z większym opóźnieniem powodując zmianę jego efektów termodynamicznych i pogorszenie osiągnięć silnika takich jak średnie ciśnienie użyteczne i sprawność. Może również bezpośrednio lub pośrednio oddziaływać na zawartość w spalinach tlenku węgla i węglowodorów.

W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań silnika o zapłonie iskrowym dotyczące wpływu recyrkulacji spalin na jego osiągi oraz regulacji tego silnika niwelującej negatywne skutki uboczne tej recyrkulacji.

## 2. Cel, zakres i obiekt badań

Badania doświadczalne omówione w niniejszym artykule zostały poprzedzone analizami symulacyjno-numerycznymi procesów spalania w warunkach recyrkulacji spalin [1], [2]. Wynikiem tych analiz było sprecyzowanie tezy i celu badawczego, które można sformułować następująco: „*Jeżeli, w procesie spalania z recyrkulacją spalin, wraz z powiększeniem wartości kąta wyprzedzenia zapłonu można uzyskać przyrosty wartości sprawności cieplnej i średniego ciśnienia indykowanego, większe niż zmniejszenie tych wartości spowodowane wydłużeniem procesu spalania w obecności recyrkulowanych spalin, to istnieje możliwość dobrania takich kątów spalania, przy których można osiągnąć niezmienny poziom wartości powyższych parametrów przy jednoczesnym zmniejszeniu zawartości tlenków azotu w spalinach*”. Zatem praktycznym celem omawianych badań było określenie warunków regulacji silnika (stopnia recyrku-

inate “risky spaces”, had no significant impact on nitric oxide levels. Apart from that, gas recirculation promised other opportunities to improve the engine’s working process, by means of reducing losses in pumping at small loads, and compensate the compression ratio (in these conditions).

As the mechanism of EGR influence on thermal processes in the cylinder is very complex and not entirely discovered, the use of recirculation to reduce nitric oxide levels relies on experimental examinations. It’s a well-known and obvious fact, that exhaust gases recirculation lowers oxygen concentration in fuel-air mixture, increases the mixture’s thermal capacity and increases the amount of chemically active free radicals at combustion. Among other things, it implies that with recirculation the amount of heat released at combustion in relation to a workload unit is smaller, similarly to lower combustion temperatures. Thus, the conditions are less favorable for nitric oxides to develop through association of pre-dissociated particles of oxygen and nitrogen. On the other hand, lower oxygen concentration means that the combustion process runs slower and with greater delay, which influences its thermodynamic effect and impairs the engine performance, such as mean effective pressure and efficiency. It may also influence carbon monoxide and hydrocarbon levels in exhaust gases, either directly or indirectly.

This article presents results of a spark ignition engine examination, as regards the influence of exhaust gases recirculation on engine performance and adjustments necessary to remove negative effects of recirculation.

## 2. Purpose, scope and object of research

Examinations discussed herein have been preceded by analyzing numerical simulations of the combustion process under conditions of exhaust gases recirculation [1], [2]. These analyses permitted to determine a thesis and purpose of the research, which may be expressed as follows: “*If it is possible to achieve in the process of fuel combustion with exhaust gases recirculation, through increasing the angle of advance, increases in thermal efficiency and indicated mean effective pressure higher than their decrease due to longer combustion times in the presence of recirculated exhaust gases, then it is possible to identify advance angles which make it possible to attain unchanged levels of the these parameters while lowering nitric oxide levels in exhaust gases*”. Therefore, a practical purpose of examinations discussed herein is to identify engine settings (i.e. exhaust gases recirculation ratio and the angle of advance), which result in lower carbon nitric oxide levels in exhaust gases before the catalytic converter, while maintaining engine overall efficiency and power output at unchanged levels.

A small car engine has been chosen as the object of examination, four-stroke type with electronic ignition and MPI fuel injection control, single cylinder’s displacement of 350 ccm and maximum engine speed of 5200 rpm.

Any tests discussed herein have been classified as preliminary, implication and revision examinations. Preliminary examinations included: measurement the combustion process parameters, engine performance and the content of tox-

lacji spalin i kąta wyprzedzenia zapłonu), dla których uzyskuje się zmniejszenie zawartości tlenków azotu w spalinach przed katalizatorem, przy jednoczesnym zachowaniu na niezmiennym poziomie sprawności ogólnej i mocy silnika.

Obiektem badań był silnik małego samochodu osobowego, czterosuwowy z elektronicznym sterowaniem zapłonu i wtrysku paliwa w systemie MPI, o pojemności skokowej jednego cylindra 350 cm<sup>3</sup> i maksymalnej prędkości obrotowej 5200 obr/min.

Omówione badania podzielono na podstawowe, implikacyjne i weryfikacyjne. Badania podstawowe obejmowały pomiary parametrów procesu spalania, osiągnięć silnika oraz zawartości toksycznych składników w spalinach w ustabilizowanych warunkach pracy, przy różnych obciążeniach, różnych prędkościach obrotowych i różnych stopniach recyrkulacji EGR<sup>1)</sup>. Zakres badanych stopni recyrkulacji spalin, na podstawie badań wstępnych, został ograniczony do wartości umożliwiających utrzymanie stałej sprawności ogólnej i średniego ciśnienia użytecznego, uzyskiwanych poprzez odpowiednią korektę kąta wyprzedzenia zapłonu. Badania implikacyjne miały na celu przeniesienie wyników badań podstawowych, w postaci algorytmów sterujących recyrkulacją spalin i kątem wyprzedzenia zapłonu do systemu sterowania silnikiem przygotowanym do zabudowy w samochodzie. Z kolei badania weryfikacyjne stanowiły próbę potwierdzenia skuteczności oddziaływania recyrkulacji spalin na parametry pracy silnika z punktu widzenia testów toksyczności EURO II i EURO III.

### 3. Badania wpływu recyrkulacji spalin na parametry pracy silnika przy standardowej regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu

Na rysunku 1 przedstawiono wyniki pomiarów dla stałej prędkości obrotowej silnika  $n = 2800$  obr/min, obciążeniu  $OBC = 50\%$ , przy kątach wyprzedzenia zapłonu odpowiadających standardowej regulacji silnika bez recyrkulacji spalin, wykonane dla trzech stopni recyrkulacji ( $EGR = 0\%$ ,  $4,6\%$  i  $7,4\%$ ). Podobny charakter zmian przedstawionych na wykresie parametrów występował dla pozostałych, badanych punktów pracy silnika.

Z przedstawionych danych doświadczalnych wynika, że recyrkulacja spalin istotnie wpływa na proces spalania wydłużając okres zwłoki zapłonu i czas jego trwania. Skutkiem tego oddziaływania jest znaczne zmniejszenie sprawności ogólnej silnika  $\eta_o$  i średniego ciśnienia użytecznego  $p_e$  oraz zmniejszenie maksymalnego ciśnienia spalania  $p_{max}$  występującego w komorze spalania. Wpływ recyrkulacji na zawartość w spalinach węglowodorów  $HC$  i tlenku węgla  $CO$  jest niewielki, natomiast w badanym zakresie recyrkulacji bardzo istotnie, bo przeszło dziesięciokrotnie, zmniejsza zawartość tlenków azotu  $NO_x$  w spalinach.

Z kolei na rysunku 2 porównano sprawności i toksyczność spalin silnika przy  $EGR = 0$  i  $EGR = 7,5\%$  w dziewięciu punktach jego pracy odpowiadających prędkościom obro-

ins in exhaust gases under stabilized working conditions, with different loads, different engine speeds and EGR ratios<sup>1)</sup>. Based on preliminary examination results, a scope of examined EGR ratios has been limited to values, which facilitate maintaining constant overall efficiency and mean effective pressure, by means of appropriate adjustments in the angle of advance. Implication examinations concentrated on transferring the results of preliminary examinations, i.e. algorithms, which control the exhaust gases recirculation ratio and the angle of advance, to an engine control unit (ECU), ready to be installed in a car. Consequently, verification examinations attempted to confirm the effectiveness of EGR's influence on the engine's working parameters in the context of EURO II and EURO III toxicity tests.

### 3. Testing EGR's influence on the engine's working parameters. Standard advance angle setting

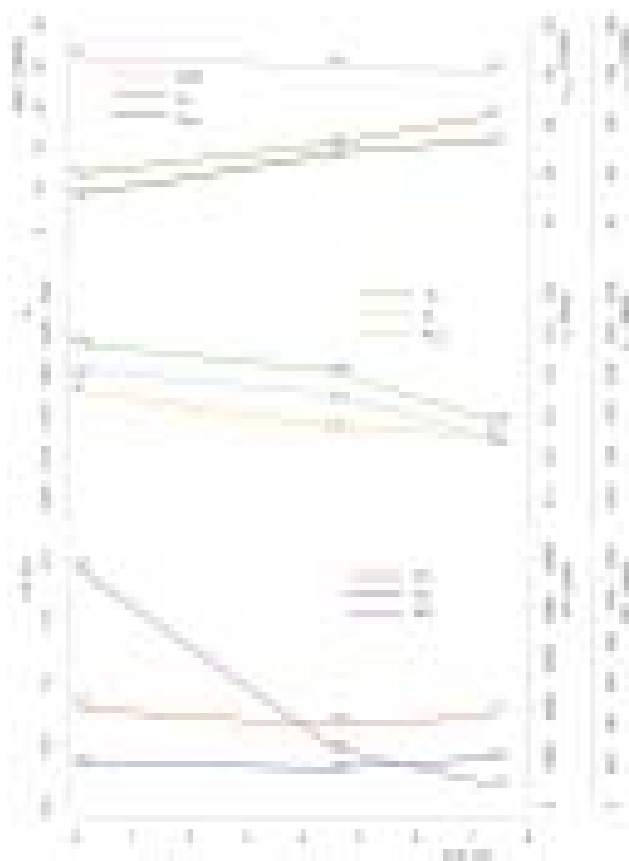
Fig. 1 presents measurement results at constant engine speed  $n = 2800$  rpm, load  $OBC = 50\%$ , and angles of advance corresponding to standard (no EGR) engine setting, taken for three different recirculation ratios ( $EGR = 0\%$ ,  $4.6\%$  and  $7.4\%$ ). Other aspects of engine functioning experienced changes similar in nature to those presented in the parameters' diagram.

Presented data prove that exhaust gases recirculation has considerable impact on the combustion process by prolonging the ignition delay and its duration. Such influence results in significant reduction in the engine overall efficiency  $\eta_o$ , mean effective pressure  $p_e$  and peak fire pressure  $p_{max}$  of the combustion chamber. EGR influence on  $HC$  and  $CO$  content in exhaust gases is insignificant. However, in each of the examined ranges of recirculation a significant ten-fold decrease occurred in nitric oxide  $NO_x$  levels in exhaust gases.

Consequently, Fig. 2 compares efficiencies and toxicities for  $EGR = 0$  and  $EGR = 7.5\%$  at nine points of the engines operation, which correspond to engine speeds of  $n = 1600$ ;  $2800$  and  $4000$  rpm and engine loads of  $OBC = 25, 50, 75\%$  with a standard KWZ<sup>2)</sup> setting. Diagrams reveal a decrease of the engine's overall capacity at  $EGR = 7.5\%$ , which reaches even 45 to 48% at lower engine loads and lower/moderate engine speeds. The decrease is a little less at higher engine loads and speeds, and reaches some 21%. An unquestionable positive effect of implementing EGR is an enormous decrease in nitric oxide levels in exhaust gases, reaching from 83 to 87% at heavier loads. The least decrease of  $NO_x$  content (about 57%) has been observed with small loads and at low engine speeds, where these values are very low, anyway. Recirculation has little effect, not to mention its variability on the contents of hydrocarbons  $HC$ . A noticeable increase in their percentage can only be observed at

<sup>1)</sup> EGR (Exhaust Gases Recirculation) ratio is a proportion between a mass stream of recirculated exhaust gases and a sum of mass streams of these exhaust gases and air, suctioned into a cylinder.

<sup>2)</sup> KWZ – denotes the angle of ignition advance, measured in degrees of the crankshaft's rotation in relation to the top dead center of the piston (TDC).



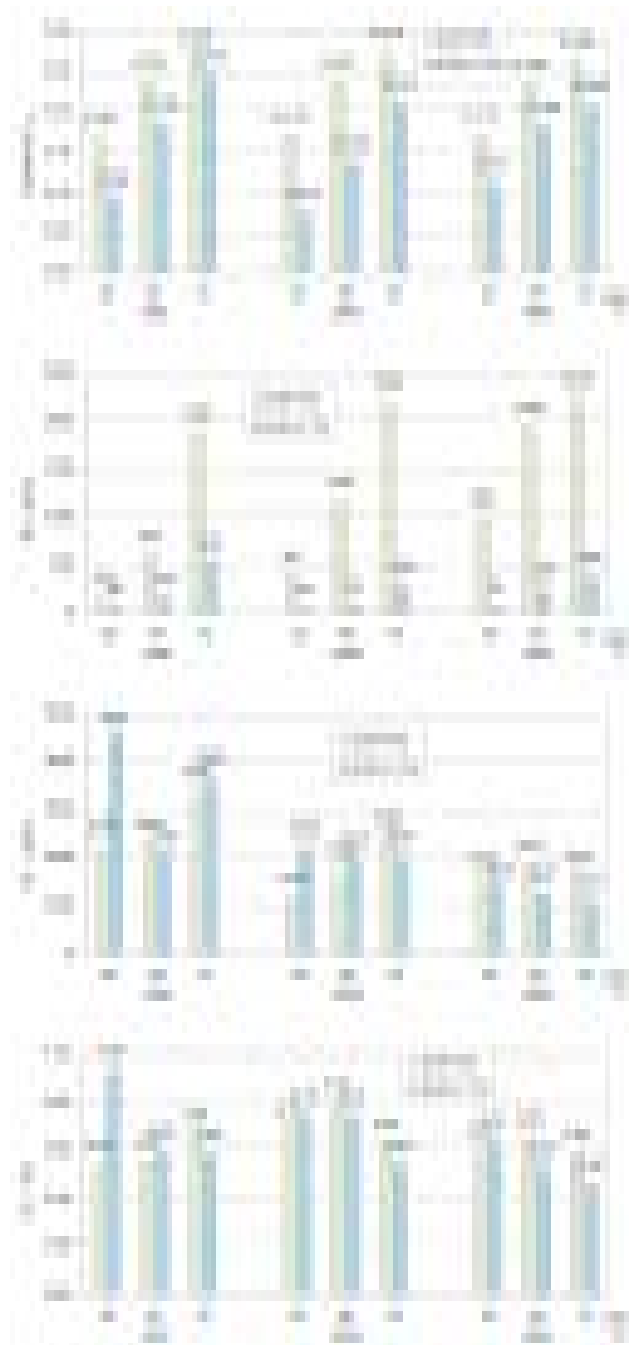
Rys. 1. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na podstawowe parametry pracy silnika i toksyczność spalin przy  $n = 2800$  obr/min,  $OBC = 50\%$  i standardowym KWZ

Fig. 1. Influence of exhaust gases recirculation on the engine's primary working parameters and exhaust gases toxicity, at  $n = 2800$  rpm,  $OBC = 50\%$  and with a standard KWZ

towym  $n = 1600, 2800$  i  $4000$  obr/min i obciążeniom  $OBC = 25, 50$  i  $75\%$ , przy standardowych wartościach KWZ<sup>2)</sup>. Widoczny na wykresach spadek sprawności ogólnej silnika przy  $EGR = 7,5\%$  osiąga nawet wartości 45 do 48% przy małych obciążeniach oraz małych i średnich prędkościach obrotowych. Przy dużych obciążeniach i prędkościach jest nieco mniejszy i wynosi około 21%. Bezspornym, korzystnym efektem recyrkulacji jest bardzo znaczne zmniejszenie zawartości tlenków azotu w spalinach, które sięga 83 do 87% przy wyższych obciążeniach. Najmniejszy spadek zawartości  $NO_x$ , bo około 57%, występuje przy małych obciążeniach i prędkościach obrotowych, gdzie zawartość tego składnika i tak jest bardzo niewielka. Wpływ recyrkulacji na zawartość węglowodorów  $HC$  jest niewielki i nieregularny. Pewien znaczący wzrost tego składnika występuje tylko przy małych obrotach i małym obciążeniu silnika. Recyrkulacja spalin wpływa na zawartość w spalinach tlenku węgla  $CO$ , podobnie jak na węglowodory.

Z wykonanych wcześniej analiz teoretycznych i przedstawionych wyników badań podstawowych wynika, że z uwagi na znaczny spadek sprawności silnika, wraz z zasto-

<sup>2)</sup> KWZ – kąt wyprzedzenia zapłonu mierzony w stopniach obrotu wału korbowego w stosunku do górnego położenia tłoka (GMP).



Rys. 2. Wpływ prędkości obrotowej  $n$  i obciążenia  $OBC$  na sprawność ogólną i toksyczność spalin przy standardowym KWZ, dla pracy silnika z recyrkulacją  $EGR = 0$  i  $7,5\%$

Fig. 2. Influence of engine speed  $n$  and engine load  $OBC$  on the engine's overall efficiency and exhaust gases toxicity, with a standard KWZ setting, at  $EGR$ -rates = 0 and 7.5%

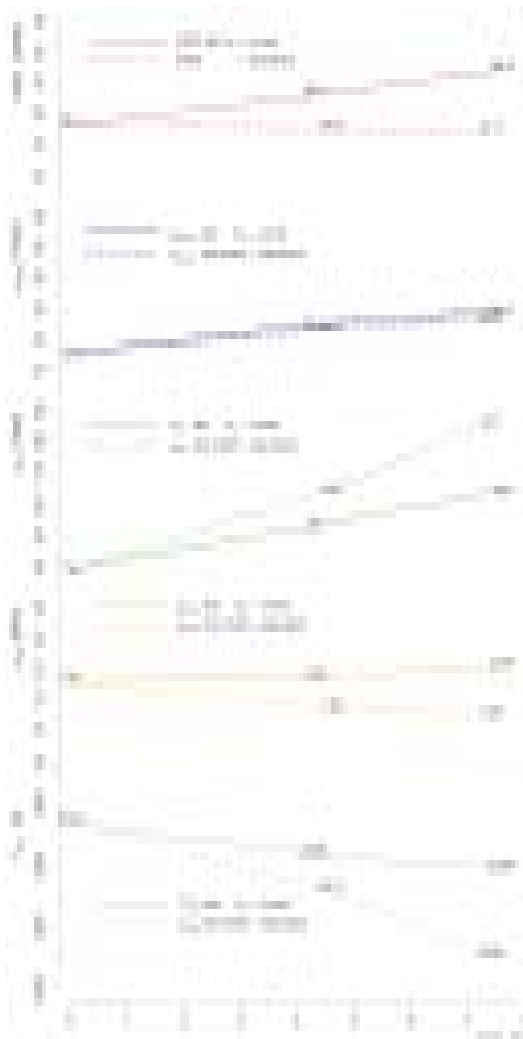
low engine speeds and with small loads. The effect of recirculation on carbon oxide  $CO$  is similar to this on hydrocarbons.

Preliminary theoretical analyses and the obtained examination results equally demonstrate that in order to compensate a considerable decrease in the engine's efficiency due to applying EGR, it is necessary to adjust the angle of advance KWZ. Please note that this method proves to be effective

sowaniem recyrkulacji konieczna jest zmiana kąta wyprzedzenia zapłonu  $KWZ$  zapobiegająca temu spadkowi. Należy jednak podkreślić, że korekcja kąta wyprzedzenia zapłonu jest skuteczna w ograniczonym zakresie wartości  $EGR$ . W badanym silniku, recyrkulacja o wartości większej niż 10%, powodowała spadek sprawności niezależnie od wartości  $KWZ$ .

#### 4. Badanie wpływu recyrkulacji spalin na parametry procesu spalania przy korygowanym kącie wyprzedzenia zapłonu

Na rysunku 3 przedstawiono uzyskany w badaniach, wpływ recyrkulacji spalin na parametry procesu spalania, przy dokonywanej korekcji kąta wyprzedzenia zapłonu  $KWZ$ , zapewniającej utrzymanie stałej sprawności silnika.



Rys. 3. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na kąt spalania  $\phi_{sp}$  i kąt opóźnienia spalania  $\phi_{osp}$  oraz maksymalne wartości ciśnienia spalania  $p_{max}$  i maksymalne temperatury obiegu  $T_{max}$  przy standardowej regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu  $KWZ$  i korekcji tego kąta zapewniającej utrzymanie stałej wartości sprawności ogólnej silnika  $\eta_o$ .

Fig. 3. Influence of exhaust gases recirculation on a combustion angle  $\phi_{sp}$  and a combustion delay angle  $\phi_{osp}$ , as well as maximum values of combustion pressure  $p_{max}$  and maximum temperatures of the thermal cycle  $T_{max}$  with standard advance angle setting and with its adjustment in order to maintain constant overall efficiency of the engine  $\eta_o$ .

tive only for a limited range of  $EGR$  ratios. In the case of our object of examination,  $EGR$  ratios in excess of 10% resulted in a decrease in efficiency, regardless of  $KWZ$ .

#### 4. Testing $EGR$ 's influence on combustion parameters. Adjusted advance angle setting

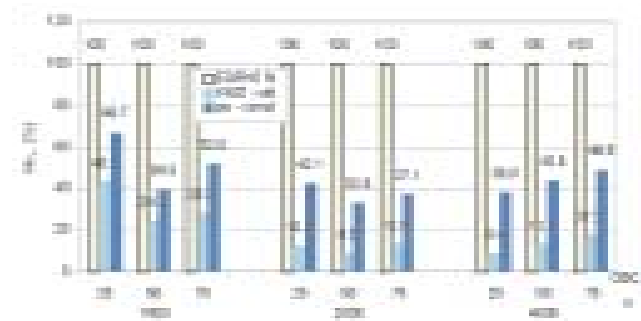
Figure 3 illustrates the effect of exhaust gases recirculation on combustion parameters, as observed during the examination, with an advanced angle setting  $KWZ$  adjusted, in order to maintain a constant efficiency of the engine. Additionally, the diagram includes previous parameter values, as observed with a standard advance setting.

According to the diagram, under conditions of exhaust gases recirculation, in order to maintain engine efficiency at a constant level, equal to its value without  $EGR$ , it is necessary to increase the angle of advance, proportionally to a current  $EGR$  ratio.

Thus, for  $EGR$  ratio = 7.5% the angle of advance has to be increased by 81%, i.e. by 19.7 degrees of the crankshaft's rotation. Under such conditions, a combustion delay angle  $\phi_{osp}$  increases by 10%, while a combustion angle decreases by 22 degrees of the crankshaft's rotation, i.e. by 21%. With  $KWZ$  adjustment, maximum values of agent pressure  $p_{max}$  and temperature  $T_{max}$  in the combustion process increase correspondingly by about 64% and 13%. Simultaneously, pressure increases by 14%, compared the values observed with no recirculation, while maximum temperature declines by about 150 K (about 6%) in comparison to the non-recirculation process.

Consequently, Figure 4 presents  $NO_x$  percentage in exhaust gases for the engine with recirculation at  $EGR$  ratio = 7.5% with standard and adjusted advance angle setting  $KWZ$ , in comparison to the engine without  $EGR$ . According to this comparison, advance angle adjustment results in a slight decrease in  $EGR$  effectiveness in the area of reducing nitric oxide levels, which verifies its suitability as a tool for fighting negative environmental impact of combustion process.

Figure 5 presents, in a form of changes in percentage of toxic components of exhaust gases, the ultimate effect of



Rys. 4. Procentowe porównanie zawartości  $NO_x$  w spalinach dla silnika z recyrkulacją  $EGR = 7,5\%$  dla standardowej i korygowanej wartości  $KWZ$ , w stosunku do silnika bez recyrkulacji

Fig. 4.  $NO_x$  percentage in exhaust gases for the engine with recirculation at  $EGR$  ratio = 7.5% with standard and adjusted advance angle setting  $KWZ$ , in comparison to the engine without  $EGR$



Dodatkowo na wykresie zamieszczono wartości analizowanych parametrów uzyskane wcześniej przy standardowej regulacji tego kąta. Jak wynika z prezentowanego rysunku, w warunkach recyrkulacji spalin, utrzymanie sprawności silnika na stałym poziomie równym jej wartości bez recyrkulacji spalin, wymaga powiększenia kąta wyprzedzenia wtrysku proporcjonalnie do aktualnej wartości  $EGR$ .

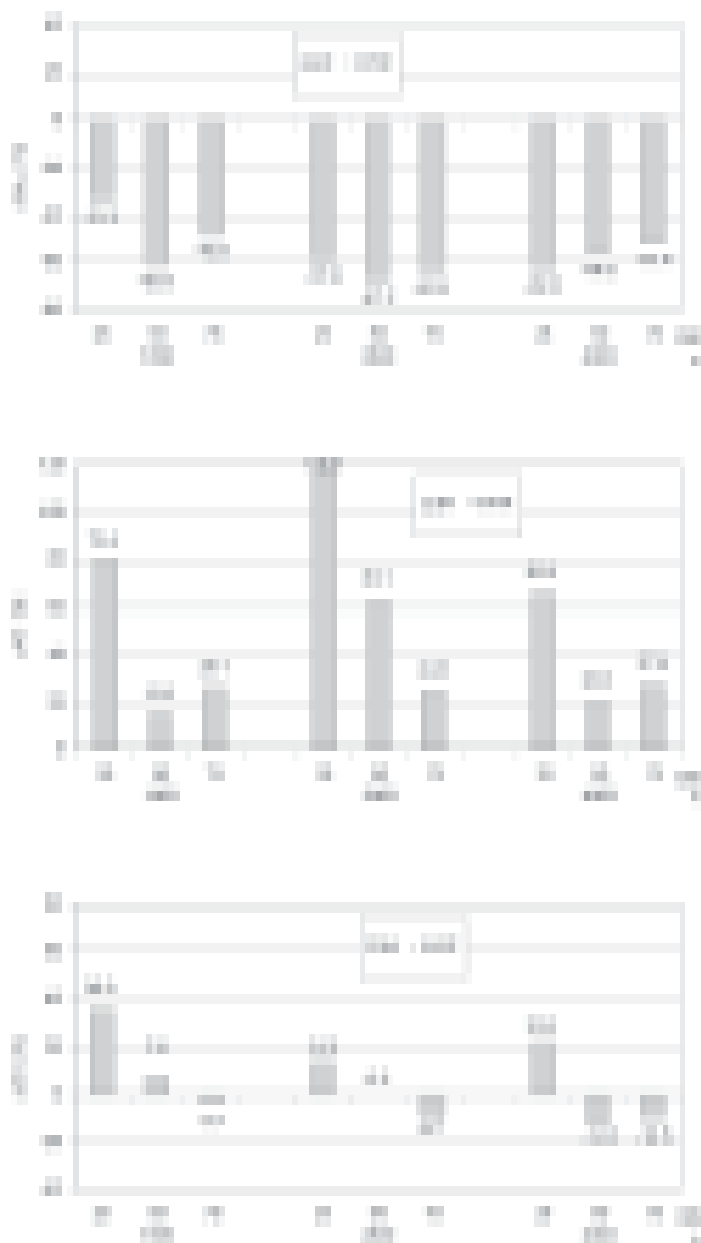
I tak dla  $EGR = 7,5\%$  kąt wyprzedzenia zapłonu musi być powiększony o 81%, to jest o  $19,7^\circ OWK$ . Kąt opóźnienia spalania  $\varphi_{opsp}$  zwiększa się w tych warunkach o 10%, natomiast kąt spalania zmniejsza się o  $22^\circ OWK$  to jest o 21%. Maksymalne wartości ciśnienia  $p_{max}$  i temperatury  $T_{max}$  czynnika w procesie spalania zwiększają się przy korekcie  $KWZ$  odpowiednio o około 64% i 13%. Przy czym wartość ciśnienia jest w tych warunkach większa o 14% od wartości występujących w procesie bez recyrkulacji, natomiast maksymalna temperatura jest mniejsza od temperatury procesu bez recyrkulacji o około 150 K, to jest o około 6%.

Z kolei na rysunku 4 przedstawiono procentowe porównanie zawartości  $NO_x$  w spalinach dla silnika z recyrkulacją  $EGR = 7,5\%$  dla standardowej i korygowanej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu  $KWZ$ , w stosunku do silnika bez recyrkulacji spalin. Jak wynika z tego porównania, korekcja kąta wyprzedzenia zapłonu zmniejsza tylko w pewnym stopniu skuteczność recyrkulacji spalin w zakresie redukcji tlenków azotu, pozostając w dalszym ciągu istotnym narzędziem w zwalczaniu negatywnych skutków procesu spalania dla środowiska.

Ostateczny efekt recyrkulacji spalin, zapewniającej zachowanie sprawności silnika, przedstawiono w postaci procentowych zmian zawartości składników toksycznych w spalinach, odniesionych do silnika bez recyrkulacji, przedstawiono na rysunku 5. Z wykresów przedstawionych na tym rysunku wynika, że w badanym silniku po zastosowaniu recyrkulacji, nie obniżającej sprawności ogólnej silnika  $\eta_o$ , zawartość tlenków azotu  $NO_x$  może być zredukowana o 30 do 60%, przy czym najmniejszy efekt redukcji przypada na najmniejsze prędkości obrotowe i najmniejsze obciążenia. Jest to jednak okupione zwiększeniem zawartości w spalinach węglowodorów  $HC$ , których zawartość zwiększa się dla średnich i wysokich obciążeń o 17 do 28% (63%) a przy niskich obciążeniach w granicach 80 do 120%. Zawartość tlenu węgla  $CO$  zmienia się w granicach od  $-12\%$  do  $+36\%$ , przy czym przyrosty dodatnie występują głównie przy małych obciążeniach.

## 5. Implementacja wyników badań podstawowych w systemie sterowania silnika z recyrkulacją spalin

Modyfikacja oprogramowania modułu sterującego silnika ECM3, umożliwiająca jego pracę z recyrkulacją spalin, wymaga wprowadzenia dodatkowego algorytmu sterujące-



Rys. 5. Procentowe zmiany wartości:  $NO_x$  (a),  $HC$  (b) i  $CO$  (c) w spalinach silnika z recyrkulacją  $EGR = 7,5\%$  z korekcją  $KWZ$ , w porównaniu do silnika bez recyrkulacji

Fig. 5. Changes in percent values of:  $NO_x$  (a),  $HC$  (b) and  $CO$  (c) in exhaust gases of the engine with recirculation at  $EGR$  ratio = 7.5% and  $KWZ$  adjustment, in comparison to the engine without  $EGR$

exhaust gases recirculation, allowing to maintain the engine's efficiency, compared to the engine without  $EGR$ . Diagrams included in this figure demonstrate, that after applying  $EGR$  to the engine under examination, without diminishing its overall efficiency  $\eta_o$ , the content of nitric oxides  $NO_x$  can be reduced by 30 to 60%, and the least reduction effect has been observed with small loads and at low engine speeds. Nevertheless, it is compensated by higher hydrocarbons  $HC$  levels, which increase by 17–28% (to 63%) with medium and heavy loads, and fluctuate within the range of 80–120% for small loads. Carbon monoxide  $CO$  contents fluctuate within

go prądem podawanym na zawór recyrkulacyjny oraz zmiany parametrów algorytmu sterującego kątem wyprzedzenia zapłonu KWZ. Modyfikacja tego ostatniego opiera się na wynikach uzyskanych w badaniach podstawowych.

Na rysunku 6 przedstawiono tablicowy algorytm sterowania kątem wyprzedzenia zapłonu silnika standardowego (a) i po uwzględnieniu modyfikacji dla pracy z recyrkulacją spalin (b).

Natomiast ustalenie wartości prądów sterujących zaworem recyrkulacyjnym wymaga dodatkowych badań na hamowni dynamometrycznej silnika. Wynika to z faktu, że w badaniach podstawowych, omówionych wyżej, układ recyrkulacji spalin miał charakter laboratoryjny i był wyposażony w specjalne urządzenie do pomiaru masowego wydatku recyrkulowanych spalin oraz układ dokładnej regulacji ich temperatury. W warunkach użytkowych, silnik przewidziany do zabudowy w samochodzie nie posiadał takich urządzeń. W związku z powyższym, silnik ten musiał być dodatkowo poddany badaniom na hamowni w celu bezpośredniego określenia prądów sterujących zaworem recyrkulacyjnym. Technika tych badań polegała na dobraniu takich wartości tych prądów, aby przy określonej prędkości obrotowej i obciążeniu (dawce wtrysku paliwa) oraz określonym w badaniach

the range of -12% and +36%, with positive increases occurring chiefly with small loads.

### 5. Implementation of preliminary examination results in a control system – engine with EGR

In order to allow the engine to operate with exhaust gases recirculation, it is necessary to modify ECM software by means of loading an additional algorithm to control the current, which operates the EGR valve, and to modify parameters of the angle of advance algorithm. The latter is based on results of preliminary examinations.

Figure 6 presents an algorithm table for controlling the angle of advance in a standard engine (a) and in an engine modified to operate using EGR (b).

However, additional examinations on a dynamometric engine test bed were carried out to identify values of the current, which operates the EGR valve. On the laboratory EGR system, used in the aforementioned preliminary examinations, a special device was fitted, measuring a mass flow rate of recirculated exhaust gases, together with a system for accurate adjustment of their temperature. Such instruments were absent in the engine intended for installation in a vehicle in application conditions. Therefore, in order to directly

a)

	98,9	10,0	12,0	20,5	20,3	21,8	24,0	25,0	26,4	27,0
M	91,0	10,0	12,0	17,5	18,8	20,2	21,4	22,6	24,2	27,2
A	81,1	10,0	12,0	20,2	23,8	24,2	27,0	26,1	26,4	28,8
P	70,2	8,0	12,0	20,9	26,9	28,3	29,7	29,2	28,1	30,9
	61,3	9,0	12,0	24,5	28,9	31,2	32,5	34,0	31,1	33,5
k	52,4	9,0	12,0	16,0	31,0	32,3	33,5	36,0	34,1	36,0
P	43,5	9,0	12,0	16,5	32,0	33,2	34,5	37,9	38,7	39,8
a	35,6	9,0	12,0	16,5	28,3	31,5	34,6	42,0	43,8	43,9
	27,7	9,0	10,0	11,0	12,0	14,0	16,0	18,0	18,0	20,0
		900	1100	1600	2200	2700	3200	3800	5200	6000

Prędkość obrotowa [obr/min]/Engine speed [rpm]

b)

	98,9	8,0	10,0	20,5	23,3	25,5	29,6	29,8	31,0	36,0
M	91,0	8,0	10,0	22,1	26,8	29,6	29,0	28,6	29,2	31,3
A	81,1	8,0	10,0	33,0	34,2	35,0	33,2	32,1	32,8	34,8
P	70,2	8,0	12,0	34,7	35,3	36,9	37,0	37,2	36,5	38,3
	61,3	9,0	12,0	33,5	34,7	36,9	42,3	44,8	44,0	43,2
k	52,4	9,0	12,0	16,0	29,6	34,0	37,2	41,6	40,7	42,7
P	43,5	9,0	12,0	16,5	32,0	33,2	35,3	42,0	42,9	43,2
a	35,6	9,0	12,0	16,5	28,3	31,5	35,6	43,0	44,8	44,9
	27,7	9,0	10,0	18,0	24,5	30,0	35,9	43,0	44,0	45,0
		900	1100	1600	2200	2700	3200	3800	5200	6000

Prędkość obrotowa [obr/min]/Engine speed [rpm]

Rys. 6. Tablicowy algorytm sterowania kątem wyprzedzenia zapłonu KWZ [°OWK], a) silnika standardowego, b) zmodyfikowany dla silnika z recyrkulacją spalin

Fig. 6. Algorithm table – Angle of ignition advance [degrees of crankshaft's rotation]: a) – standard engine, b) – modified for EGR engine

a)

	98,9	0	0	0	0	0	0	0	0	0
M	91,0	0	0	8,0	7,7	7,5	7,20	7,8	7,6	7,4
A	81,1	0	0	8,0	5,1	4,3	6,1	7,4	7,2	7,1
P	70,2	0	0	6,0	4,5	3,0	5,1	7,2	7,0	6,7
	61,3	0	0	4,5	3,0	2,5	4,9	6,3	6,1	6,0
k	52,4	0	0	0	2,0	1,0	2,5	3,3	3,0	2,7
P	43,5	0	0	0	0	0	2,0	2,5	2,0	2,0
a	35,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	27,7	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		900	1100	1600	2200	2700	3200	3800	5200	6000

Prędkość obrotowa [obr/min]/Engine speed [rpm]

b)

	98,9	0	0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0	22,0
M	91,0	0	0	24,5	26,9	28,6	30,8	29,8	29,6	25,0
A	81,1	0	0	26,1	28,8	28,2	29,9	30,2	29,6	25,0
P	70,2	0	0	27,2	29,0	27,9	29,5	29,47	31,2	25,0
	61,3	0	0	29,6	30,9	28,7	26,2	31,1	33,0	25,0
k	52,4	0	0	20,0	32,7	30,8	28,6	34,2	34,8	25,0
P	43,5	0	0	0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0
a	35,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	27,7	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		900	1100	1600	2200	2700	3200	3800	5200	6000

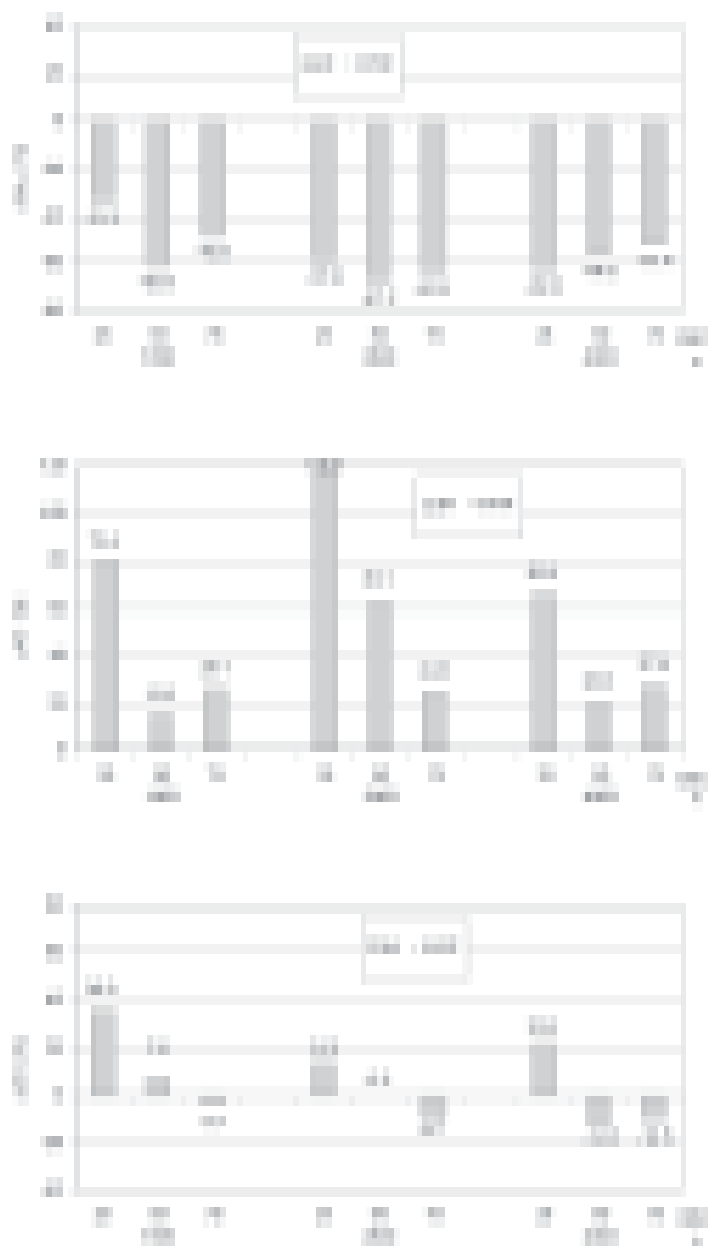
Prędkość obrotowa [obr/min]/Engine speed [rpm]

Rys. 7. Tablicowy algorytm sterowania zaworem EGR z optymalnymi wartościami stopnia recyrkulacji (a) oraz z wartościami prądów sterujących zaworem EGR (b)

Fig. 7. Algorithm table – EGR valve control. Includes optimal values of EGR ratio (a) and values of the current, which operates the EGR valve (b)

podstawowych, skorygowanym kącie wyprzedzenia wtrysku, silnik uzyskiwał moment obrotowy równy momentowi tego silnika bez recyrkulacji i korekcji kąta wyprzedzenia zapłonu. Na rysunku 7 przedstawiono algorytmy uzyskane w badaniach implementacyjnych. Tablica (a) przedstawia wartości stopni recyrkulacji w procentach EGR, natomiast tablica (b) stanowi algorytm sterowania zaworem recyrkulacyjnym i zawiera wartości odpowiednich prądów sterujących.

Na rysunku 8 przedstawiono zawartości składników toksycznych w spalinach, uzyskane po ostatecznym ustaleniu algorytmów sterowania kątem wyprzedzenia zapłonu (rys. 6b) i zaworem recyrkulacyjnym (rys. 7b). Na wykresach przedstawiono wyniki uzyskane dla trzech prędkości obrotowych:



Rys. 8. Porównanie zawartości  $NO_x$  (a),  $HC$  (b)  $CO$  (c) w spalinach dla wybranych punktów pracy silnika z recyrkulacją spalin i bez recyrkulacji

Fig. 8.  $NO_x$  (a),  $HC$  (b) and  $CO$  (c) percentages in exhaust gases for selected aspects of the engine's functioning (the engine with recirculation, compared to the engine without EGR)

identify values of the current operating the EGR valve, the engine had to be additionally tested on a test bed. The examination technique was to identify such values of this current, at which the engine's output torque (at a given engine speed and load/dose of injected fuel and advanced angle setting, as established in the course of preliminary examinations) is equal to this engine's torque without EGR and advanced angle setting adjustment. Fig. 7 presents algorithms obtained during implementation tests. Table (a) shows EGR ratio percentages, while table (b) is an algorithm for controlling the EGR valve and contains values of the control current.

Fig. 8 shows the level of toxins in exhaust gases, as observed after identifying ultimate algorithms for controlling the angle of advance (Fig. 7b) and the EGR valve (Fig. 7b). Diagrams include results obtained for three engine speed values: 1600, 3200 and 5200 rpm and three values of engine load, measured through recording the absolute pressure in the intake manifold: 91, 70 and 52 kPa. For each aspect of the engine's functioning, two values of a parameter have been given, corresponding to "EGR off" (green bars) and "EGR on" (blue bars).

Fig. 8a illustrates a change in nitric oxide  $NO_x$  levels in exhaust gases after applying recirculation. In every aspect of the engine's functioning a positive impact of recirculation is observed, more significant at higher engine speeds and larger engine loads. Nevertheless, recirculation negatively affects the content of the other two toxic components: hydrocarbons  $HC$  (Fig. 8b) and carbon monoxide  $CO$  (Fig. 8c). Recirculation caused an increase in hydrocarbon levels within the whole range of the engine's operation, particularly at higher engine loads and moderate engine speeds, and some increase in carbon monoxide levels, chiefly at higher engine speeds. Please note that these results are similar in nature and close in values to results obtained in aforementioned preliminary examinations.

## 6. Vehicle test bed examinations – engine with EGR installed in a vehicle

Experimental tests on the vehicle test bed were intended to ultimately confirm the correctness of EGR control algorithms developed and to verify the assumption, that applying exhaust gases recirculation will result in a drop of nitric oxide levels in exhaust gases to the extent required by EURO III examination. A small 704 ccm engine has been chosen as the object of examination, four-stroke type with MPI fuel injection control, installed in a small car. Fig. 9 shows a general view of the vehicle test bed at BOSMAL Research and Development Centre in Bielsko-Biała and of the car, ready for examination tests.

The same engine, but before adjustments and without EGR system, was subject to previous examinations and passed the EURO II test. Nevertheless,

1600, 3200 i 5200 obr/min i trzech obciążeni silnika mierzonych bezwzględnym ciśnieniem w kolektorze ssącym: 91, 70 i 52 kPa. Dla każdego punktu pracy silnika podano dwie wartości danego parametru, odpowiadające wyłączonej recyrkulacji – słupki zielone i włączonej – słupki niebieskie.

Na rysunku 8a pokazano zmianę zawartości tlenków azotu  $NO_x$  w spalinach uzyskaną w wyniku zastosowania recyrkulacji spalin. We wszystkich stanach pracy silnika występuje korzystny wpływ recyrkulacji, znacznie większy dla większych obciążeń i większych prędkości obrotowych. Z kolei w niekorzystny sposób recyrkulacja odbija się na zawartości w spalinach pozostałych dwóch toksycznych składników, to jest węglowodorów  $HC$  (rys. 8b) i tlenku węgla  $CO$  (rys. 8c). Zastosowanie recyrkulacji powodowało wzrost węglowodorów w całym zakresie pracy silnika a szczególnie przy średnich prędkościach obrotowych i większych obciążeniach oraz powstanie wzrost tlenku węgla występujący głównie przy dużych prędkościach obrotowych. Należy zauważyć, że uzyskane w tych badaniach wyniki mają podobny charakter zmian i są zbliżone wartościami do wyników uzyskanych w badaniach podstawowych omówionych wcześniej.

## 6. Badania na hamowni podwoziowej silnika z recyrkulacją spalin zabudowanego w samochodzie

Badania doświadczalne na hamowni podwoziowej miały na celu ostateczną weryfikację opracowanych algorytmów sterowania recyrkulacją spalin oraz potwierdzenie założenia, że zastosowanie recyrkulacji spalin ograniczy zawartość tlenków azotu w spalinach w stopniu umożliwiającym spełnienie wymagań testu EURO III. Obiektem badań był dwucylindrowy silnik czterosurowy o pojemności 704  $cm^3$ , z wielopunktowym wtryskiem paliwa, zabudowany w małym samochodzie osobowym. Na rysunku 9 pokazano ogólny widok hamowni podwoziowej Ośrodka Badawczo-Rozwojowego BOSMAL w Bielsku-Białej z samochodem przygotowanym do badań testowych.

Wcześniejsze badania wykonane dla tego samego silnika, bez zmian regulacyjnych i bez recyrkulacji spalin, wykazały, że spełnia on wymagania testu EURO II. Po porównaniu zawartości tlenków azotu, zmierzonych w tych badaniach z limitami EURO III okazało się, że przekraczają one te limity o około 60% (rys. 10). Wynik ten potwierdził konieczność zastosowania recyrkulacji spalin. Pierwszą próbę silnika z recyrkulacją wykonano według normy EURO II w celu określenia wpływu recyrkulacji na emisję toksycznych składników

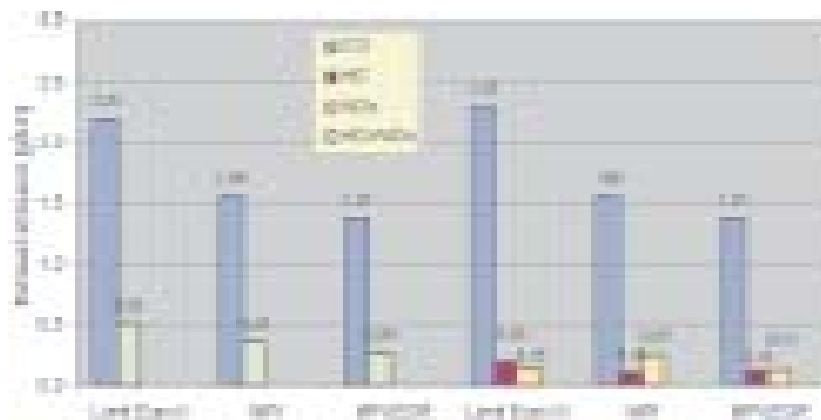


Rys. 9. Widok hamowni podwoziowej OBRSM „BOSMAL” z przygotowanym do badań samochodem

Fig. 9. View of the test bench at BOSMAL R&DC in Bielsko-Biala and of the car, ready for testing

it appeared that nitric oxide levels measured during these examinations exceed EURO III limits by about 60% (Fig. 10). This proved the necessity to apply exhaust gases recirculation. In order to identify EGR's impact on toxic components emission (of nitric oxides in particular), the first test on the engine with EGR has been executed according to EURO II specifications. This test was successful and confirmed our expectations (see Fig. 10). Hydrocarbon  $HC$  and carbon monoxide  $CO$  levels in exhaust gases remained similar to those of the engine without EGR, while nitric oxide content  $NO_x$  decreased twofold. This led us to a supposition, that under conditions of EURO III examination, the EURO III limits would also be met, at least for this component.

Fig. 11 presents EURO III examination results. Apparently, a new control system for the engine with EGR caused a double decrease in nitric oxide levels in exhaust gases. These values meet EURO III limits with a margin of 20–27%.



Rys. 10. Porównanie wyników badań toksyczności wg testu EURO II silnika z zasilaniem MPI bez recyrkulacji oraz MPI-EGR z recyrkulacją spalin, z limitami EURO II i EURO III

Fig. 10. EURO II and EURO III limits comparison with EURO II toxicity test results for MPI engine with and without EGR

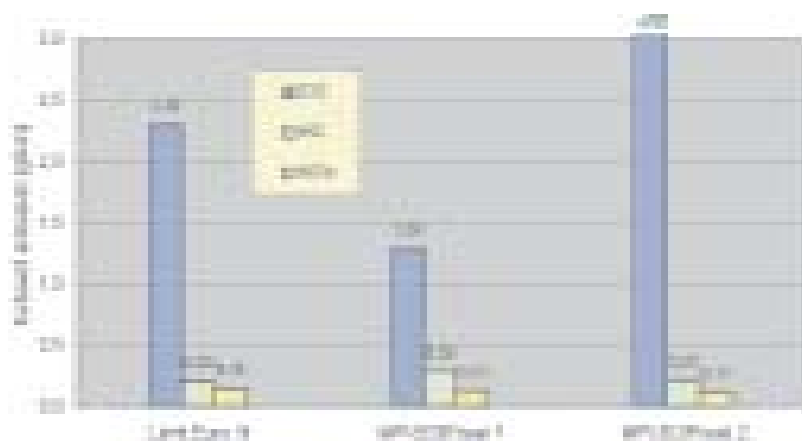
w spalinach a szczególnie na ograniczenie emisji tlenków azotu. Wynik tej próby zilustrowany na rysunku 10 był pozytywny i potwierdził oczekiwania. Zawartości węglowodorów HC i tlenku węgla CO w spalinach pozostały na zbliżonym poziomie jak dla silnika bez recyrkulacji, natomiast zawartość tlenków azotu  $\text{NO}_x$  zmniejszyła się prawie dwukrotnie. Pozwoliło to domniemywać, że również zostaną spełnione limity EURO III w warunkach testu EURO III, przynajmniej w zakresie tego składnika.

Na rysunku 11 przedstawiono wyniki badań wykonanych według wymagań testu EURO III. Jak można zauważyć, przygotowany system sterowania silnika wyposażonego w układ recyrkulacji spalin, zmniejszył zawartości tlenków azotu w spalinach prawie dwukrotnie spełniając z zapasem 20 do 27% wymagania normy EURO III.

Należy natomiast zwrócić uwagę na niespełnienie tej normy w zakresie zawartości węglowodorów (rys. 11, test 1). Wynika to z faktu rozszerzenia testu EURO III w stosunku do testu EURO II o rozpoczęcie cyklu jezdnygo przy zimnym silniku, już po upływie 10 sekund od chwili jego uruchomienia. Z kolei system sterowania, spełniający test EURO II, nie posiadał dynamicznej procedury kontrolowania dawki paliwa w funkcji prędkości otwierania przepustnicy, szczególnie ważnej przy obciążaniu i przyspieszaniu zimnego silnika. Zbyt uboga mieszanka w warunkach przyspieszania i obciążania zimnego silnika powodowała wypadanie zapłonów i w konsekwencji wzrost zawartości węglowodorów w spalinach. Statyczne wzbogacanie mieszanki zastosowane w okresie przejściowym, tylko częściowo ograniczało węglowodory, powodując jednocześnie znaczne zwiększenie zawartości w spalinach tlenku węgla (rys. 11, test 2). Niezależnie jednak od tego zastosowany układ recyrkulacji spalin spełnił swoją funkcję, ograniczając zawartość tlenków azotu w spalinach ze znacznym zapasem spełniając wymagania normy EURO III.

## 7. Podsumowanie i wnioski

1. Przeprowadzone badania recyrkulacji spalin, potwierdziły jej skuteczność w obniżaniu zawartości tlenków azotu w spalinach. Wykazały również, że jej zastosowanie, bez korekty parametrów sterowania kątem wyprzedzenia zapłonu, znacznie zmniejsza zawartość tych tlenków ale równocześnie pociąga za sobą znaczne pogorszenie parametrów użytkowych silnika, takich jak średnie ciśnienie użyteczne i sprawność ogólna silnika.
2. W badaniach wykazano, że w pewnym ograniczonym zakresie udziału spalin w świeżym ładunku cylindra, nie przekraczającym 10%, można całkowicie wyeliminować niekorzystne oddziaływanie recyrkulacji spalin na osiągi silnika, poprzez odpowiedni dobór wartości kąta wyprzedzenia zapłonu. Wprawdzie korekta tego kąta zmniejsza redukujące działanie recyrkulacji spalin na zawartość tlenków azotu



Rys. 11. Porównanie wyników badań toksyczności spalin silnika z zasilaniem MPI-EGR w badaniach według testu EURO III

Fig. 11. EURO III toxicity tests results comparison for MPI engine with EGR

Please note, that hydrocarbons value did not meet the requirements of the standard (Fig. 11, test 1). It is caused by the fact, that compared to EURO II, EURO III examination has been extended to include the beginning of the drive cycle, i.e. the cold engine period, which begins as early, as 10 seconds after engine start, while the engine control system, which passed the EURO II test, had not been equipped with a dynamic procedure to control fuel dose in relation to the opening speed of the throttle, which is particularly important under conditions of accelerating a cold engine. Too lean a mixture caused misfiring, which led to an increase in the level of hydrocarbons in the exhaust gases. Hydrocarbon emission could be partially limited by static mixture enrichment, used in the transition. This however resulted in a substantial increase of carbon monoxide emission in the exhaust gases (Fig. 11, test 2). Nevertheless, the exhaust gases recirculation system has fulfilled its purpose, limiting nitric oxide levels in the exhaust gases and meeting EURO III limits with a considerable margin.

## 7. Summary and Conclusions

1. The research on exhaust gases recirculation proved this method effective in reducing nitric oxides level in exhaust gases. It also demonstrated, that applied without adjusting of the advance angle control parameters, this method significantly decreases the level of oxides, but seriously impairs the engine operating parameters, such as mean effective pressure and overall efficiency.
2. During the course of examinations it has been established, that EGR's negative influence on the engine performance can be completely eliminated by setting a proper angle of advance, within a certain limited range of exhaust gases contribution in a fresh fuel-air mixture (not exceeding 10%). Such adjustment diminishes the EGR effect of reducing nitric oxides level in exhaust gases. Nevertheless, the ultimate outcome is positive and enables a twofold reduction of this level, as measured during EURO road tests.

- w spalinach, jednak ostateczny efekt recyrkulacji jest korzystny i pozwala na prawie dwukrotne zmniejszenie tego składnika, mierzonego w testach jezdnych EURO.
3. Proces recyrkulacji spalin, szczególnie w warunkach korekty kąta wyprzedzenia zapłonu, utrzymującej na stałym poziomie osiągi silnika, praktycznie nie powoduje zmiany poziomu zawartości tlenu węgla w spalinach, natomiast pociąga za sobą zwiększenie zawartości w tych spalinach węglowodorów, sięgające w ramach testów EURO do 30%.
  4. Ograniczenie toksyczności spalin, wynikające z kolejno zastrzanych limitów EURO III i EURO IV, wymaga oprócz stosowania recyrkulacji spalin, dodatkowych zabiegów związanych z uwzględnieniem w algorytmach sterowania szybkości zmian w położeniu otwarcia przepustnicy oraz doskonalenia geometrii komory spalania.

3. The exhaust gases recirculation process causes virtually no increase in carbon monoxide levels in exhaust gases, especially when combined with adjustment of advance angle (in order to maintain the engine's efficiency at a constant level), although it results in an increase in hydrocarbons content. According to EURO tests, the increase reaches 30%.
4. Successively growing stringency of exhaust gases toxicity limits, imposed by the EURO III and EURO IV standards, requires complementing control algorithms with a dynamic procedure to control fuel dose in relation to the opening speed of the throttle, and perfecting the combustion chamber's geometry.

Artykuł recenzowany

### Skróty i oznaczenia/Nomenclature

CO	tlenek węgla; <i>carbon oxide</i>
ECM	moduł sterujący silnika; <i>engine control module</i>
EGR	recyrkulacja spalin; <i>exhaust gas recirculation</i>
EURO II, EURO III	europejskie normy emisji spalin; <i>european exhaust emission regulation</i>
HC	węglowodory; <i>hydrocarbons</i>
KWZ	kąt wyprzedzenia zapłonu; <i>advance angle</i>
MAP	ciśnienie bezwzględne powietrza; <i>manifold air pressure</i>
MPI	wielopunktowy wtrysk paliwa (do kanałów dolotowych); <i>multi point injection</i>
n	prędkość obrotowa; <i>engine speed</i>

$NO_x$	tlenek azotu; <i>nitric oxide</i>
OBC	obciążenie silnika; <i>engine load</i>
$p_e$	ciśnienie użyteczne; <i>effective pressure</i>
$p_{max}$	maksymalne ciśnienie ładunku w cylindrze; <i>maximum cylinder pressure</i>
$T_{max}$	maksymalna temperatura ładunku w cylindrze; <i>maximum cylinder temperature</i>
$\eta_o$	sprawność ogólna; <i>engine efficiency</i>
$\varphi_{opsp}$	kąt opóźnienia spalania; <i>combustion delay angle</i>
$\varphi_{sp}$	kąt spalania; <i>combustion angle</i>

### Literatura/Bibliography

- [1] Sobieszcański M., Pietras D.: Badania modelowe wpływu recyrkulacji spalin na obieg termodynamiczny silnika o zapłonie iskrowym. *Journal of KONES'2000* nr 1-2, s. 473–484. 26<sup>th</sup> International Scientific Conference on Combustion Engines KONES'2000, Warsaw–Lublin.
- [2] Sobieszcański M., Knefel T., Pietras D.: Dobór algorytmów sterowania rozruchem, nagrzewaniem, wolnymi obrotami oraz recyrkulacją spalin silnika o zapłonie iskrowym zasilanego w systemie wtrysku MPI. *Archiwum Motoryzacji* 2002 nr 2-3, str. 53–67.
- [3] Pietras D.: Badanie wpływu recyrkulacji spalin na parametry termodynamiczne ładunku roboczego i osiągi silnika o zapłonie iskrowym. Rozprawa doktorska, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, 10.01.2003.

\*\* Prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – profesor zwyczajny i kierownik Katedry Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej, wiceprzewodniczący Rady Naukowej Ośrodka Badawczo-Rozwojowego BOSMAL w Bielsku-Białej.

*Prof. Maciej Sobieszcański D.Sc., Ph.D. M.E. – Full Professor, Department Head, Department of Internal Combustion Engines and Vehicles, University of Bielsko-Biala; Vice-Chairman of the Scientific Board, BOSMAL Research and Development Centre in Bielsko-Biala.*



\* Dr inż. Dariusz Pietras – adiunkt w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

*Mr Dariusz Pietras Ph.D. M.E. – Department of Internal Combustion Engines and Vehicles, University of Bielsko-Biala.*



Hubert KUSZEWSKI\*  
Kazimierz LEJDA\*\*  
Zygmunt SZLACHTA\*\*\*

## Analiza parametrów strugi paliw o różnych lepkościach rozpylanych przez wtryskiwacz klasyczny i z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy

*Celem zaprezentowanych badań było określenie możliwości wykorzystania wtryskiwacza z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy do rozpylania paliw o zwiększonej lepkości. Badania przeprowadzono także dla wtryskiwacza klasycznego, co nadało badaniom charakter porównawczy. Do rozpylania wykorzystano olej napędowy, rzepakowy oraz mieszaninę oleju rzepakowego z olejem napędowym. Analizowano następujące parametry makrostruktury strugi: zasięg czola strugi, jej kąt wierzchołkowy oraz powierzchnię.*

*Słowa kluczowe: silnik wysokoprężny, wtryskiwacz, olej rzepakowy, rozpylanie*

### The analysis of spray parameters of fuels of different viscosity sprayed by a typical and rotary-swinging needle injectors

*The purpose of the presented investigation was to determine the possibility of application of an injector with a rotary-swinging needle movement for spraying fuels with increased viscosity. An investigation of a typical injector has been performed as well, which made the investigation a comparative one. Diesel fuel, rape oil and mixture of rape oil and diesel fuel were used for the spraying process. The following parameters of macrostructure of the spray have been analyzed: the tip penetration, the cone angle and the area.*

*Key words: diesel engine, injector, rape oil, spraying*

#### 1. Wstęp

Wyraźny wzrost zainteresowania biopaliwami w ostatnich latach wynika przede wszystkim z faktu, iż ich zastosowanie nie pociąga za sobą degradacji środowiska naturalnego w takim stopniu, z jakim mamy do czynienia przy użytkowaniu paliw tradycyjnych. W odniesieniu do silników wysokoprężnych szczególnego znaczenia nabierają oleje roślinne, zwłaszcza olej rzepakowy (OR), a to ze względu na jego dużą dostępność i dobre warunki do uprawy w Polsce.

Jak wiadomo, surowy olej rzepakowy (OR) nie nadaje się do bezpośredniego zastosowania w silniku wysokoprężnym. Wynika to przede wszystkim ze znacznie większej lepkości oleju rzepakowego w porównaniu z olejem napędowym (ON). Ponadto surowy olej rzepakowy ma znacznie gorszą lotność, posiada mniejszą skłonność do samozapłonu i charakteryzuje się niską temperaturą rozkładu termicznego.

Zastosowanie naturalnego oleju rzepakowego do zasilania nie przystosowanego do tego celu silnika wysokoprężnego znacznie zakłóca jego pracę. W szczególności występuje zwiększony pobór mocy na procesy tłoczenia paliwa, a powstające w wyniku rozpylania krople mają duże średnice i ich odparowanie jest utrudnione. W rezultacie wzrasta skłonność do tworzenia osadów na rozpylaczach wtryskiwaczy i w komorze spalania. Wzrasta też wtedy skłonność do zagęszczania oleju silnikowego. Odmienne w stosunku do oleju napędowego podstawowe właściwości surowego oleju rzepakowego sprawiają zatem, że olejem tym bezpośrednio mogą być zasilane tylko silniki specjalnie do tego celu skonstruowane lub przystosowane.

Jednym ze sposobów ograniczenia niekorzystnych efektów związanych z zasilaniem typowych silników wysoko-

#### 1. Introduction

A recent visible growth in the interest in biofuels results mainly from the fact, that their application does not cause such a high level of natural environment degradation in comparison to currently used fuels. As far as diesel engines are concerned, vegetable oils, particularly rape oil (RO) are becoming more and more vital for the industry because of its high level of accessibility and good conditions for cultivation in Poland.

As we know, raw rape oil (RO) is not suitable for direct use in diesel engines. This results mainly from highly elevated viscosity of the said rape oil in comparison to diesel fuel (DF). Besides, the volatility of raw rape oil is much lower, it is less ignition prone and is characterized by low temperature of thermal pyrolysis.

The use of natural rape oil for fuelling of an engine not adapted for such fuel type will seriously disrupt its operation. In particular, there appears to be an extensive power consumption in the processes of fuel pumping, the fuel drops from the spray are of large diameters and their vaporization is retarded. As a result, there appears a tendency for sediments on the injector spray nozzles and in the combustion chamber. An increased engine lubricant thickness occurs as well. The very different properties of raw rape oil as opposed to regular diesel fuel force us to apply it only to specially designed or previously adapted units.

One of the methods to limit the disadvantageous effects of applying rape oil in typical diesel engines is the use of a mixture of this oil with the diesel fuel. The engine starting phase is much smoother and the process of combustion is not that much disrupted anymore, because the fuel drop

prężnych olejem rzepakowym jest stosowanie mieszaniny tego oleju z olejem napędowym. Poprawiają się wówczas właściwości rozruchowe silnika a proces spalania nie jest już tak znacznie zakłócony, ponieważ w wyniku rozpylania powstają krople o mniejszych średnicach, co jest wynikiem przede wszystkim mniejszej lepkości takiego paliwa. Dodatkową korzyścią jest ograniczenie niekorzystnych zmian właściwości oleju silnikowego.

Innym, dodatkowym sposobem polepszenia przebiegu procesu spalania przy zasilaniu silnika paliwem o zwiększonej lepkości (olej rzepakowy, mieszanina oleju rzepakowego i oleju napędowego), może być poprawa parametrów makrostruktury rozpylanego paliwa. Zaprezentowane wyniki badań wizualizacyjnych wskazują, że cel ten może być częściowo osiągnięty przez zastosowanie nowej konstrukcji wtryskiwacza, w którym iglica wykonuje ruch obrotowo-zwrotny. Konstrukcję i zasadę działania tego typu wtryskiwacza opisano m.in. w pracach [1, 4, 5].

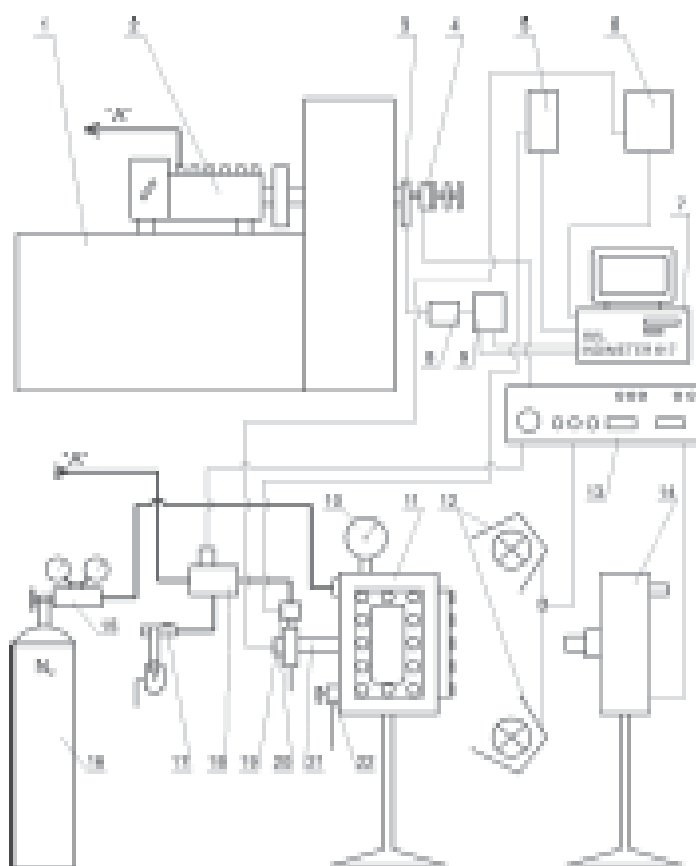
## 2. Metodyka badań wizualizacyjnych

Do badań wizualizacyjnych rozwoju strugi zbudowano specjalne stanowisko badawcze (rys. 1), którego zasadniczymi elementami są: ciśnieniowa komora wizualizacyjna o stałej objętości 11, do której było wtryskiwane paliwo za pomocą badanego wtryskiwacza 21, stół probierczy 1, pompa wtryskowa 2 tłocząca paliwo do wtryskiwacza, kamera do szybkich zdjęć 14 ze sterownikiem 13 oraz komputer z kartą pomiarową 7 [1, 4, 7].

W komorze, do której wtryskiwano paliwo, panowało ustalone przeciwciśnienie gazu weryfikowane manometrem 10. Ze względów bezpieczeństwa, gazem wypełniającym komorę był azot, podawany z butli 16. Paliwo do badanego wtryskiwacza 21 dostarczane było z pompy wtryskowej 2 napędzanej przez silnik elektryczny stołu probierczego 1. Zawór przełączający 18 kierował paliwo z pompy wtryskowej do badanego wtryskiwacza 21 (w czasie dokonywania wizualizacji rozwoju strugi) lub do wtryskiwacza pomocniczego 17 (w przerwach między zasadniczymi badaniami). Dla rejestracji strugi wtryskiwanego paliwa, konieczne było zsynchronizowanie pracy kamery 14, stołu probierczego 1, lamp oświetleniowych 12 i zaworu przełączającego 18. Użytkiwano to za pomocą specjalnego sterownika kamery 13, współpracującego z tarczami synchronizującymi 4, zamocowanymi na wałku napędzającym silnika stołu probierczego. W czasie pracy kamery dodatkowo rejestrowano przyrost ciśnienia paliwa przed wtryskiwaczem za pomocą czujnika piezokwarcowego 19. Ponadto, za pomocą indukcyjnego czujnika przemieszczenia 20 rejestrowano przebieg ruchu iglicy wtryskiwacza klasycznego i tłoka we wtryskiwaczu z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy. Za pomocą optycznego przetwornika kąta obrotu wału 3 rejestrowano prędkość obrotową wałka krzywkowego pompy wtryskowej. Rejestracja tych parametrów możliwa była dzięki zastosowaniu komputera 7 ze specjalną kartą pomiarową.

diameters are smaller as a result of a decrease in viscosity. Additionally, a decrease in the degradation of the motor oil is effected.

Another method of improvement of the combustion process in the engine run on fuel of higher viscosity (rape oil, mixture of rape oil with diesel fuel), is the improvement of the parameters of the macrostructure of the sprayed fuel. The presented results of the visualization test indicate that we can partly achieve this goal through the application of a new



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego do wizualizacji rozwoju strugi rozpylanego paliwa: 1 – stół probierczy Hansmann EFH 5008, 2 – pompa wtryskowa P56-01, 3 – optyczny przetwornik kąta obrotu wału typu AVL, 4 – tarcze synchronizacyjne, 5 – wzmacniacz ładunku typu AVL 3056, 6 – mostek tensometryczny, 7 – komputer z kartą pomiarową AVL Indimeter 617, 8 – dekodery sygnału, 9 – zasilacz, 10 – manometr, 11 – komora wizualizacyjna o stałej objętości, 12 – lampy oświetleniowe, 13 – sterownik kamery, 14 – kamera do szybkich zdjęć, 15 – reduktor ciśnienia z manometrami, 16 – butla z azotem, 17 – wtryskiwacz pomocniczy, 18 – zawór przełączający, 19 – piezokwarcowy czujnik ciśnienia typ AVL 5QP6002, 20 – indukcyjny czujnik przemieszczenia tłoka (lub iglicy) wtryskiwacza, 21 – badany wtryskiwacz, 22 – zawór spustowy

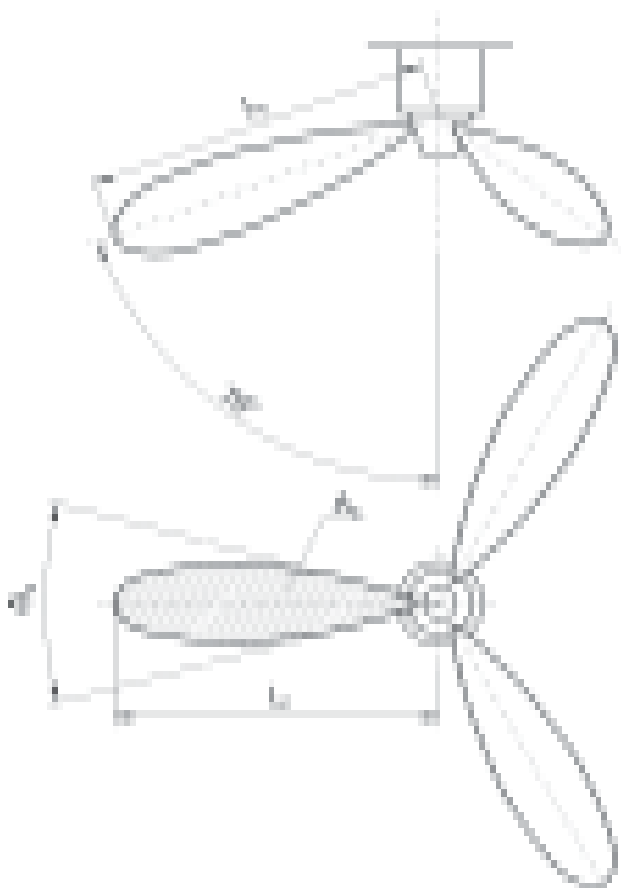
Fig. 1. The diagram of the test stand for the visualization test of the fuel spray propagation: 1 – test stand Hansmann EFH 5008, 2 – injection pump P56-01, 3 – optical converter of the crank angle – type AVL, 4 – synchronized disks, 5 – charge amplifier type AVL 3056, 6 – electric bridge, 7 – computer with a measurement card AVL Indimeter 617, 8 – signal decoder, 9 – feeder cable, 10 – manometer, 11 – visualization chamber with constant volume, 12 – lamps, 13 – camera controller, 14 – high speed camera, 15 – reducer valve with manometers, 16 – gas cylinder with nitrogen, 17 – auxiliary injector, 18 – relay valve, 19 – piezoquartz pressure pick-up type AVL 5QP6002, 20 – inductive position sensor of the piston (or needle) of the injector, 21 – tested injector, 22 – draining valve



Rejestracja obrazu strugi odbywała się z prędkością 5000 [klatek/s]. W związku z tym kolejne obrazy rozwijającej się strugi paliwa były rejestrowane co 0,0002 [s], czyli 0,2 [ms]. Taśma filmowa o szerokości 16 [mm] była następnie poddawana skanowaniu, a zapisane cyfrowo obrazy podlegały analizie za pomocą komputera. Dzięki specjalnemu oprogramowaniu możliwe było, po odpowiednim przeskalowaniu obrazu, wyznaczenie wartości analizowanych parametrów strugi rozpylanego paliwa.

W przypadku obu wtryskiwaczy (klasyczny i z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy) określano zasięg czoła strugi  $L_c$  rozpylanego paliwa, kąt wierzchołkowy strugi  $\Theta_s$  oraz powierzchnię strugi  $A_s$ . Wielkości te określano każdorazowo od punktu leżącego na osi rozpylacza – rys. 2. Kryterium oceny makrostruktury strugi  $A_s$  zostało wprowadzone ze względu na nieregularny kształt strugi generowanej przez wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy.

Przy określaniu kąta wierzchołkowego strugi  $\Theta_s$  i jej powierzchni  $A_s$  nie uwzględniano pochylenia strug wynikających z kąta, jaki tworzą osie otworków rozpylających. Natomiast kąt ten uwzględniano przy wyznaczaniu zasięgu czoła strugi. W rzeczywistości bowiem mierzono długość rzutu



Rys. 2. Sposób wyznaczania wartości analizowanych parametrów strugi paliwa rozpylanego przez wtryskiwacz klasyczny i wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy

Fig. 2. The method of determining the values of the analyzed parameters of the fuel stream sprayed by the typical and rotary-swinging needle injectors

injector, where the needle performs a rotary-swinging movement. The design and the principle of operation of this type of injector was described in [1, 4, 5].

## 2. The Methodology of the Visualization Test

A special test stand was developed for the visualization test of the fuel spray development (Fig. 1), whose vital elements are: the pressure visualization chamber with a constant volume 11, where the fuel was injected via the injector 21, test stand 1, the injection pump 2 forcing the fuel into the injector, a high speed camera 14 with a driver 13 and the computer with a measurement card 7 [1, 4, 7].

In the chamber, where the fuel was injected, the ambient gas pressure verified by reading the manometer 10 was established. For safety reasons, nitrogen was applied, filling the chamber, supplied from the gas cylinder 16. The fuel was fed to the test injector 21 from an injection pump 2 powered by an electric motor of the test stand 1. The relay valve 18 directed the fuel from the injection pump to the test injector 21 (during the visualization of the fuel spray propagation) or to an auxiliary injector 17 (in the intervals between the main tests). For the recording of the propagation of the injected fuel a synchronization of the work of the camera 14, the test stand 1, the lamps 12 and the relay valve 18 was necessary. This was accomplished by means of a special camera controller 13, interacting with the synchronizer disks 4, fixed to the driving shaft of the test stand motor. Additionally, during the camera operation a pre-injector pressure increase 19, was recorded by means of a piezoquartz sensor. Besides, the needle displacement of a typical injector and the piston displacement of an injector with a rotary-swinging needle were recorded. By means of the optical crank angle converter 3 the speed of the camshaft of the injection pump was recorded. The recording of the parameters was possible owing to the application of the computer 7 equipped with a special measurement card.

The recording of the spray images was carried out at the speed of 5000 [frames/s]. Thus, the subsequent images of the fuel spray propagation were recorded every 0,0002 [s], that is 0,2 [ms]. A 16 [mm] film tape was then scanned and digitally recorded images were subjected to a computer analysis. Thanks to the special software, it turned possible to calculate the values of the analyzed parameters of the fuel spray after proper scaling of the images.

In the case of both injectors (typical and rotary-swinging needle injectors) tip penetration  $L_c$  of the sprayed fuel, cone angle of the fuel spray  $\Theta_s$  and area  $A_s$  were determined. These quantities were determined each time from the point on the axis of the spray nozzle – Fig. 2. The criterion for the evaluation of the fuel spray area  $A_s$  was introduced because of the irregular form of the fuel spray generated by the injector with a rotary-swinging needle movement.

The description of the cone angle of the fuel spray  $\Theta_s$  and its area  $A_s$  does not include the angle of the fuel spray resulting from the angle of the spraying hole axes. This angle, however, was included when determining the tip penetration of the fuel spray, as it was the length of the projec-

strugi  $L_z$  na powierzchnię prostopadłą do osi rozpylacza. Dla badanych rozpylaczy kąt między osiami otworków rozpylacza wynosił  $140^\circ$ . Stąd też rzeczywisty zasięg czoła strugi wyznaczano z zależności:

$$L_c = \frac{L_z}{\sin 70^\circ} \quad (1)$$

gdzie:  $L_c$  – rzeczywisty zasięg czoła strugi rozpylanego paliwa [mm],  $L_z$  – zmierzony zasięg czoła strugi rozpylanego paliwa [mm].

Przy określaniu zasięgu czoła strugi brano pod uwagę zasięg średni, tj. średnią arytmetyczną zasięgów strug wypływających ze wszystkich otworków rozpylających. Podobnie postępowano przy wyznaczaniu wartości kąta wierzchołkowego strugi i jej powierzchni. Liczba poddawanych analizie obrazów strugi determinowana była uderzeniem strugi o ściankę komory wizualizacyjnej, której średnica wynosiła 120 [mm].

Do badań makrostruktury rozpylanego paliwa wybrano wtryskiwacz z klasycznym rozpylaczem wielootworkowym (D1LMK 140/M2) oraz wtryskiwacz specjalnej, nowo opracowanej konstrukcji z rozpylaczem, w którym iglica wykonuje ruch obrotowo-zwrotny. Rozpylacz ten oznaczono literą „B” [1]. Charakterystyczną cechą wtryskiwacza nowego typu jest zmienność przekrojów otworków wylotowych w czasie trwania wtrysku [1, 2, 3, 4, 5, 6, 8]. Podstawowe parametry stosowanych w badaniach rozpylaczy (klasyczny i „B”) zostały przedstawione w tabelcy 1.

W badaniach wizualizacyjnych stosowano paliwa o różnej lepkości (ON, OR oraz mieszanina: 70 [%] OR i 30 [%] ON).

Na rys. 3 pokazano przykładowe obrazy rozwoju strug paliwa uzyskane w badaniach wizualizacyjnych, które stanowiły podstawę do przeprowadzenia ich analizy ilościowej. Rysunki dotyczą rozpylaczy, którymi w tych samych warunkach wtryskiwano do komory wizualizacyjnej olej napędowy oraz olej rzepakowy oraz mieszaninę tych paliw. Z rysunków widać wyraźnie, że struga paliwa wytwarzana przez rozpylacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy rozwija się w odmienny sposób od strugi formowanej przez rozpylacz klasyczny, co powoduje różnice w wartościach parametrów oceny makrostruktury strugi. W szczególności widać, że struga wytwarzana przez rozpylacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy ma nieregularny kształt, a

tion of the fuel spray  $L_z$  on the surface, perpendicular to the spray nozzle axis that was measured. For the tested spray nozzles the angle between the axes of the spraying holes amounted to  $140^\circ$ . That's why the actual tip penetration of the fuel spray was determined from the following relationship:

$$L_c = \frac{L_z}{\sin 70^\circ} \quad (1)$$

where:  $L_c$  – actual tip penetration of fuel spray [mm],  $L_z$  – measured tip penetration of fuel spray [mm].

The description of the tip penetration of the fuel spray included an arithmetic average of the tip penetration resulting from the outflow from all the spraying holes. A similar method was applied when determining the values of the cone angle of the fuel spray and its area. The number of analyzed images of the fuel spray was dependent on the hitting of the fuel spray against the sidewall of the visualization chamber, whose diameter was 120 [mm].

For the macrostructure tests of the sprayed fuel, the authors have selected, an injector with typical multi-hole spray nozzle (D1LMK 140/M2) and a special, newly designed, rotary-swinging needle injector. Such spray nozzle was marked with letter “B” [1]. Characteristic of the new injector is the variability of the flow sections of the outlet holes during the injections [1, 2, 3, 4, 5, 6, 8]. The basic parameters of the tested spray nozzles are shown (typical and „B”) in Table 1.

During the visualization tests fuels of different viscosity (DF, RO and mixture: 70 [%] RO and 30 [%] DF) were applied.

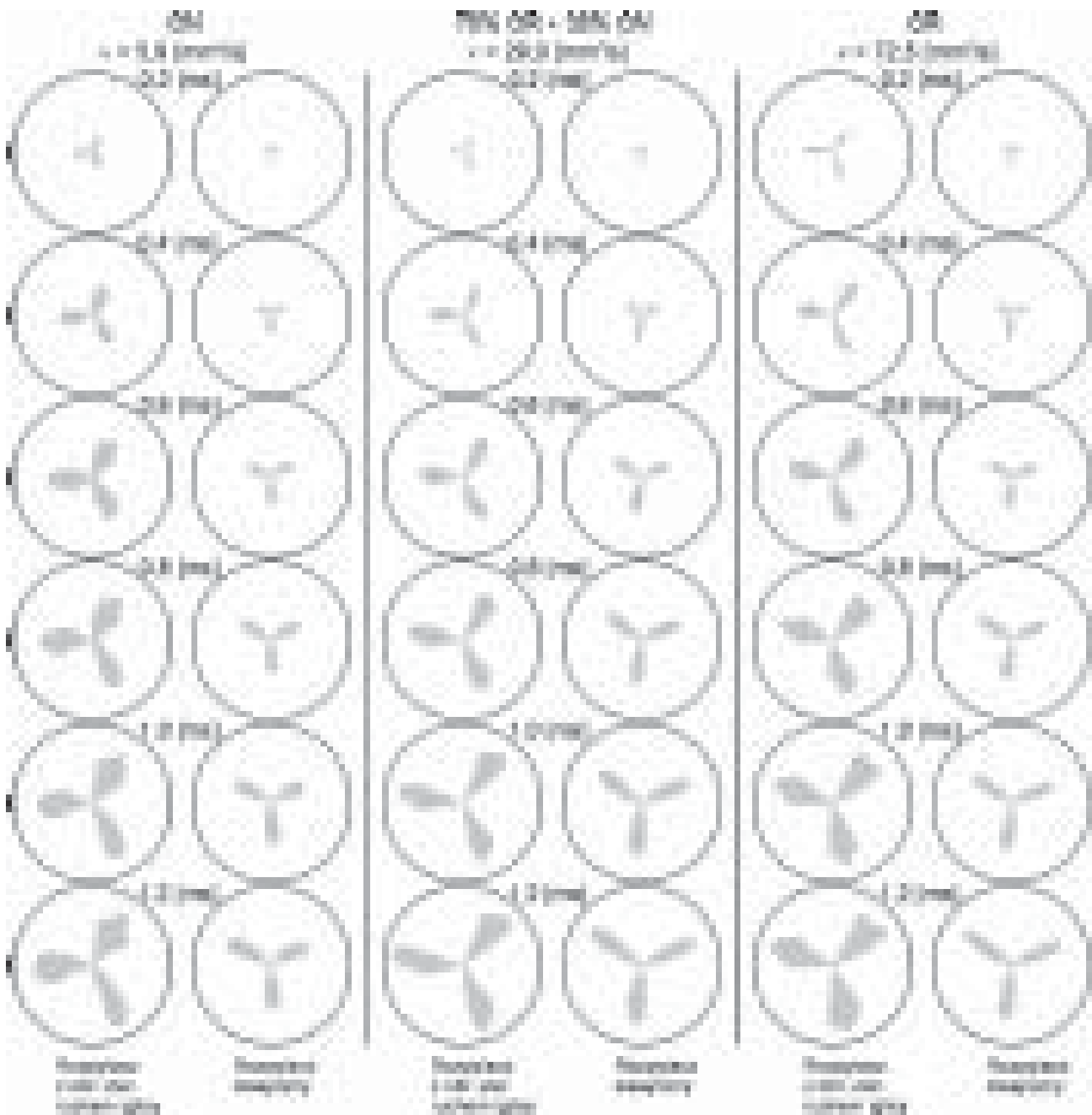
In Fig. 3 the example images of the fuel spray propagation, achieved in the visualization tests are presented, which constituted the basis for carrying out of their quantitative analysis. The figures show the spray nozzles, that were used for the injection of diesel fuel, rape oil and the mixture of these

Tabela 1. Podstawowe parametry rozpylaczy stosowanych w badaniach wizualizacyjnych  
Table 1. The basic parameters of the spray nozzles in visualization tests

Audi A4	1,8 Turbo (120 kW)	1,8 Turbo (140 kW)	V6 2,4 dm <sup>3</sup>
Liczba cylindrów	4	4	6
Obj. skokowa silnika	1781 cm <sup>3</sup>	1781 cm <sup>3</sup>	2394 cm <sup>3</sup>
Moc efektywna	120 kW/ 5700 1/min	140 kW/ 5700 1/min	125 kW/ 6000 1/min
Maks. moment obrotowy/ przy predk. obrot. 1/min	225 N·m / 1950-4800 1/min	240 N·m / 1950-4800 1/min	230 N·m / 3200 1/min
Czas rozp. 0-100 km/h	8,6 s	8,2 s	8,8 s
Prędkość maks.	226 km/h	237 km/h	226 km/h
Zużycie paliwa NEDC			
Cykl miejski	11,3 dm <sup>3</sup> /100 km	11,8 dm <sup>3</sup> /100 km	13,6 dm <sup>3</sup> /100 km
Cykl pozamiejski	6,4 dm <sup>3</sup> /100 km	6,7 dm <sup>3</sup> /100 km	7,5 dm <sup>3</sup> /100 km
Średnio w teście	8,2 dm <sup>3</sup> /100 km	8,6 dm <sup>3</sup> /100 km	9,6 dm <sup>3</sup> /100 km
Emisja CO <sub>2</sub> (NEDC)	199 g/km	209 g/km	238 g/km

Oznaczenia:  $i_r$  – liczba otworków rozpylających,  $l/d_k$  – stosunek długości otworka rozpylającego do jego średnicy (w rozpylaczu z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy przekrój otworka rozpylającego zmienia się w czasie trwania wtrysku, dlatego nie jest możliwe ściśle określenie tego parametru),  $d_i$  – średnica otworka rozpylającego w iglicy (tylko wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy),  $d_k$  – średnica otworka rozpylającego w korpusie rozpylacza,  $h_{\max}$  – maksymalny skok iglicy (tylko rozpylacz klasyczny),  $h_{\max}$  – maksymalny skok tłoka (tylko wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy),  $a_{\max}$  – maksymalny kąt obrotu iglicy (tylko wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy).

Symbols:  $i_r$  – number of spraying holes,  $l/d_k$  – length of spraying hole/its diameter ratio (in spray nozzle with rotary-swinging needle movement the flow cross-section of the spraying hole changes during the injection, thus, it is impossible to precisely determine this parameter),  $d_i$  – diameter of the spraying hole in the needle (only the injector with rotary-swinging needle movement),  $d_k$  – diameter of the spraying hole in the spray nozzle holder,  $h_{\max}$  – maximum needle stroke (only typical injector),  $h_{\max}$  – maximum piston stroke (only injector with rotary-swinging needle movement),  $a_{\max}$  – maximum angle of needle rotation (only the injector with a rotary-swinging needle movement)



Rys. 3. Obrazy rozwoju strug rozpylanego paliwa uzyskane przy zastosowaniu trzyotworkowego rozpylacza z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy i klasycznego ( $p_o = 170$  [bar],  $p_b = 20$  [bar],  $q = 130$  [mm<sup>3</sup>/wtrysk],  $n_p = 600$  [obr/min], paliwo: ON, 70% OR + 30% ON, OR)

Fig. 3. Images of fuel spray propagation from a three-hole spray nozzle with rotary-swinging needle movement and a typical one ( $p_o = 170$  [bar],  $p_b = 20$  [bar],  $q = 130$  [mm<sup>3</sup>/injection],  $n_p = 600$  [rpm], fuel: DF, 70% RO + 30% DF, RO)

jej powierzchnia (w rzucie na płaszczyznę prostopadłą do osi rozpylacza), kąt wierzchołkowy i zasięg czola są przeważnie wyraźnie większe w porównaniu do rozpylacza klasycznego.

### 3. Wyniki badań i ich analiza

Jak można było przypuszczać zastosowanie paliw o znacznie większej lepkości kinematycznej wpłynęło w przypadku obu typów wtryskiwaczy na bardzo znaczące zwiększenie osiąganych ciśnień [1, 7]. Przyczyną wzrostu ciśnień wtrysku dla paliw o zwiększonej lepkości jest zmniejszenie warto-

ści wtrysku do wizualizacyjnych komor w identycznych warunkach. The figures clearly show, that the fuel spray generated by the spray nozzle with rotary-swinging needle movement is formed differently as opposed to the fuel spray formed by a typical spray nozzle, thus, causing variations in the values of the evaluation parameters of the fuel spray macrostructure. It particularly shows that the fuel spray formed by the spray nozzle with rotary-swinging needle movement has an irregular form, and its surface (as in the projection on the surface perpendicular to the surface of the spray nozzle axis),

ści współczynnika wypływu paliwa z otworków rozpylacza. Wzrost różnicy między ciśnieniem panującym przed wtryskiwaczem i w wizualizacyjnej komorze ciśnieniowej  $\Delta p$  wiązał się oczywiście ze zwiększeniem początkowej prędkości paliwa na wylocie z rozpylacza  $V_0$ . Zmiany te były główną przyczyną wzrostu zasięgu czoła strugi dla paliw o zwiększonej lepkości kinematycznej (OR –  $\nu = 72,5$  [mm<sup>2</sup>/s], 70% OR + 30% ON –  $\nu = 29,0$  [mm<sup>2</sup>/s]) w stosunku do oleju napędowego (ON –  $\nu = 5,9$  [mm<sup>2</sup>/s]) – rys. 4 i 5. Dodatkową przyczyną wzrostu zasięgu czoła strugi wskutek zwiększenia lepkości paliwa, dla obu typów wtryskiwaczy, było zwiększenie rozmiarów kropeł wskutek pogorszonych warunków do ich rozpadu.

Z porównania rys. 4 i 5 wynika, że zasięg czoła strugi badanych paliw był większy dla wtryskiwacza z obrotowo-

cone angle and tip penetration are mostly larger in comparison to the typical spray nozzle.

### 3. Results of tests and their analysis

As expected, the applied fuel of increased kinematic viscosity largely contributed, in the case of both types of injectors, to a very significant increase in obtained pressures [1, 7]. The reason for the increase of injection pressures for fuels with increased viscosity is the reduction of value of the discharge coefficient of the fuel from the spray nozzle holes. The increased difference between the pressure before the injector and the pressure in the visualization pressure chamber  $\Delta p$  is attributable to the initial speed  $V_0$  of the fuel at the spray nozzle outlet. These changes were the primary reason for the increase of the tip penetration of the fuel spray

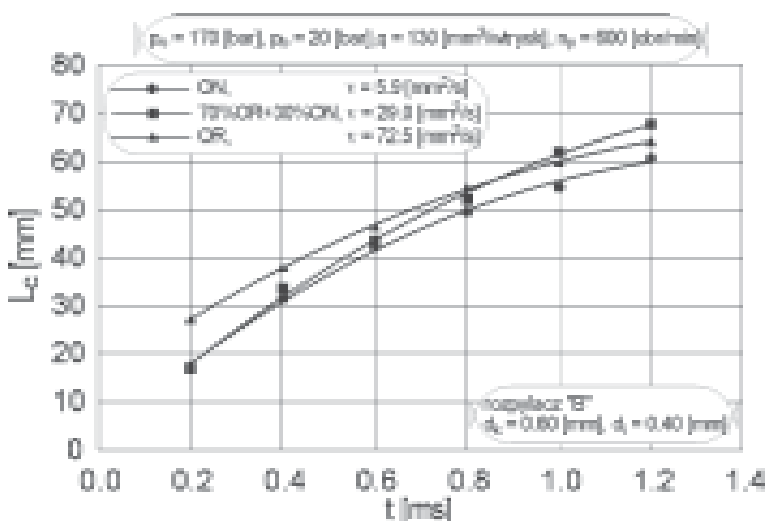
for fuels with increased viscosity (RO –  $\nu = 72,5$  [mm<sup>2</sup>/s], 70% RO + 30% DF –  $\nu = 29,0$  [mm<sup>2</sup>/s]) as opposed to diesel fuel (DF –  $\nu = 5,9$  [mm<sup>2</sup>/s]) – Fig. 4 and 5. An additional reason for the increase of the tip penetration of the fuel spray, as a consequence of the increase in fuel viscosity, for both injectors, was the enlargement of the fuel drops resulting from worse conditions of their disintegration.

The comparison of Fig. 4 and 5 shows that the tip penetration of fuel spray of the tested fuels was more extensive for the injector with a rotary-swinging needle movement in the whole time under analysis. One of the main reasons for this are much higher speeds  $V_0$  for this type of spray nozzle.

The set of injection parameters for both injectors were identical: the static opening pressure of the injector  $p_0 = 170$  [bar], ambient gas pressure  $p_b = 20$  [bar], the fuel dose  $q = 130$  [mm<sup>3</sup>/injection] and camshaft speed of the injection pump  $n = 600$  [rpm].

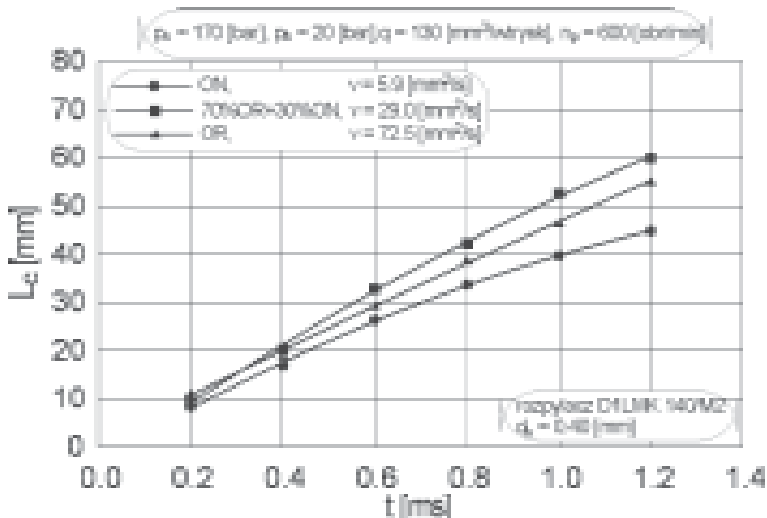
Figures 6 and 7 show the influence of fuel type on the macroscopic properties of the fuel spray generated by the injector with a rotary-swinging needle movement and the typical injector. As we can see, the use of fuels with an increased kinematic viscosity had a miniscule impact on the fuel spray area  $A_s$ . It has also been observed that the obtained values  $A_s$  are considerably higher for the spray nozzle with a rotary-swinging needle movement. Comparing the curves of the changes of the cone angle of fuel sprays  $\Theta_s$  we can clearly see that the angle of fuel spray generated by the typical spray nozzle diminished during the time of the fuel spray propagation, and its value was practically independent of the fuel type.

As for the rotary-swinging needle spray nozzle, the cone angle of the fuel spray was dependent not only on time of the fuel spray propagation, but also on the type of fuel itself. The larg-



Rys. 4. Zasięg czoła strugi wytwarzanej przez trzyotworowy rozpylacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy przy zastosowaniu paliw o różnych lepkościach kinematycznych

Fig. 4. Spray tip penetration formed by a three-hole spray nozzle with a rotary-swinging needle movement with the application of fuels of different kinematic viscosity



Rys. 5. Zasięg czoła strugi wytwarzanej przez trzyotworowy rozpylacz klasyczny przy zastosowaniu paliw o różnych lepkościach kinematycznych

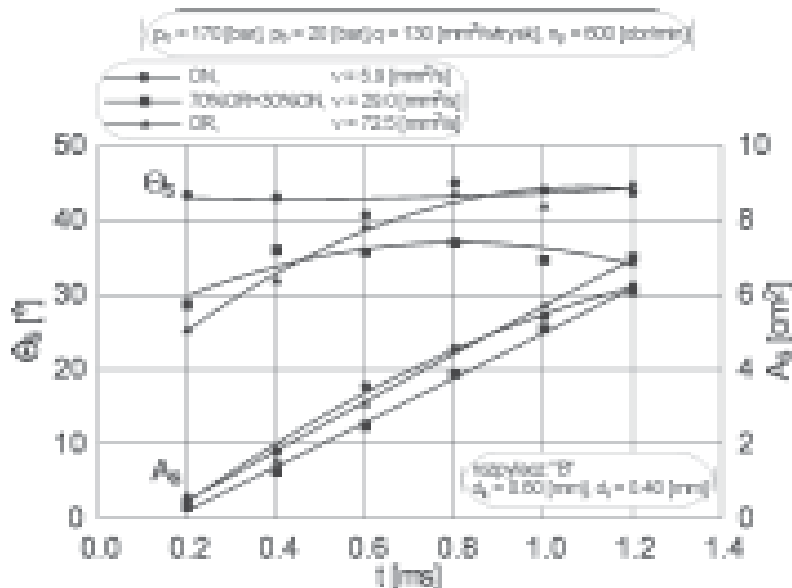
Fig. 5. Spray tip penetration formed by a three-hole typical spray nozzle with the application of fuels with different kinematic viscosity

zwrotnym ruchem iglicy w całym rozpatrywanym czasie rozwoju strugi. Jedną z głównych przyczyn tego jest występowanie dla tego rozpylacza znacznie wyższych wartości prędkości  $V_0$ .

Dla obu wtryskiwaczy nastawiono identyczne parametry związane z wtryskiem paliwa: statyczne ciśnienie otwarcia wtryskiwacza  $p_0 = 170$  [bar], przeciwcisnienie ośrodka gazowego  $p_b = 20$  [bar], dawka paliwa  $q = 130$  [mm<sup>3</sup>/wtrysk], prędkość obrotowa wałka krzywkowego pompy wtryskowej  $n_p = 600$  [obr/min].

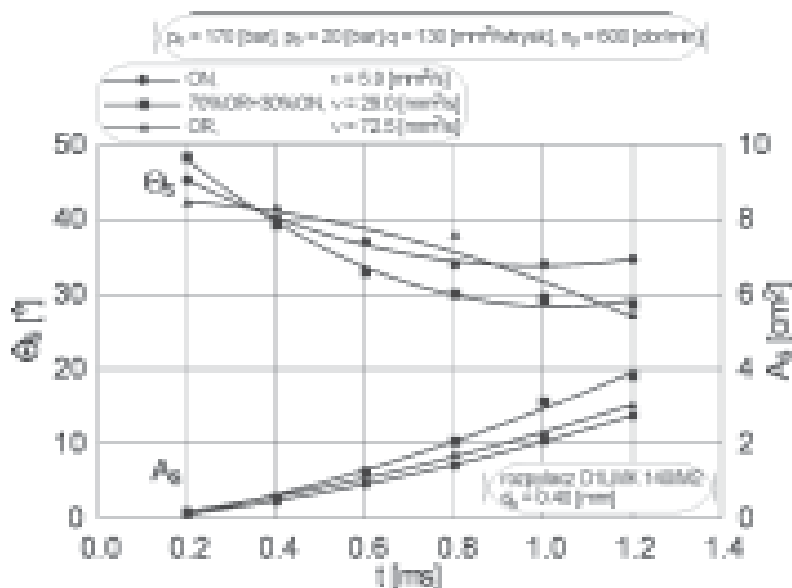
Rysunki 6 i 7 przedstawiają wpływ rodzaju paliwa na własności makroskopowe strugi wytwarzanej przez wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy i wtryskiwacz klasyczny. Jak widać, zastosowanie paliw o zwiększonej lepkości kinematycznej miało niewielki wpływ na powierzchnię strugi  $A_s$ . Jednocześnie można zauważyć, że osiągane wartości  $A_s$  są znacznie większe dla rozpylacza z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy. Porównując natomiast przebieg krzywych obrazujących zmiany kąta wierzchołkowego strugi  $\Theta_s$  widać, że kąt strugi generowanej przez rozpylacz klasyczny małał z upływem czasu rozwoju strugi, a na jego wartość praktycznie nie miał wpływu rodzaj paliwa.

Natomiast w przypadku rozpylacza z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy, kąt wierzchołkowy strugi zależał nie tylko od czasu rozwoju strugi, ale również od rodzaju paliwa. Największa wartość  $\Theta_s$  wystąpiła dla paliwa o najmniejszej lepkości kinematycznej i najmniejszym napięciu powierzchniowym (ON). Prawdopodobnie mniejsze krople były wówczas silniej odchylane na zewnątrz strugi, niż to miało miejsce w przypadku paliwa o większej lepkości (70% OR + 30% ON), kiedy warunki do wtórnego rozpadu kropli były pogorszone. Zarówno dla ON, jak i mieszaniny ON z OR, kąt wierzchołkowy strugi, choć różnił się co do wartości, to jednak pozostawał prawie niezmienny wraz z upływem czasu. Inaczej było natomiast w przypadku zastosowania OR, który charakteryzował się największą lepkością. Wówczas kąt wierzchołkowy strugi ulegał ciągłemu wzrostowi i dla czasu  $t = 1,2$  [ms] (co odpowiadało końcowi analizowanego czasu wtrysku paliwa) był już większy niż w przypadku zastosowania ON. Niewątpliwie w tym przypadku kąt wierzchołkowy strugi był wynikiem dodatkowego czynnika zwiększającego burzliwość wpływu z rozpylacza, powodowanego zmiennością przekrojów otworków rozpylających i związanej z tym ciągłej zmiany stosunku długości do przekroju otworka wylotowego. To, w połączeniu z mechanicznym oddziaływaniem powierzchni otworków wylotowych w korpusie rozpylacza na strugę prawdopodobnie powodowało, że przy zwiększonej lepkości pali-



Rys. 6. Kąt wierzchołkowy i powierzchnia strugi wytwarzanej przez trzyotworowy rozpylacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy przy rozpylaniu paliw o różnych lepkościach

Fig. 6. Spray cone angle and spray area formed by a three-hole spray nozzle with a rotary-swinging needle movement while spraying fuels of different kinematic viscosity



Rys. 7. Kąt wierzchołkowy i powierzchnia strugi wytwarzanej przez trzyotworowy rozpylacz klasyczny przy rozpylaniu paliw o różnych lepkościach

Fig. 7. Spray cone angle and spray area formed by a three-hole typical spray nozzle while spraying fuels of different kinematic viscosity

est value  $\Theta_s$  was recorded for the fuel of the lowest kinematic viscosity and with the lowest surface tension (DF). Probably, the smaller drops were driven to the outside of the fuel spray, as opposed to the fuel of higher viscosity (70% RO + 30% DF), when the conditions for the secondary disintegration of the fuel drops were less advantageous. For both the DF, and the mixture of DF and RO, the cone angle of fuel spray, though different in value, remained nearly constant in

wa i związanej z tym dużej wartości prędkości  $V_0$ , kąt wierzchołkowy strugi wraz z upływem czasu jej rozwoju ulegał zwiększaniu.

Na rysunku 8 przedstawiono dodatkowo porównanie powierzchni, kąta wierzchołkowego i zasięgu czoła strugi generowanej przez trzyotworowy rozpylacz klasyczny i z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy przy rozpylaniu oleju rzepakowego. Badania przeprowadzono przy podanych wcześniej parametrach wyjściowych. Pomimo, że dla wtryskiwacza z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy odnotowano mniejsze wartości maksymalnego i średniego ciśnienia wtrysku ( $p_{wmax} = 300$  [bar],  $p_{wsr} = 189$  [bar], dla wtryskiwacza klasycznego

było odpowiednio: 376 [bar] i 236 [bar]) to powierzchnia i zasięg czoła strugi były w tym przypadku znacznie większe. Jedynie kąt wierzchołkowy strugi w początkowej fazie wtrysku miał mniejszą wartość dla strugi generowanej przez ten wtryskiwacz, ale potem gwałtownie zaczął narastać i pod koniec analizowanego okresu czasu rozwoju strugi był już większy o ok. 18°. Większe wartości parametrów  $A_s$ ,  $\Theta_s$  i  $L_c$  dla wtryski-

wacza z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy wynikały prawdopodobnie nie tylko z braku dławienia przepływu paliwa w gnieździe iglicy, ale także z mechanicznego oddziaływania powierzchni otworków wylotowych w korpusie rozpylacza na strugę. Ewentualne potwierdzenie i uogólnienie tego wniosku byłoby możliwe po przeprowadzeniu szeregu dalszych badań, które musiałyby być prowadzone przy różnych parametrach związanych z wtryskiem paliwa (m.in. różne wartości  $p_o$ ,  $p_b$ ,  $n_p$ ,  $q$ ).

#### 4. Wnioski

Wyniki przeprowadzonych badań wskazują, że struga generowana przez wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy charakteryzuje się korzystniejszymi wartościami parametrów makrostruktury, niż wytwarzana przez wtryskiwacz klasyczny przy rozpylaniu tak lepkich paliw, jak olej rzepakowy, czy jego mieszanina z olejem napędowym. W szczególności, większe wartości kąta wierzchołkowego i powierzchni strugi winny zapewnić dobre warunki mieszania paliwa z powietrzem i korzystniejszy przebieg procesu spalania. Lepsze natomiast wykorzystanie pozostającego do dyspozycji po-

the course of time. The observation was different with the RO, which was characterized by the highest viscosity. The cone angle of the fuel spray was continuously increasing and for time  $t = 1,2$  [ms] (which corresponded to the end time of the fuel injection) was already higher than in the case of DF. Undoubtedly, in this case, the cone angle of the fuel spray was a result of an additional factor augmenting the turbulence of the outflow from the spray nozzle, caused by the flow section variability of the spraying holes and continuous change of the ratio of length/flow cross-section of the spraying hole. In relation to the mechanical influence of the surface of the escape holes in the spray nozzle body on the

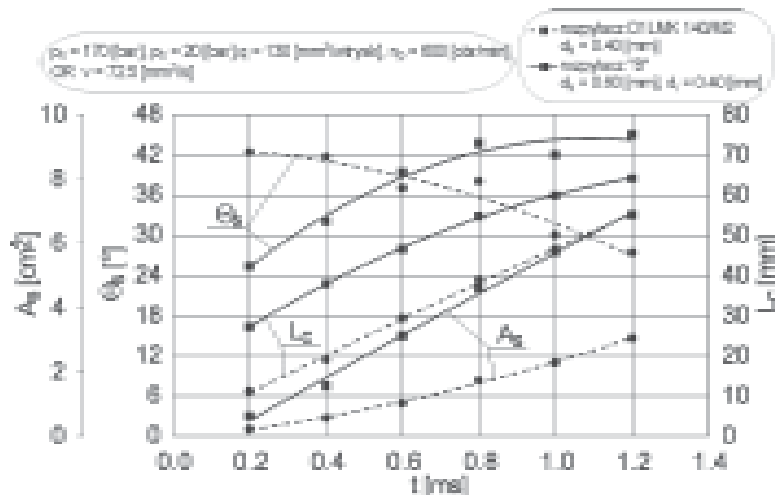
fuel spray, the above mentioned probably caused the increase of the cone angle of the fuel spray in the course of time at an increased fuel viscosity and high speed value  $V_0$ .

Fig. 8 additionally shows the comparison of the area, the cone angle and the tip penetration of the fuel spray generated by the typical three-hole spray and a rotary-swinging needle nozzles while spraying rape oil. The tests have been carried out at pre-set initial parameters. Even though, for the injector with a rotary-swinging needle move-

ment, lower values of maximum and average injection pressures ( $p_{wmax} = 300$  [bar],  $p_{wsr} = 189$  [bar]) were recorded – for the typical injector the values were respectively: 376 [bar] and 236 [bar]) the values of the area and tip penetration of the fuel spray were much higher. Only the cone angle of the fuel spray, generated by this injector, in the first phase of the injection process had a lower value, but then the value suddenly began to grow and in the end of the analyzed period of the propagation of the fuel spray was already higher by about 18°. The higher values of parameters  $A_s$ ,  $\Theta_s$  and  $L_c$  for the rotary-swinging needle injector probably resulted not only from the lack of fuel throttling in the needle socket, but also from mechanical influence of the area of the outlet holes in the spray nozzle holder on the fuel spray. A possible confirmation and generalization of this conclusion would be possible after a series of further tests, which would have to be executed at different parameters related to the fuel injection (among other things different values of  $p_o$ ,  $p_b$ ,  $n_p$ ,  $q$ ).

#### 4. Conclusion

The results of the performed tests indicate that the fuel spray generated by the injector with a rotary-swinging needle



Rys. 8. Porównanie kąta wierzchołkowego, powierzchni i zasięgu czoła strugi wytwarzanej przez trzyotworowy rozpylacz klasyczny i z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy przy rozpylaniu oleju rzepakowego

Fig. 8. Comparison of the spray cone angle, area and tip penetration generated by a three-hole typical spray nozzle and the one with a rotary-swinging needle movement while spraying rape oil

wietrza w komorze spalania powinno umożliwić spalanie z mniejszymi wartościami współczynnika nadmiaru powietrza i w efekcie uzyskanie większych wartości średniego ciśnienia efektywnego.

Artykuł recenzowany

movement is characterized by better values of the macrostructure parameters, than that of the typical injector spraying viscous fuels, such as rape oil or its mixture with diesel oil. In particular, larger values of the cone angle and the area of the fuel spray should ensure good conditions of fuel mix with the air and better combustion process. A better utilization, however, of the air in the combustion chamber should enable combustion with smaller values of surplus combustion air coefficient, thus, resulting in a higher value of mean effective pressure.

### Skróty i oznaczenia/Nomenclature:

$A_s$ [cm <sup>2</sup> ]	powierzchnia rzutu strugi na płaszczyznę prostopadłą do osi rozpylacza/ <i>the area of projection of the fuel spray on the surface perpendicular to the spray nozzle axis</i>	$p_{wst}$ [bar]	średnie ciśnienie wtrysku paliwa/ <i>average fuel injection pressure</i>
$L_c$ [mm]	rzeczywisty zasięg czoła strugi rozpylanego paliwa/ <i>actual tip penetration of the fuel spray</i>	$q$ [mm <sup>3</sup> /wtrysk]	dawka paliwa/ <i>fuel dose</i>
$L_z$ [mm]	zmierzony zasięg czoła strugi rozpylanego paliwa/ <i>measured tip penetration of the fuel spray</i>	$t$ [ms]	czas/ <i>time</i>
$n_p$ [obr/min]	prędkość obrotowa wałka krzywkowego pompy wtryskowej/ <i>camshaft speed of the injection pump</i>	$V_0$ [m/s]	początkowa prędkość paliwa na wylocie z rozpylacza/ <i>initial speed of the fuel at the spray nozzle outlet</i>
ON/DF	olej napędowy/ <i>diesel fuel</i>	$\Theta_s$ [°]	kąt wierzchołkowy strugi/ <i>cone angle of the fuel spray</i>
OR/RO	olej rzepakowy/ <i>rape oil</i>	$\nu$ [mm <sup>2</sup> /s]	lepkość kinematyczna paliwa/ <i>fuel kinematic viscosity</i>
$p_o$ [bar]	statyczne ciśnienie otwarcia wtryskiwacza/ <i>static opening pressure of the injector</i>	$\Delta p$ [bar]	różnica między ciśnieniem paliwa w przewodzie wtryskowym przy wlocie do wtryskiwacza odpowiadającym początkowi otwierania wtryskiwacza a ciśnieniem w komorze wizualizacyjnej/ <i>difference between the fuel pressure in the pressure conduit at the inlet to the injector (corresponding to the onset of the injector opening) and the pressure in the visualization chamber</i>
$p_b$ [bar]	przeciwiśnienie ośrodka gazowego/ <i>ambient gas pressure</i>		
$p_{wmax}$ [bar]	maksymalne ciśnienie wtrysku paliwa/ <i>maximum fuel injection pressure</i>		

### Literatura/Bibliography

- [1] Kuszewski H.: Wpływ zmiennych przekrojów wylotowych wtryskiwacza z obrotową iglicą na rozpylanie oleju napędowego. Praca doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków 2003.
- [2] Kuszewski H., Sowa K., Szlachta Z., Zabłocki M.: Ausgewählte Eigenschaften einer neuen Konstruktionsausführung des Einspritzventils mit Oszillations-Drehbewegung der Düsenadel für einen DI-Dieselmotor. XXXI. międzynarodna konferencja katiedier a pracovišk spal'ovacích motorov českých a slovenských vysokých škól, KOKA 2002, Žilina 2002.
- [3] Kuszewski H., Sowa K., Szlachta Z., Zabłocki M.: Własności strug paliwa rozpylanego wtryskiwaczem z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy. Scientific Journal of TKMA „Alternative Feeding of Diesel Engines Problems of Maintenance of Power Units” KONSPAL'2002, Wrocław 2002.
- [4] Sowa K., Szlachta Z., Zabłocki M., Kuszewski H.: Badania nowego proekologicznego systemu spalania dla szybkoobrotowego silnika wysokoprężnego z rozpylaczem o zmiennym przekroju otworów rozpylających paliwo. Sprawozdanie z realizacji Projektu Badawczego nr 9 T12 D 016 16.
- [5] Sowa K., Zabłocki M., Szymański J.: A multi-hole injector with variable flow area of atomization orifices for diesel engines – preliminary investigation. International Scientific Conference “Development of design of internal combustion engines and quality of fuels to meet future levels”, Cracow 2001.
- [6] Sowa K., Zabłocki M., Szymański J.: Niektóre własności nowej konstrukcji wtryskiwacza wielootworowego ze zmiennym przekrojem otworów rozpylających. Międzynarodowa Konferencja Motoryzacyjna AUTOPROGRES-KONMOT 2002 „Doskonalenie konstrukcji, technologii i eksploatacji pojazdów”, Pasyng k./Olsztyna 2002.
- [7] Szlachta Z., Kuszewski H.: Wpływ zmiennych przekrojów wylotowych wtryskiwacza z obrotową iglicą na rozpylanie oleju napędowego. Grant promotorski nr 5 T12D 026 22.
- [8] Szymański J., Zabłocki M.: Wtryskiwacz do silnika spaliniowego. Zgłoszenie patentowe nr P-294889 z dnia 11.06.1992 w Urzędzie Patentowym R.P.

\* Dr inż. Hubert Kuszewski – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.

Mr Hubert Kuszewski Ph.D., M.E. – Lecturer in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszow University of Technology.



\*\* Dr hab. inż. Kazimierz Lejda – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.

Mr Kazimierz Lejda D.Sc., Ph.D., M.E. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszow University of Technology.



\*\*\* Prof. dr hab. inż. Zygmunt Szlachta – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.

Prof. Zygmunt Szlachta D.Sc., Ph.D., M.E. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Cracow University of Technology.



Andrzej AMBROZIK\*

## Dezaktywacja trójfunkcyjnych reaktorów spalin i wybrane metody badań skuteczności ich działania

*W artykule przedstawiono warunki pracy i podstawowe procesy dezaktywacji trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych spalin. Scharakteryzowano metody ich diagnozowania z uwzględnieniem podziału na trzy grupy. Opisano stanowisko badawcze przeznaczone do badań reaktorów oraz graficznie przedstawiono wyniki badań konwersji szkodliwych składników spalin w katalizatorach platyna-rod i pallad-rod – nowych i po poddaniu ich procesowi starzenia.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, reaktor katalityczny

### Deactivation of three-way catalytic converters and selected methods for investigating their efficiency

*The paper presents operating conditions and basic processes involved in the deactivation of three-way catalytic converters of exhaust gases. The methods of diagnosing three-way catalytic converters are characterised taking into account their differentiation into three groups. The research stand for catalytic converter tests is described. The results of investigations into the conversion of harmful components of exhaust gases are given in a graphic form. The catalytic converters experimented on are platinum-rhodium and palladium-rhodium, both new and aged ones.*

Key words: combustion engine, catalytic converter

#### 1. Wprowadzenie

Rozwój transportu samochodowego i powodowane nim zanieczyszczenia naturalnego środowiska człowieka spowodowały wprowadzenie ograniczeń emisji substancji toksycznych z silników spalinowych. Do najważniejszych z nich zaliczamy tlenek węgla, nieutlenione węglowodory i tlenki azotu. Obecnie powszechnie stosowanym sposobem ograniczania emisji tych substancji z silników o zapłonie iskrowym jest stosowanie trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych spalin współpracujących z elektronicznie sterowanymi wtryskowymi układami zasilania wykorzystującymi sygnał z czujnika tlenu do sterowania składem mieszanki palnej, który powinien odpowiadać składowi stechiometrycznemu.

Obowiązujące obecnie przepisy homologacyjne, zarówno europejskie, jak i amerykańskie, przewidują okres eksploatacji pojazdu, podczas którego emisja określona tymi przepisami nie zostanie przekroczona. Okres ten dla samochodów homologowanych w Europie wynosi 80 000 km, natomiast w USA, zgodnie z przepisami federalnymi i kalifornijskimi, wynosi 50 000 mil lub 5 lat, przy czym po 100 000 mil lub 10 latach eksploatacji pojazdu zwiększenie emisji wyżej wymienionych substancji toksycznych może być tylko niewielkie.

Długotrwałe i często ekstremalne warunki eksploatacji, stosowanie paliw różnej jakości, skomplikowana budowa i mała zawartość metali szlachetnych w warstwie katalitycznej powodują, że reaktory katalityczne spalin ulegają dezaktywacji, pogarszając tym samym właściwości ekologiczne pojazdu. Dlatego też powinny być one elementem ciągłego monitoringu w układzie diagnozującym eksploatację pojazdu. Za realizację diagnostyki elementów i podzespołów pojazdu odpowiedzialnych za emisję toksycznych składników spalin w USA odpowiedzialny jest system diagnostyki pokładowej OBD II (*On-Board Diagnostic II*) zaś w krajach UE

#### 1. Introduction

The development of motor vehicle transport and the resultant pollution of man's natural environment led to imposing limits on internal combustion engines emission of toxic substances. Carbon monoxide, unburned hydrocarbons and nitrogen oxides are the major poisonous compounds. At present, the means most commonly used to reduce the emission of those substances in spark ignition engines are three-way catalytic converters. They collaborate with electronically controlled fuel injection systems, which use the signal from oxygen sensor to control the composition of air-fuel mixture, which should correspond to the stoichiometric composition.

Certification regulations presently in force, both European and American, state that there is a vehicle operation period, during which the harmful combustion products emission cannot exceed a certain limit. For cars certified in Europe, the period corresponds to the mileage of 80 000 km. In the USA, in accordance with the Code of Federal Regulations and those binding in the State of California, it is 50,000 miles or 5 years, at the same time, after 100,000 miles or 10 years of a vehicle operation, there can be only a small increase in the emission of toxic substances.

Long lasting, often extreme service conditions, fuels of different, sometimes low, quality, a complex structure, a low content of noble metals in active surfaces lead to catalytic converters degradation, thus making the vehicles even more harmful to the environment. Therefore, they should be constantly monitored by the system diagnosing the vehicle operation. The active diagnosing of the vehicle parts and sub-assemblies responsible for the emission of exhaust gases toxic components is performed by OBD II (*On-Board Diagnostic II*) - in the USA and its equivalent in UE countries -



jego odpowiednik EOBD (*European On-Board Diagnostic*), wprowadzony jako wymóg stosowania w przepisach określonych normą EURO III i EURO IV [5].

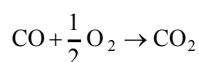
## 2. Warunki pracy trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych spalin i podstawowe reakcje chemiczne w nich zachodzące

Katalizator z nośnikiem metalowym lub ceramicznym, na którym naniesione są warstwy substancji katalizujących, umieszczony w obudowie metalowej zamocowany jest w układzie wylotowym silnika. Temperatura spalin dopływających do katalizatora wynosi od 300 do 400°C dla silnika o zapłonie iskrowym pracującym w warunkach biegu luzem i dochodzi do 900°C przy jego pracy pod pełnym obciążeniem.

Wydatek przepływających spalin przez układ wylotowy silnika zależy od warunków jego pracy (obciążenie, prędkość obrotowa wału korbowego) i wynosi od 10 do 150 m<sup>3</sup>/h. W zależności od wartości współczynnika nadmiaru powietrza mieszanki doprowadzanej do silnika, spaliny wylotowe mogą zawierać nadwyżkę tlenu (spalanie mieszanek ubogich) lub dużą ilość tlenku węgla (spalanie mieszanek bogatych). Spaliny silnika o zapłonie iskrowym stanowią mieszaninę gazów, która zawiera trzy następujące rodzaje związków chemicznych [3]:

- Związki chemiczne o działaniu utleniającym:
  - tlen: 0,2 do 2% objętości,
  - tlenki azotu: NO (0,01 do 0,4%), NO<sub>2</sub> (< 100 ppm).
- Związki chemiczne o działaniu redukującym:
  - tlenek węgla: 0,1 do 6%,
  - wodór: 0,5 do 2%,
  - węglowodory: 0,5 do 1% (głównie węglowodory i ich częściowo utlenione produkty np. aldehydy, alkohole etc.).
- Inne związki chemiczne:
  - azot: 70 do 75%,
  - para wodna: 10 do 12%,
  - dwutlenek węgla: 10 do 13,5%,
  - dwutlenek siarki: do 60 ppm,
  - śladowe ilości związków dodawanych zwykle do paliwa i smarów, które odpowiedzialne są za dezaktywację katalizatora.

W przypadku spalania mieszanek ubogich (nadwyżka tlenu w spalinach) utlenianie CO na CO<sub>2</sub> zachodzi według reakcji:



Utlenianie CO za pomocą tlenu przebiegać może według czterech podstawowych faz obejmujących: adsorpcję CO i O<sub>2</sub> w postaci gazu, reakcję adsorbowanego tlenu i tlenku węgla na powstanie CO<sub>2</sub> w postaci gazu oraz reakcję adsorbowanego tlenu z gazowym tlenkiem węgla prowadzącą do powstania CO<sub>2</sub> w postaci gazu.

W przypadku spalania mieszanki bogatej ( $\lambda < 1$ ) następuje wysoka wartość adsorpcji CO na metalach szlachetnych, która stanowić może przeszkodę dla reakcji utleniania. Temperatura rozpoczęcia zjawiska desorpcji CO, w następstwie której następuje uwolnienie dostępu tlenu, musi mieć

EOBD (*European On-Board Diagnostic*) [5]. Standards EURO III and EURO IV impose the requirement to use EOBD.

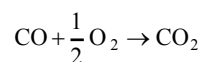
## 2. Operating conditions for three-way catalytic converters and basic chemical reactions proceeding in them

The catalytic converter with a metal or ceramic support structure, on which the layers of catalytic substance are deposited, is installed, in a metal casing, at a suitable site in the engine exhaust output. The temperature of exhaust gases flowing into the catalytic converter ranges 300–400°C for a spark ignition engine in idle running and amounts to 900°C with engine under full load.

The expenditure of exhaust gases flowing through the engine exhaust system depends on its operating conditions (load, crankshaft rotational velocity) and ranges 10–150m<sup>3</sup>/h. Depending on the value of the coefficient of the excess air in the mixture admitted to the engine, exhaust gases may contain the surplus of oxygen (weak mixture combustion) or a large amount of carbon monoxide (over-rich mixture combustion). Exhaust gases of a spark ignition engine are a mixture containing the following three kinds of chemical compounds [3]:

- Oxidising chemical compounds:
  - oxygen: 0.2–2% volume,
  - nitrogen oxides: NO (0.01 to 0.4%), NO<sub>2</sub> (< 100 ppm).
- Reducing chemical compounds:
  - carbon monoxide: 0.1–6%,
  - hydrogen: 0.5–2%,
  - hydrocarbons: 0.5–1% (mainly hydrocarbons and their partially oxidised products, e.g. aldehydes, alcohols, etc.).
- Other chemical compounds:
  - nitrogen: 70–75%,
  - water vapour: 10–12%,
  - carbon dioxide: 10–13.5%,
  - sulphur dioxide: up to 60 ppm,
  - trace amounts of compounds usually added to fuel and lubricants, responsible for catalytic converter deactivation.

When weak mixtures are burnt (oxygen surplus in exhaust gases), CO oxidation to CO<sub>2</sub> takes place in accordance with the reaction:

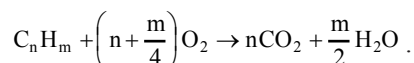


CO oxidation with oxygen can proceed here covering the four basic phases: CO and O<sub>2</sub> adsorption in the form of a gas, adsorbed oxygen and carbon monoxide reaction to CO<sub>2</sub> formation in gaseous form and adsorbed oxygen reaction with gaseous carbon monoxide leading to gaseous CO<sub>2</sub> formation.

When over-rich mixtures are burnt ( $\lambda < 1$ ), there occurs a high value of CO adsorption on noble metals, which might be an obstacle to oxidation reaction. The temperature of the incipience of CO desorption, the result of which is the release of oxygen admission, must be ranging 100°C–200°C. Under such conditions oxygen dissociation occurs and the

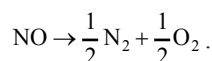
wartość zawartą w przedziale od 100°C do 200°C. W warunkach tych następuje dysocjacja tlenu i rozpoczyna się reakcja powstawania dwutlenku węgla. Realizacja tych katalitycznych reakcji utleniania powoduje zmniejszenie zawartości tlenu węgla w spalinach.

W przypadku zastosowania katalizatora platynowego lub palladowego największą prędkość utleniania CO na CO<sub>2</sub> osiąga się przy temperaturze wynoszącej około 250°C. Reakcję katalitycznego utleniania węglowodorów w stechiometrycznej mieszance palnej, w postaci ogólnej można zapisać:



Reakcję utleniania węglowodorów przedstawić można podobnie do wcześniej opisanej reakcji utleniania tlenu węgla.

Z wyjątkiem wysokich temperatur, cząsteczka NO nie znajduje się w warunkach równowagi. Dlatego też następuje rozpad tlenu azotu zgodnie z reakcją:



Częściowa dysocjacja adsorbowanych cząsteczek NO oraz dysocjacja i mocna adsorpcja produktów pośrednich reakcji na powierzchni katalitycznej, jak również warunki termiczne oraz obecność katalizatora czy też desorpcja tlenu powodują, że endotermiczna reakcja dysocjacji NO zachodzi w sposób bardzo trudny.

Zapewnieniu odpowiedniej aktywności katalitycznej redukcji NO w spalinach towarzyszy zwiększenie temperatury oraz obecność substancji redukujących w spalinach. Szczególnie istotnym jest tutaj wodór powstający w wyniku reformowania pary wodnej i CO (reakcja gazu wodnego *water shift*) katalizowanej na przykład przez NiO lub CeO<sub>2</sub> [2].

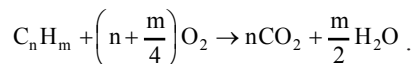
Utlenianie redukujących NO substancji: CO, HC i H<sub>2</sub> zachodzi przy rywalizacji między tlenem powstałym w wyniku dysocjacji NO i cząstek tlenu znajdujących się w spalinach. Należy tu zaznaczyć, że obecnie niemożliwa jest całkowita eliminacja NO w spalinach mieszanek ubogich za pomocą dostępnych dzisiaj katalizatorów.

W zakończeniu tego punktu należy wspomnieć, że minimalna temperatura jaką musi osiągnąć katalizator aby mógł rozpocząć działanie wynosi od 200 do 300°C. Okres czasu, jaki upływa do chwili osiągnięcia przez katalizator wartości temperatury z tego zakresu i aby mógł rozpocząć efektywne działanie, zależy od:

- własności reaktora katalitycznego: jego budowy i stanu technicznego ocenianego ilością magazynowanego w nim tlenu, zaawansowania procesu starzenia oraz ilości obcych związków chemicznych (substancji) znajdujących się na powierzchni katalizującej,
- składu spalin dopływających do katalizatora,
- temperatury spalin wypływających z cylindra i przepływających przez reaktor katalityczny, która zależy od warunków i parametrów pracy silnika, szczególnie współczynnika nadmiaru powietrza i ustawienia kąta wyprzedzenia zapłonu,

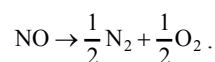
reakcji utleniania dwutlenku węgla. Realizacja tych katalitycznych reakcji utleniania powoduje zmniejszenie zawartości tlenu węgla w spalinach.

If platinum or palladium catalytic converters are used, the highest rate of CO oxidation to CO<sub>2</sub> is reached at the temperature approx. 250°C. The reaction of hydrocarbons catalytic oxidation in the stoichiometric air-fuel mixture can be written in the general form:



The hydrocarbons oxidation reaction can be presented in a way similar to the previously described carbon monoxide oxidation reaction.

Except for high temperatures, NO molecule is not in the state of equilibrium. Therefore, nitric oxide decomposes in accordance with reaction:



Partial dissociation of adsorbed NO molecules as well as dissociation and strong adsorption of the reaction intermediate products on a catalytic surface, and also thermal conditions and the presence of the catalyst or oxygen desorption make the endothermic reaction of NO dissociation proceed in a very difficult manner.

In order to ensure suitable activity, NO catalytic reduction in exhaust gases is accompanied by temperature increase and the presence of reducing substances in exhaust gases. Hydrogen is of particular significance here, it is formed as a result of the reforming of water vapour and CO (water gas reaction “water shift”) catalysed, for example, by NiO or CeO<sub>2</sub> [2].

The oxidation of NO reducing substances: CO, HC and H<sub>2</sub> proceeds at the rivalry between the oxygen formed as the result of NO dissociation and oxygen particles present in the exhaust gases. It should be noted that it is not possible to totally eliminate NO in weak mixture exhaust gases with the use of catalytic converters available at present.

What should be also mentioned is that the minimum temperature the catalytic converter must reach before it starts operating ranges 200–300°C. The time, which passes until the catalytic converter reaches the temperature of the range above so that it could start operating effectively, depends on:

- the catalytic converter properties: its structure and technical state evaluated by the amount of oxygen stored in it, the advancement of the ageing process and the amount of foreign chemical compounds (substances) found on the catalysing surface,
- the composition of exhaust gases flowing into the catalytic converter,
- the temperature of exhaust gases flowing out of the cylinder and into the catalytic converter, which depends on the conditions and parameters of the engine operation, especially on the coefficient of excess air and the setting of the ignition advance angle,
- the catalytic converter location in the exhaust gases outlet

- miejsca usytuowania reaktora katalitycznego w układzie wylotowym silnika, jego wymiarów geometrycznych i jego charakterystyk.

### 3. Dezaktywacja trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych spalin

Obok zewnętrznych oddziaływań powodujących wadliwe działanie reaktora katalitycznego (odłączenia czujnika tlenu, wypadanie zapłonów, nadmierne zużycie oleju) istnieje kilka innych przyczyn powodujących po pewnym czasie pogorszenie się jego funkcjonowania.

Podstawowym zjawiskiem powodującym coraz mniejszą skuteczność działania reaktora katalitycznego są procesy jego dezaktywacji, które podzielić możemy na:

- dezaktywację termiczną: spiekanie (redispersja), tworzenie się stopów, zmiany strukturalne zachodzące na powierzchni katalizatora, wzajemne oddziaływanie między metalem nieszlachetnym, a alkaicznym, wzajemne oddziaływanie między metalami lub tlenkami a nośnikiem, utlenianie stopów czy też parowanie metali;
- dezaktywacja chemiczna: adsorpcja lub zachodzenie nieodwracalnych reakcji na powierzchni katalizatora tzw. „zatrucie katalizatora”, kompetytywna i odwracalna adsorpcja prekursorów trucizn, przemiany powierzchni katalizatora spowodowane „truciznami” oraz fizyczne i chemiczne zatykanie porów nośnika katalizatora utrudniające dostęp spalin do substancji katalitycznej;
- dezaktywacja mechaniczna: zanieczyszczenia osadami węgla (koksowanie), szok termiczny, ścieranie i inne fizyczne uszkodzenia warstwy katalitycznej.

Przy prawidłowo zamontowanym reaktorze katalitycznym i poprawnej regulacji silnika spalinowego, różne zanieczyszczenia i małe usterki mechaniczne nie wpływają w sposób istotny na skuteczność jego działania. Większe znaczenie w tym aspekcie odgrywają czynniki powodujące dezaktywację termiczną i chemiczną.

Jednym z najważniejszych czynników niszczących reaktor katalityczny jest spiekanie i utlenianie (tworzenie tlenku rodu na powierzchni układów platynowo-rodowych oraz tlenku palladu na układach palladowo-rodowych), których intensywność zachodzenia zależy od temperatury katalizatora. Tlenek rodu powstający na skutek utleniania metalu, częściowo wnika w siatkę krystaliczną tlenku glinu powodując wzrost współczynnika masy układu wyrażonego stosunkiem Pt/Rh i zmieniający się od 5,5 do 12 [1].

Dezaktywacja katalizatora powodowana spiekaniem, powoduje zmniejszenie aktywnej powierzchni reaktora katalitycznego. Eksploatacja katalizatora w zakresie temperatur od 900 do 1000°C powoduje przyspieszone spiekanie i zmniejszenie aktywnej powierzchni katalizatora z 22,3 do 14,6 m<sup>2</sup>/g [1].

Zachowaniu wysokiej aktywności utleniania tlenku węgla i węglowodorów sprzyja trzykrotne zwiększenie zawartości tlenku ceru w nośniku katalizatora. Należy tutaj nadmienić, że cer i inne lantanowce, które wprowadzane są między warstwy fazy g tlenku glinu powodują spowalnianie przejścia tlenku glinu z fazy g w fazę a. Oznacza to przejście sześciennego układu krystalograficznego w układ ośmiościenny

pipe, the catalytic converter geometrical dimensions and its characteristics.

### 3. Deactivation of three-way catalytic converters

Apart from external factors, which make the catalytic converter become ineffective (disconnected oxygen sensor, ignition falling out, excessive oil consumption), there are a number of other reasons hampering the catalytic converter performance after a certain period of time.

The basic phenomena lowering the catalytic converter effectiveness are its deactivation processes, which can be differentiated into:

- thermal deactivation: sintering (redispersion), alloy formation, structural changes taking place on the catalyst surface, interaction between base and alkali metals, interaction between metals or oxides and supports, alloy oxidation or metal evaporation;
- chemical deactivation: adsorption or irreversible reactions taking place on the catalyst surface, the so-called catalyst “poisoning”, competitive and reversible absorption of poison precursors, changes in the catalyst surface caused by “poisons” as well as physical and chemical clogging of support pores, which impedes exhaust gases access to the catalytic substance;
- mechanical deactivation: contamination with carbon deposits (coking), thermal shock, abrasion and other physical damage to the catalytic layer.

When the catalytic converter is correctly installed and the internal combustion engine is properly tuned up, different impurities or small mechanical malfunctions do not significantly affect the catalytic converter efficiency. The factors causing thermal or chemical deactivation definitely have more adverse effect on its performance.

One of the most harmful factors is sintering and oxidation (the formation of rhodium oxide on the surface of platinum-rhodium structures and palladium oxide on palladium-rhodium ones), the intensity of the rate of which depends on the catalytic converter temperature. Rhodium oxide resulting from metal oxidation, partially penetrates alumina crystalline lattice, which leads to the increase in the mass coefficient of the system expressed by Pt/Rh ratio and ranging 5.5–12 [1].

The catalytic converter deactivation involved in sintering causes the diminishing of the catalyst active surface. The service of the catalytic converter in the temperature range 900–1000°C leads to accelerated sintering and produces a decrease in the catalytic converter surface from 22.3 to 14.6 m<sup>2</sup>/g [1].

Tripled cerium oxide content in the catalytic converter support contributes towards maintaining high activity of oxidation of carbon monoxide and hydrocarbons. It should be remembered that cerium and other lanthanides, entering between the layers of alumina g phase, moderate the transformation of aluminium oxide from g phase to a phase. That means the transformation of cubic crystallographic system to the octahedral one (an increase in density and a decrease in volume occurs then). Different forms of thermal deactivation are presented in Table 1.

(następuje wówczas wzrost gęstości i zmniejszenie objętości). Różne formy dezaktywacji termicznej katalizatora przedstawiono w tablicy 1.

Tablica 1. Procesy fizyko-chemiczne występujące podczas starzenia katalizatorów [1]

Table 1. Physical and chemical processes in catalytic converter ageing [1]

Temperature [°C]	Destruction mechanism
1300	cordierite transformation into mullite
1200	support loss
1000-1100	platinum and rhodium alloys oxidation
900-1000	alumina phase transformation: $\gamma \rightarrow \alpha$
900	platinum and palladium alloys oxidation
800-900	$\gamma$ -Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> sintering
700-800	platinum-rhodium and platinum-palladium alloys reduction
700	platinum sintering
600-700	reactions between rhodium and Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>
600	reactions between nickel and Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>

Dezaktywacja chemiczna katalizatorów zachodzi na skutek ich oddziaływania z różnymi substancjami zawartymi w paliwie (Pb, S, halogenki) lub w smarach (P, Ca, Zn, B). Dezaktywację tę podzielić można na dwie kategorie:

- zatrucie selektywne,
- zatrucie nieselektywne.

Zatrucie selektywne następuje, gdy składniki spalin wybiórczo reagują z konkretną substancją katalizującą i powodują blokadę dostępu do jej centr aktywnych. Na przykład SO<sub>3</sub> reaguje z nośnikiem Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, tworząc Al<sub>2</sub>(SO<sub>4</sub>)<sub>3</sub>, który niszczy strukturę katalizatora.

Zatrucie nieselektywne powodowane jest wieloma czynnikami, między innymi gromadzeniem się niepożądanych substancji na nośniku, jak i substancji katalitycznie aktywnych.

Zatrucie katalizatora spowodowane może być: ołowiem, związkami siarki, fosforem czy też krzemem.

#### 4. Metody diagnozowania reaktorów katalitycznych

Metody te podzielić można na trzy podstawowe grupy:

1. Metoda diagnozowania wykorzystująca sygnał z pomiaru stężeń tlenu.
2. Metoda diagnozowania wykorzystująca pomiary temperatur.
3. Metoda diagnozowania oparta o pomiary stężeń CO, HC i NO<sub>x</sub>.

Ad 1. Podstawą pomiaru jest tu zjawisko dyfuzji tlenu wykorzystywane do pośredniej oceny składu spalin. Zjawisko to może powodować długie i przypadkowe czasy odpowiedzi na sygnały sondy lambda określające skład mieszanki palnej (bogaty – ubogi). Ta pośrednia metoda diagnozowania katalizatora, oparta na pomiarze pojemności magazynowania tlenu nie zawsze jest skorelowana z utratą wszystkich

Catalytic converters chemical deactivation results from their interaction with various substances found in the fuel (Pb, S, halides) or in lubricants (P, Ca, Zn, B). Two categories can be differentiated in deactivation:

- selective poisoning,
- non-selective poisoning.

Selective poisoning occurs when exhaust gases components react selectively with a specific catalyst component thus blocking the access to the catalytic converter active centres. For example, SO<sub>3</sub> reacts with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> support forming Al<sub>2</sub>(SO<sub>4</sub>)<sub>3</sub>, which destroys the catalytic converter structure.

Non-selective poisoning can result from a number of factors, e.g. unwanted substances accumulate both on the support and the catalytic active surfaces.

The catalytic converter poisoning can be caused by lead, sulphur compounds, phosphorus or silicon.

#### 4. Methods of catalytic converter diagnosing

Those methods can be divided into three groups:

1. Diagnostic method relying on the signal from oxygen concentration measurement.
2. Diagnostic method relying on temperature measurements.
3. Diagnostic method based on CO, HC and NO<sub>x</sub> concentration measurements.

1. Measurements can be taken owing to oxygen diffusion, which is used for the sake of indirect estimation of exhaust gases composition. The diffusion phenomenon can result in long and random duration of response to lambda probe specifying the air-fuel mixture composition (weak – over-rich). This indirect diagnosing method based on the measurement of oxygen storage capacity does not always reflect the loss of all catalytic converter functions. The stability of oxygen storage capacity depends, to a considerable extent, on the catalytic converter interlayer and can vary in products supplied by different manufacturers.

2. It is also an indirect method of catalytic converter diagnosing. The catalytic converter operating conditions and

funkcji reaktora. Stabilność pojemności magazynowania tlenu w istotny sposób zależy od składu warstwy pośredniej katalizatora i może być ona różna dla reaktorów wytwarzanych przez różnych producentów.

Ad 2. Diagnostowanie reaktora katalitycznego tą metodą należy również do metod diagnostyki pośredniej. Warunki pracy reaktora i jego skuteczność działania ocenia się tu poprzez pomiar temperatury spalin przed i za reaktorem. Zmiana tak mierzonych temperatur spalin przepływających przez reaktor katalityczny powodowana jest reakcjami egzotermicznymi zachodzącymi wewnątrz reaktora. Metoda ta zapewnia wiarygodną i poprawną ocenę skuteczności działania reaktora w przypadku połączenia jej z diagnostowaniem za pomocą pomiarów stężeń tlenu [4].

Ad 3. Metoda ta realizowana jest za pomocą bezpośrednich pomiarów stężeń HC, CO i NO<sub>x</sub>. Obecnie wymaga ona jednak rozwoju i opracowania trwałych i niezawodnych czujników, które mogłyby być stosowane w diagnostyce OBD, przy racjonalnych kosztach ich wytwarzania.

## 5. Badania dezaktywacji katalizatorów

Skuteczność działania reaktora katalitycznego spalin ocenia się za pomocą stopnia konwersji substancji szkodliwych:

$$K_x = \frac{C_1 - C_2}{C_1}$$

gdzie:  $K_x$  – stopień konwersji substancji x;  $C_1$  – koncentracja objętościowa substancji szkodliwej x przed reaktorem katalitycznym;  $C_2$  – koncentracja objętościowa substancji x za reaktorem katalitycznym.

its efficiency are evaluated on the basis of the measurement of exhaust gases temperature before and behind the catalytic converter. The change in the temperature of exhaust gases flowing through the catalytic converter results from exothermic reactions taking place inside. If combined with oxygen concentration diagnosing, the method provides a reliable and fairly adequate evaluation of the catalytic converter efficiency [4].

3. The method involves direct measurements of HC, CO and NO<sub>x</sub> concentrations. For this method, however, it is necessary to develop OBD sensors that would be reliable, have long service life and could be manufactured at reasonable prices.

## 5. Investigations into catalytic converter deactivation

The efficiency of the catalytic converter is evaluated taking into account the degree of conversion of harmful substances:

$$K_x = \frac{C_1 - C_2}{C_1}$$

where:  $K_x$  – degree of substance x conversion;  $C_1$  – volumetric concentration of harmful substance x before the catalytic converter;  $C_2$  – volumetric concentration of substance x behind the catalytic converter.

Direct measurements of the concentration of harmful substances in exhaust gases as well as those of other quantities covered by the investigations are carried out for catalytic converters of full dimensions.

It is often, however, more convenient to conduct experiments in a heat chamber using catalytic converters samples of small dimensions. The diagram of the research stand is shown in Fig. 1.

The catalytic converter chamber made of heat resisting steel is fitted in the stove (2). Exhaust gases are admitted to the chamber along a heated gaseous path. Samples of exhaust gases are collected from before and behind the catalytic converter for the set of exhaust gases analysers. Exhaust gases temperature is measured with thermoelements before and behind the catalytic converter. Exhaust gases are cooled behind the catalytic converter and following the moisture outdropping, they flow through the set of rotameters.



Rys. 1. Schemat stanowiska do badań reaktorów katalitycznych spalin  
Fig. 1. Diagram of research stand for catalytic converter investigations

Bezpośrednie pomiary koncentracji substancji szkodliwych w spalinach i innych wielkości określonych w programie i zakresie badań najczęściej przeprowadza się dla pełnomiarowych reaktorów katalitycznych.

Często wygodne jest prowadzenie badań w komorze ciepłej na katalizatorach-próbkach o niewielkich wymiarach. Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku 1.

W piecu 2 zainstalowano komorę reaktora katalitycznego wykonaną ze stali żaroodpornej, do której grzaną drogą gazową doprowadzane są spaliny. Próbkę spalin z przed i z za reaktora katalitycznego pobierane są do zestawu analizatorów spalin. Temperatura spalin mierzona jest za pomocą termoelementów umieszczonych przed i za reaktorem katalitycznym. Spaliny za reaktorem katalitycznym są schładzane i po wykropieniu wilgoci przepływają przez zestaw rotametrów.

Przeprowadzono badania eksperymentalne dwóch reaktorów katalitycznych stosowanych w samochodach napędzanych silnikami spalinowymi o pojemności około 1 dm<sup>3</sup>. Reaktory te wykonane były z żaroodpornej folii stalowej pokrytej katalitycznie aktywną warstwą substancji  $\gamma$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> z naniesionymi na nią metalami szlachetnymi.

Pierwszy katalizator Pt/Rh:

- zawartość metali szlachetnych: 1,12 g Pt/dm<sup>3</sup> i 0,22 g Rh/dm<sup>3</sup>,
- metale szlachetne nanoszono metodą impregnacji,
- ilość kanałków: 62 kanałki/cm<sup>2</sup>,
- średnica reaktora katalitycznego: 25 mm,
- długość reaktora katalitycznego: 90 mm.

Drugi katalizator Pd/Rh:

- zawartość metali szlachetnych: 1,46 g Pd/dm<sup>3</sup> i 0,3 g Rh/dm<sup>3</sup>,
- metale szlachetne – nanoszono metodą ich napyłania,
- ilość kanałków: 62 kanałki/cm<sup>2</sup>,
- średnica reaktora katalitycznego: 25 mm,
- długość reaktora katalitycznego: 90 mm.

Reaktory katalityczne Pt/Rh i Pd/Rh poddano procesowi starzenia w atmosferze spalin o składzie: CO<sub>2</sub> = 14,3%, CO = 0,56%, O<sub>2</sub> = 0,65%, HC = 213 ppm, NO<sub>x</sub> = 2500 ppm. Wydatek przepływających spalin wynosił 0,3 m<sup>3</sup>/h, co odpowiada względnej objętościowej prędkości przepływu SV = 6700 l/h. Reaktory te starzono w czasie 5 godzin w temperaturze 900°C.

Proces starzenia i cykl badań przeprowadzono dla spalin silnika ROVER 1.4 zasilanego paliwem o liczbie oktanowej 95. Wyniki badań przeprowadzonych przy temperaturze spalin odpowiadającej 50% konwersji dla wszystkich trzech badanych substancji szkodliwych przedstawiono na rysunkach 2, 3 i 4.

## 6. Wnioski

W wyniku pięciogodzinowego starzenia w temperaturze 900°C w atmosferze spalin silnikowych nastąpił znaczny wzrost temperatur 50% konwersji zarówno w reaktorze katalitycznym Pt/Rh, jak i Pd/Rh przy jednoczesnych niewielkich spadkach wartości konwersji maksymalnych.

Experimental investigations are conducted for two catalytic converters applied to vehicles with IC engine of approx. 1 dm<sup>3</sup> capacity. The catalytic converters are made on the monolith of heat-resisting steel foil covered with catalytically active support  $\gamma$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> with deposited noble metals.

First catalytic converter Pt/Rh:

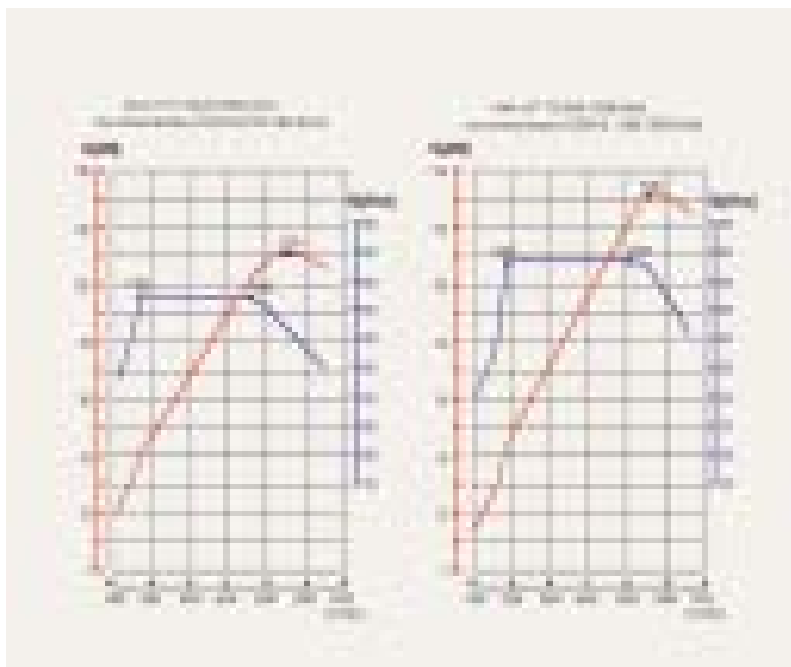
- content of noble metals: 1.12 g Pt/dm<sup>3</sup> and 0.22 g Rh/dm<sup>3</sup>,
- noble metals deposited by impregnation,
- number of channels: 62 channels/cm<sup>2</sup>,
- catalytic converter diameter: 25 mm,
- catalytic converter length: 90 mm.

Second catalytic converter Pd/Rh:

- content of noble metals: 1.46 g Pd/dm<sup>3</sup> and 0.3 g Rh/dm<sup>3</sup>,
- noble metals – sprayed,
- number of channels: 62 channels/cm<sup>2</sup>,
- catalytic converter diameter: 25 mm,
- catalytic converter length: 90 mm.

Catalytic converters Pt/Rh and Pd/Rh are aged in the atmosphere of exhaust gases composed as follows: CO<sub>2</sub> = 14.3%, CO = 0.56%, O<sub>2</sub> = 0.65%, HC = 213 ppm, NO<sub>x</sub> = 2500 ppm. The expenditure of flowing exhaust gases amounts 0.3 m<sup>3</sup>/h, which corresponds to the relative volumetric flow velocity SV = 6700 l/h. Catalytic converters are aged for 5 hours at the temperature 900°C.

The ageing process and investigations are carried out for exhaust gases of ROVER 1.4 engine fed with 95 octane number fuel. Figs 2, 3 and 4 show the results of investigations conducted at exhaust gases temperature corresponding to 50% conversion for all three harmful substances being investigated.



Rys. 2. Ilustracja graficzna temperatury odpowiadającej 50% konwersji tlenku węgla i jego konwersji maksymalnej w nowym i starzonym reaktorze katalitycznym typu Pt-Rh i Pd-Rh

Fig. 2. Graphic presentation of the temperature corresponding to 50% carbon monoxide conversion and its maximum conversion in a new and aged catalytic converter of Pt-Rh and Pd-Rh type



Rys. 3. Ilustracja graficzna temperatury odpowiadającej 50% konwersji węglowodorów HC i ich konwersji maksymalnej w nowym i starzonym reaktorze katalitycznym typu Pt-Rh i Pd-Rh  
 Fig. 3. Graphic presentation of the temperature corresponding to 50% hydrocarbons HC conversion and their maximum conversion in a new and aged catalytic converter of Pt-Rh and Pd-Rh type

Duży wzrost temperatur 50% konwersji nastąpił w przypadku stosowania reaktora katalitycznego Pt/Rh dla konwersji CO i NO<sub>x</sub> (+45°C i +55°C). Równocześnie temperatura 50% konwersji w reaktorze katalitycznym Pd/Rh po teście starzeniowym dla konwersji CO i HC wzrosła odpowiednio o +35°C i +40°C.

W przypadku zmian konwersji węglowodorów zauważono, że reaktor katalityczny Pd/Rh osiąga dużo niższe, a więc korzystniejsze temperatury rozpoczęcia efektywnego działania niż katalizator Pt/Rh, zarówno w przypadku stosowania nowego reaktora katalitycznego, jak i starzonego.

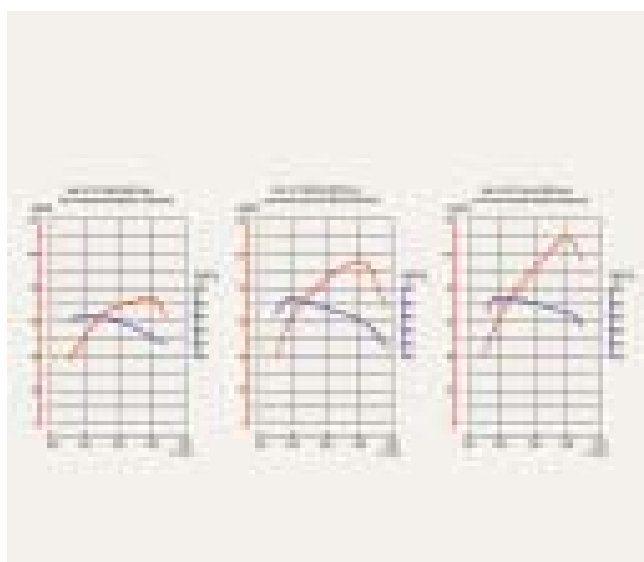
Artykuł recenzowany

## 6. Conclusions

As a result of five-hour ageing at the temperature 900°C in the atmosphere of engine exhaust gases, there occurs a significant increase in 50% conversion temperatures of both Pt/Rh and Pd/Rh catalytic converters, at the same time, the value of the maximum conversions drops only slightly.

A large increase in 50% conversion temperatures takes place for Pt/Rh catalytic converter for CO and NO<sub>x</sub> conversion (+45°C and +55°C). At the same time, 50% conversion temperature of Pd/Rh catalytic converter after the ageing test for CO and THC conversion increased by +35°C and +40°C, respectively.

As regards changes in hydrocarbons conversion, it should be noted that Pd/Rh catalytic converter reaches much lower, thus much more advantageous temperatures necessary for it to start operating effectively, than Pt/Rh catalytic converter, both when the catalytic converter is new and aged.



Rys. 4. Ilustracja graficzna temperatury odpowiadającej 50% konwersji tlenków azotu NO<sub>x</sub> i ich konwersji maksymalnej w nowym i starzonym reaktorze katalitycznym typu Pt-Rh i Pd-Rh  
 Fig. 4. Graphic presentation of the temperature corresponding to 50% nitrogen oxides NO<sub>x</sub> conversion and their maximum conversion in a new and aged catalytic converter of Pt-Rh and Pd-Rh type

## Literatura/Bibliography

- [1] Ambrozik A. i inni: Badania procesów dezaktywacji i starzenia trójfunkcyjnych reaktorów katalitycznych spalin. Sprawozdanie końcowe projektu badawczego Nr 9T12D009 14, Warszawa, 1999 r.
- [2] Cooper B., Keck L.: NiO incorporation in three-way catalyst system. SAE Paper 800461.
- [3] Degobert P.: Automobil nad Pollution. SAE 1995.
- [4] Legare J., Tamai T.: Temperature sensors for on board diagnosis of LEV/ULEV systems. Automotive Engineering 103, (1995), April No.4.
- [5] Sideris M.: Methods for Monitoring and Diagnosing the Efficiency of Catalytic Converters. Vol. 115 06/1998 Studies in Surface Science and Catalysis. Elsevier Science.

\* Dr hab. inż. Andrzej Ambrozik – jest profesorem na Wydziale Mechatroniki i Budowy Maszyn Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach.

Mr Andrzej Ambrozik D.Sc., Ph. D., M.E. – Professor in the Faculty Mecatronic and Mechanical Engineering at Kielce University of Technology.



Marian CICHY\*  
 Jacek KROPIWNICKI\*\*  
 Sławomir MAKOWSKI\*\*\*

## Model silnika spalinowego w formie grafów wiązań (GW)

Przedstawiono uzasadnienie użycia metody grafów wiązań do modelowania silnika spalinowego jako źródła energii w systemach energetycznych, składających się z elementów o różnej naturze fizycznej. Jako przykład takiego systemu zaprezentowano model pojazdu hybrydowego. Podano przykłady definicji głównych parametrów silnika wynikające z przyjętej konwencji GW. Przedstawiono propozycję formalizacji charakterystyki silników spalinowych wynikającą z przyjętej metody modelowania. Analityczną formę charakterystyki przedstawiono jako wielowymiarową funkcję wektorową. Podano przykład aproksymacji charakterystyki silnika z zastosowaniem funkcji sklepanych stosując własne programy komputerowe.

Słowa kluczowe: modelowanie systemów energetycznych, silnik spalinowy

## A model of the IC engine in the form of the bond graph (BG)

Grounds for the use of the bond graph method in the modeling of internal combustion (IC) engines, which are energy sources in systems consisting of different physical nature elements have been presented. The model of hybrid vehicle, as an example of such system, has been presented. Examples of definitions of the main engine parameters, which follow the established BG convention have been given. A proposal of formalization of the IC engine characteristics, which follows the selected method of modeling, has been presented as well as an analytic form of the characteristic as the multidimensional vector function. Example of the engine characteristic approximation with the use of the "Spline" functions and author's computer programs has been given.

Key words: modeling of energy systems, internal combustion engine

### 1. Wprowadzenie

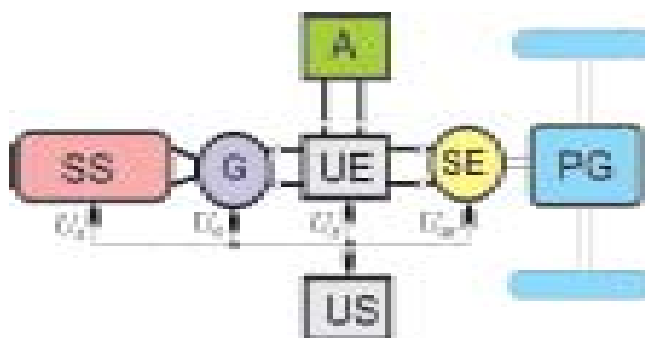
Silnik spalinowy stosowany jest w systemach energetycznych, w których zachodzą procesy energetyczne o różnej naturze fizycznej. Przykładem takiego systemu jest pojazd hybrydowy, w którym wyodrębnić można dwa źródła energii: silnik spalinowy i akumulator elektrochemiczny. Na rysunku 1 przedstawiony jest schemat doświadczalnego pojazdu hybrydowego zbudowanego w Politechnice Gdańskiej (PG) w ramach projektu badawczego KBN 9T12D04110 [1] a następnie rozwijanego w ramach projektu badawczego KBN 8T12D00820 [2].

W rozważanym systemie energetycznym zachodzą procesy przetwarzania energii zawartej w paliwie na energię mechaniczną. Energia ta w generatorze przetwarzana jest na energię elektryczną, której część akumulowana jest w akumulatorze elektrochemicznym, a druga część przetwarzana jest w silniku elektrycznym na energię mechaniczną wykorzystywaną do napędu pojazdu. Głównym celem zastosowania metody grafów wiązań i równań stanu do modelowania

### 1. Introduction

The IC engine is used in energy systems, where different physical nature processes take place. An example of such a system is a hybrid vehicle, where two sources of energy can be separated: IC engine and electrochemical accumulator. In figure 1 a scheme of experimental hybrid vehicle has been shown. This vehicle was built in Gdańsk University of Technology following the research project KBN 9T12D04110 [1] and it was subsequently developed following the next research project KBN 8T12D00820 [2].

In the energy system, which is taken into consideration, processes of conversion of energy comprised in fuel into mechanical energy take place. This energy is converted in the generator, into electrical energy, part of which is accumulated in the electrochemical battery and the second part is converted in the electric engine into mechanical energy, which is used for vehicle propulsion. The main purpose of use of the bond graph and state equation method for the



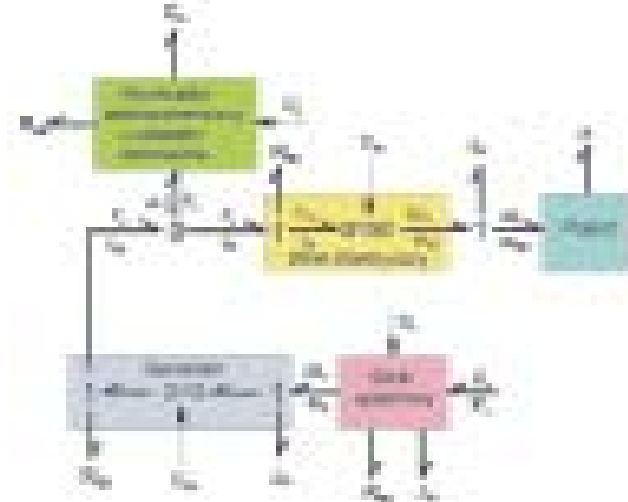
Rys. 1. Schemat zbudowanego w PG pojazdu hybrydowego; SS – silnik spalinowy, G – generator, UE – układ elektryczny, A – akumulator elektrochemiczny, US – układ sterowania, SE – silnik elektryczny, PG – przekładnia główna

Fig. 1. Scheme of the hybrid vehicle, which has been built in Gdańsk University of Technology; SS – IC engine, G – generator, UE – electric system, A – electrochemical battery, US – control system, SE – electric engine, PG – main transmission



złożonych systemów energetycznych jest **zastosowanie jednolitych podstaw formalnych do modelowania elementów systemu o różnej naturze fizycznej** [3, 4, 5, 6].

Na rysunku 2 przedstawiono uproszczony model pojazdu w formie GW, którego schemat funkcjonalny znajduje się na rysunku 1. Oznaczenia na tym rysunku przedstawione są zgodnie z konwencją GW.

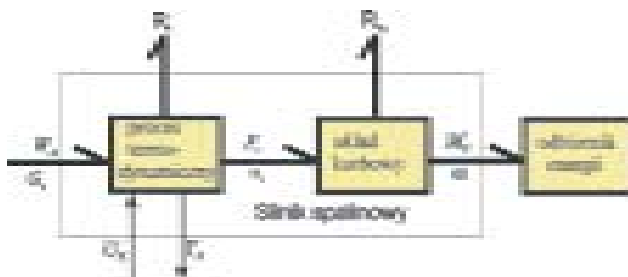


Rys. 2. Model GW pojazdu hybrydowego przedstawionego na rys. 1: **R** – elementy dyssypacyjne (straty energetyczne); **U** – elementy sterowania; **J** – akumulatory energii kinetycznej; **h** – akumulator energii potencjalnej

Celowo pominięto w tej pracy stosowaną w teorii GW analizę przyczynowości, która pozwala na wykrycie błędów uniemożliwiających ułożenie równań stanu. Bliższe informacje na ten temat znajdują się w pracy [7].

## 2. Model silnika spalinowego jako źródła energii

Jedną z zalet metody GW jest możliwość upraszczania i rozwijania modelu energetycznego w zależności od celu, któremu służyć ma ten model. Model silnika spalinowego może uwzględniać cykliczne procesy termodynamiczne i mechaniczne (przetwarzanie energii w mechanizmie korbowym). Uproszczony model GW silnika w takim podejściu pokazany jest na rysunku 3. Model tego rodzaju stosowany jest na przykład przy określaniu przebiegu prędkości kątowej wału silnika wywołanej zmiennym momentem obrotowym. Problem ten przedstawiony jest w pracy [8].



Rys. 3. Uproszczony model GW silnika z uwzględnieniem cykliczności funkcjonowania: **R<sub>t</sub>** – straty w procesie termodynamicznym, **R<sub>m</sub>** – straty mechaniczne, **U<sub>s</sub>** – wektor sterowania silnikiem, **Y<sub>s</sub>** – wektor parametrów wyjściowych silnika

modeling of complex energy systems is **the application of unified formal basis for modeling systems of different physical nature** [3, 4, 5, 6].

In Fig. 2 a simplified model of vehicle in the form of BG has been presented, whose functional scheme is placed in Fig. 1. Notations in this figure follow the convention of BG.

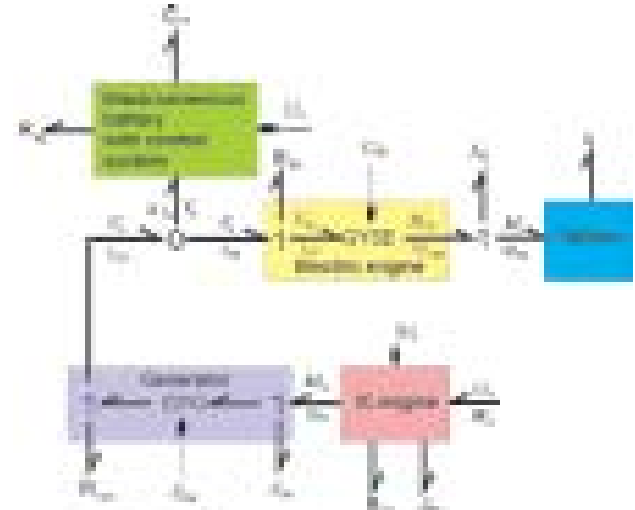


Fig. 2. BG model of hybrid vehicle, which has been presented on figure 1: **R** – dissipative elements (energy losses); **U** – control elements; **J** – kinetic energy elements; **h** – potential energy accumulator

The analysis of causality used in BG theory has been omitted intentionally in this work. The analysis of causality allows to detect errors, which make impossible to establish the state equations. Paper [7] deals with the details of this problem.

## 2. A model of IC engine as the source of energy

One of the advantages of the BG method is the possibility of simplifying and developing the energy model with respect to the purpose of the model itself. The model of IC engine can comprise cyclic thermodynamical and mechanical processes (transfer of energy in the crankshaft system). The simplified BG model of the engine, which follows this approach is shown in figure 3. This type of model is used, for example, in the determination of function of angular speed of the crankshaft caused by variable torque. This problem is presented in document [8].

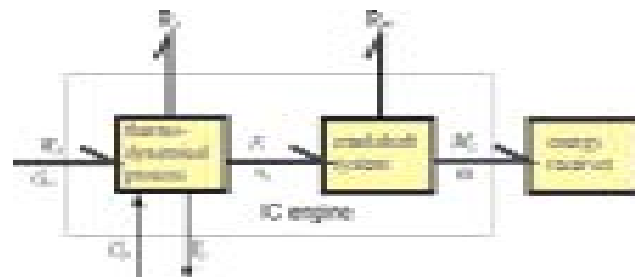
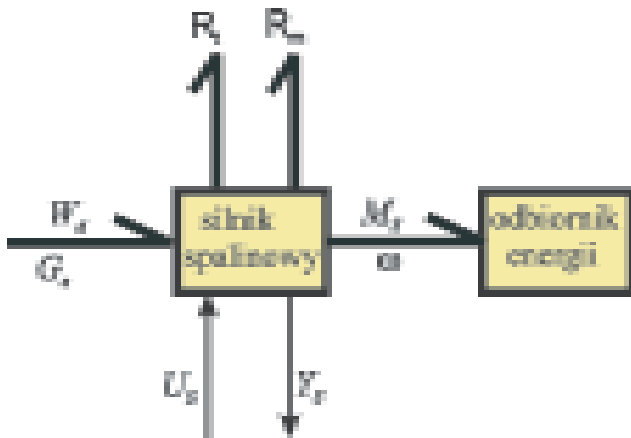


Fig. 3. Simplified BG model of engine, which takes into consideration cyclic character of its operation: **R<sub>t</sub>** – losses in thermodynamical process, **R<sub>m</sub>** – mechanical losses, **U<sub>s</sub>** – vector of engine control, **Y<sub>s</sub>** – vector of outgoing engine parameters

W dużej grupie systemów energetycznych z silnikami spalinowymi zmiany prędkości kątowej wywołane cykliczną pracą silnika nie mają praktycznego znaczenia (maszyny robocze, pojazdy). Dla takich systemów stosuje się uproszczony model silnika tworzony przy założeniu, że strumień energii na wejściu ( $G_e W_d$ ) oraz strumień energii na wyjściu ( $M_s \omega$ ) przedstawiają uśrednione w czasie cyklu ciągłe funkcje czasu. Model GW silnika przy takim podejściu przedstawiony jest na rysunku 4. Taki model silnika jest przedmiotem rozważań w niniejszej pracy.



Rys. 4. Model energetyczny silnika spalinowego w postaci GW, przy założeniu ciągłych uśrednionych procesów energetycznych

### 3. Podstawowe parametry silnika w konwencji GW

W konwencji GW każdy przepływ energii (przetwarzanie, akumulacja, rozpraszanie), niezależnie od jego fizycznej postaci, określony jest dwoma parametrami: uogólnionym potencjałem  $e$  i uogólnionym przepływem  $f$  [6]. Przy przytaczanych parametrach podano jednostki podkreślając tym samym istotność ich stosowania przy eksperymentach symulacyjnych z użyciem modeli matematycznych w postaci równań stanu [6].

Moc, czyli strumień energii określona jest zależnością:

$$N = ef \text{ [W]}. \tag{1}$$

Ilość przekazanej energii wyznacza związek:

$$\tag{2}$$

W przypadku modelu silnika przedstawionego na rysunku 3 uogólnionymi potencjałami  $e$  są:

- wartość opałowa paliwa  $W_d$  [J/kg],
- siła działająca na tłok w procesie termodynamicznym  $F_t$  [N]
- moment obrotowy  $M_s$  [N·m].

Uogólnionymi przepływami  $f$  są:

- sekundowe zużycie paliwa  $G_e$  [kg/s],
- prędkość tłoka  $v_t$  [m/s],
- prędkość kątowa wału silnika  $\omega$  [rad/s].

Głównymi składowymi wektora parametrów wyjściowych  $Y_s$  (rys. 4, 5) są:

- moc silnika  $N_e = M_s \cdot \omega$ ,
- dawka paliwa na cykl  $m_c$ ,
- sekundowe zużycie paliwa  $G_e$ ,
- jednostkowe zużycie paliwa  $g_e = G_e / (M_s \cdot \omega)$ ,
- sprawność ogólna silnika  $\eta_o = M_s \cdot \omega / G_e \cdot W_d$ .

For the numerous classes of energy systems with IC engine the angular speed variations caused by cyclic work of the engine have no practical meaning (heavy machines, vehicles). For such systems a simplified model of engine is used. This model is constructed, making the assumption that the input energy flux ( $G_e W_d$ ) and the output energy flux ( $M_s \omega$ ) are averaged continuous functions of time over the time of cycle. The BG model of the engine, which follows such approach is presented in Fig. 4. Such model of the engine is a research object in this paper.

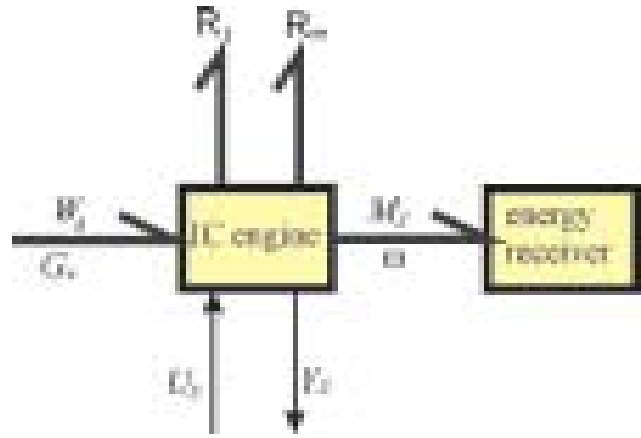


Fig. 4. Energetic model of an IC engine in the BG form according to the assumption of averaged energetic processes

### 3. Basic engine parameters in BG convention

In the BG convention every flow of energy (conversion, accumulation, dissipation), despite its physical form, is described by two parameters: generalized effort  $e$  and generalized flow  $f$  [6]. For given parameters adequate units have been pointed out to underline signification of their using in experimental simulations with using of mathematical models in the form of state equations [6].

Power or energy flow is defined by relation:

$$N = ef \text{ [W]}. \tag{1}$$

Quantity of transferred energy is described by relation:

$$\tag{2}$$

For model of engine, which has been shown on Fig. 3, generalized efforts  $e$  are:

- caloric value of fuel  $W_d$  [J/kg],
- force exerted on piston in thermodynamic process  $F_t$  [N]
- torque  $M_s$  [N·m].

Generalized flows  $f$  are:

- fuel consumption  $G_e$  [kg/s],
- piston speed  $v_t$  [m/s],
- angular speed of crankshaft  $\omega$  [rad/s].

Main elements of vector of output parameters  $Y_s$  (Fig. 4, 5) are:

- engine power  $N_e = M_s \cdot \omega$ ,
- fuel rate over the cycle  $m_c$ ,
- fuel consumption  $G_e$ ,
- specific fuel consumption  $g_e = G_e / (M_s \cdot \omega)$ ,
- general efficiency  $\eta_o = M_s \cdot \omega / G_e \cdot W_d$ .

- położenie organu sterowania silnikiem  $U_s \in [0, 1]$ ,
- kąt wyprzedzenia zapłonu  $\alpha_z$ ,
- jednostkowa emisja składników toksycznych.

Określone w taki sposób parametry silnika wykorzystywane są do tworzenia modelu matematycznego całego systemu energetycznego [6] w postaci równań stanu:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}} &= \mathbf{f}_1(\mathbf{X}, \mathbf{U}) \\ \mathbf{Y} &= \mathbf{f}_2(\mathbf{X}, \mathbf{U}) \end{aligned} \quad (3)$$

gdzie:  $\mathbf{X}$  – wektor zmiennych stanu,  $\mathbf{U}$  – wektor sterowań,  $\mathbf{Y}$  – wektor parametrów wyjściowych systemu energetycznego.

W systemach energetycznych, w których źródłem energii jest silnik spalinowy [9], należy określić związki wyrażone drugim równaniem w zależności (3). W tym celu wprowadzono pojęcie wielowymiarowej, statycznej charakterystyki silnika zdefiniowanej jako funkcja wektorowa:

$$\mathbf{Y}_s = \mathbf{f}_2(M_s, \omega); (M_s, \omega) \in L_s \quad (4)$$

gdzie:  $L_s$  – zbiór możliwych do osiągnięcia punktów pracy silnika  $(M_s, \omega)$ .

#### 4. Aproksymacja wielowymiarowych statycznych charakterystyk silnika

##### 4.1. Opis metody

W modelu matematycznym wyrażonym równaniami (3) charakterystyki silnika powinny być w postaci funkcji analitycznych określonych ogólnie zależnością (4). Silnik spalinowy został potraktowany jak „czarna skrzynka” [10, 11, 12], w której wejściem jest wektor parametrów wielowymiarowej  $\mathbf{Y}_s$  (4) określone są na podstawie aproksymacji wielkości mierzonych w stanach ustalonych. Rozkład punktów pomiarowych w polu pracy silnika z punktu widzenia metody aproksymacji może być całkowicie dowolny, najbardziej właściwe wydaje się jednak równomierne rozmieszczenie punktów pomiarowych w polu pracy lub wykorzystanie charakterystyki gęstości czasowej badanego obiektu energetycznego [13]. W ogólnej prezentacji metody aproksymacji zmieniono oznaczenia z zależności (4) przyjmując, że:  $\mathbf{Y}_{S_i} \equiv z$  dla  $i = 1, 2, \dots, m$ ,  $\omega \equiv x$ ,  $M_0 \equiv y$ .

Bazową funkcją użytą do aproksymacji jest funkcja typu „Spline” [14] składająca się z wielomianów stopnia  $N$  sklejanych w węzłach  $j = 1 \dots K$ . Spotykające się w węzłach wielomiany są tego samego stopnia ( $N$ ), mają takie same wartości oraz wartości pochodnych do wysokości  $N-1$ . Do aproksymacji zbioru punktów pomiarowych użyta została funkcja dwóch zmiennych  $(x, y)$  sklejana w kierunkach:  $x$  i  $y$  [10, 11, 12]:

$$(5)$$

gdzie:  $a_i(y) = \sum_{j=0}^{N_y} [b_{i,j} \cdot y^j] + \sum_{j=1}^{K_y} [b_{i,(j+N_y)} \cdot (y - Y_j)^{N_y} \cdot h_{y_j}]$  dla

$i = 0, 1, \dots, (N_x + K_x)$ ,  $N_x$  – stopień wielomianów sklejanych w kierunku  $x$ ,  $N_y$  – stopień wielomianów sklejanych w kierunku  $y$ ,  $K_x$  – ilość węzłów w kierunku  $x$ ,  $K_y$  – ilość węzłów w kierunku  $y$ ,  $X_i$  – współrzędna  $i$ -tego węzła, w którym sklejana jest

- position of mechanism of engine control  $U_s \in [0, 1]$ ,
- ignition advance angle  $\alpha_z$ ,
- specific emission of toxic components.

The engine parameters defined in this way are used to create the mathematical model of the whole energy system [6] in the form of state equations:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}} &= \mathbf{f}_1(\mathbf{X}, \mathbf{U}) \\ \mathbf{Y} &= \mathbf{f}_2(\mathbf{X}, \mathbf{U}) \end{aligned} \quad (3)$$

where:  $\mathbf{X}$  – vector of state variables,  $\mathbf{U}$  – vector of control parameters,  $\mathbf{Y}$  – vector of output parameters of energy system.

In energy systems, where an IC engine is the source of energy [9], relations defined by second equation (3) should be determined. For this purpose the multidimensional static characteristic of engine has been defined as a vector function:

$$\mathbf{Y}_s = \mathbf{f}_2(M_s, \omega); (M_s, \omega) \in L_s \quad (4)$$

where:  $L_s$  – set of achievable points of engine operation  $(M_s, \omega)$ .

#### 4. Approximation of multidimensional static characteristics of engine

##### 4.1. Description of the method

In the mathematical model defined by equations (3) the characteristics of engine should be described by general analytical relation (4). The “black box” engine model has been used [10, 11, 12], where the coordinates of the vector of the initial parameters  $\mathbf{Y}_s$  (4) have been calculated using the approximated values of data set obtained from the steady state engine testing. The distribution of points of the data set over the engine field of operation can be absolutely random (this has no influence on the reliability of the method), but it is more appropriate to evenly distribute the points over the engine field of operation. On the other hand, the points could be distributed based on the time density function of the tested object [13]. In the following presentation of the new method notation (4) has been changed to the more universal:  $\mathbf{Y}_{S_i} \equiv z$  for  $i = 1, 2, \dots, m$ ,  $\omega \equiv x$ ,  $M_0 \equiv y$ .

The base function used for approximation purposes is “Spline” function [14]. It consists of polynomials, which are linked in points called knots  $j = 1 \dots K$ . Polynomials have the same degree ( $N$ ), they are equal and they have the same value of derivatives of up to  $N-1$  in the knots. For approximation of the data set the function of two variables  $(x, y)$  linked in directions:  $x$  and  $y$  [10, 11, 12] has been used:

$$(5)$$

where:  $a_i(y) = \sum_{j=0}^{N_y} [b_{i,j} \cdot y^j] + \sum_{j=1}^{K_y} [b_{i,(j+N_y)} \cdot (y - Y_j)^{N_y} \cdot h_{y_j}]$  for

$i = 0, 1, \dots, (N_x + K_x)$ ,  $N_x$  – order of polynomials linked in direction  $x$ ,  $N_y$  – order of polynomials linked in direction  $y$ ,  $K_x$  – number of knots in direction  $x$ ,  $K_y$  – number of knots in direction  $y$ ,  $X_i$  – knot, where the function has been linked ( $x$  direc-

funkcja w kierunku  $x$ , dla  $i = 1, \dots, K_x$ ,  $Y_j$  – współrzędna  $j$ -tego węzła, w którym sklejana jest funkcja w kierunku  $y$ , dla  $j = 1, \dots, K_y$ ,

$$h_{x_i} = \begin{cases} 0 & \text{jeżeli } x \leq X_i \\ 1 & \text{jeżeli } x > X_i \end{cases} \text{ dla } i = 1, \dots, K_x,$$

$$h_{y_j} = \begin{cases} 0 & \text{jeżeli } y \leq Y_j \\ 1 & \text{jeżeli } y > Y_j \end{cases} \text{ dla } j = 1, \dots, K_y,$$

$b_{i,j}$  – współczynnik macierzy  $\mathbf{b}$  o wymiarach:  $(N_x + K_x + 1) \times (N_y + K_y + 1)$ , dla  $i = 0, 1, \dots, (N_x + K_x)$ ,  $j = 0, 1, \dots, (N_y + K_y)$ .

W celu najdokładniejszego odwzorowania zbioru punktów pomiarowych  $Z_p = f(x_p, y_p)$  dla  $p = 1, 2, \dots, p_{\max}$  funkcją (5) posłużono się metodą najmniejszych kwadratów [15] poszukując minimum funkcji:

$$\text{Min} = \sum_{p=1}^{p_{\max}} [Z_p(x, y) - z_p(x, y)]^2 \quad (6)$$

gdzie:  $Z_p(x, y)$  – wielkość zmierzona w punkcie:  $\{x_p, y_p\}$ , dla  $p = 1, 2, \dots, p_{\max}$ ,  $z_p(x, y)$  – wielkość aproksymowana w punkcie:  $\{x_p, y_p\}$ , dla  $p = 1, 2, \dots, p_{\max}$ ,  $p_{\max}$  – ilość punktów w aproksymowanym zbiorze.

Niektórzy autorzy aproksymują przebiegi wtórnych parametrów jak jednostkowe zużycie paliwa, jednostkowa emisja składników toksycznych [g/(kW·h)] lub moc [16, 17], które wynikają z dwóch zmierzonych parametrów. Powyższa metodyka stwarza możliwość popełnienia poważnego błędu, szczególnie gdy niezależnej aproksymacji poddaje się wielkości pierwotnie odczytane z pomiarów, np.: godzinowe zużycie paliwa i wielkości wtórne, np.: jednostkowe zużycie paliwa. Wówczas ścisła zależność między tymi wielkościami nie jest spełniona.

W kolejnym rozdziale zamieszczono przykłady implementacji komputerowej kilku przebiegów przy zastosowaniu funkcji (5) o różnej ilości węzłów i różnych stopniach wielomianów. Dobór stopni wielomianów oraz ilości węzłów w funkcjach użytych do aproksymacji podlegał optymalizacji przy następującym kryterium:

– średni względny błąd aproksymacji powinien być jak najmniejszy.

Dobór funkcji aproksymacyjnej odbywał się również przy następujących ograniczeniach:

– stopień zastosowanych wielomianów sklepanych oraz ilości węzłów musi być ograniczony do ilości zapewniającej możliwie wierne odwzorowanie charakteru rzeczywistego przebiegu (wyeliminowanie zjawiska generowania sztucznych ekstremów między punktami pomiarowymi);

– stopień zastosowanych wielomianów sklepanych oraz ilości węzłów nie mogą być tak duże by maksymalny błąd aproksymacji był mniejszy niż maksymalny błąd pomiarowy (nie następuje wówczas zjawisko wygładzania błędów pomiarowych). W praktyce drugie ograniczenie jest trudno przekroczyć nie naruszając wcześniej ograniczenia pierwszego.

Opracowane przykłady aproksymacji przebiegów parametrów pracy silnika nie pozwoliły na sformułowanie jednoznacznych wskazówek dotyczących doboru położenia wę-

tion), for  $i = 1, \dots, K_x$ ,  $Y_j$  – knot, where the function has been linked ( $y$  direction), for  $j = 1, \dots, K_y$ ,

$$h_{x_i} = \begin{cases} 0 & \text{if } x \leq X_i \\ 1 & \text{if } x > X_i \end{cases} \text{ for } i = 1, \dots, K_x,$$

$$h_{y_j} = \begin{cases} 0 & \text{if } x \leq X_i \\ 1 & \text{if } x > X_i \end{cases} \text{ for } j = 1, \dots, K_y,$$

$b_{i,j}$  – coefficient of the matrix  $\mathbf{b}$  of dimensions:  $(N_x + K_x + 1) \times (N_y + K_y + 1)$ , for  $i = 0, 1, \dots, (N_x + K_x)$ ,  $j = 0, 1, \dots, (N_y + K_y)$ .

For the optimum transformation of the data set  $Z_p = f(x_p, y_p)$  for  $p = 1, 2, \dots, p_{\max}$  into function (5), the last square method was applied [15]. Consequently, the minimum of the functions (6) must be calculated:

$$\text{Min} = \sum_{p=1}^{p_{\max}} [Z_p(x, y) - z_p(x, y)]^2 \quad (6)$$

where:  $Z_p(x, y)$  – measured quantity for point:  $\{x_p, y_p\}$ , for  $p = 1, 2, \dots, p_{\max}$ ,  $z_p(x, y)$  – computed quantity for point:  $\{x_p, y_p\}$ , for  $p = 1, 2, \dots, p_{\max}$ ,  $p_{\max}$  – number of points in the approximated set.

Some authors approximate such parameters as: specific fuel consumption, specific toxic component emission [g/(kW·h)] or power [16, 17], which depend on two measured parameters. Above methodology gives possibility to make a more serious error, especially, when measured parameters, for example: fuel consumption, and recalculated parameters, for example: specific fuel consumption are approximated independently. Consequently, the accurate relation between them is not fulfilled.

Next chapter deals with examples of computer implementation of data using function (5) with different order of polynomials and different number of knots. The optimum polynomial order and number of knots were selected according to the following criterion:

– mean relative error of approximation should be as small as possible.

The selection of applied function was also performed taking into account the following restrictions:

– polynomial order and the number of knots must be reduced to the number which ensures accurate representation of approximated data (exclusion of artificial extremes generated between points of data);

– polynomial order and the number of knots must be reduced to the number which ensures that the maximum approximation error is greater than the maximum measurement error (otherwise, measurement errors are not smoothed).

In practice the second restriction is very hard to overcome if the first restriction has not been overcome previously.

The worked out examples of approximation of engine parameters did not give direct indications about the selection of knots placement. This problem is very complex and differs significantly from the approximation of two-dimensional functions using spline functions, where such indications have been worked out [18].

złów sklejania. Zagadnienie to w swej złożoności odbiega znacznie od problemu aproksymacji dwuwymiarowych przebiegów funkcjami sklejającymi, gdzie wskazówki takie zostały opracowane [18].

## 4.2. Przykład numeryczny

Opracowano charakterystykę wielowymiarową wg podanego algorytmu dla silnika ZS (IVECO) aby zweryfikować dokładność i skuteczność zaproponowanej metody. W tabeli 1 przedstawiony został opis funkcji (stopień wielomianu, ilość węzłów oraz ich położenie) użytej do aproksymacji przebiegów uzyskanych z badań stanowiskowych silnika oraz dokładność uzyskanych odwzorowań. Poniżej zamieszczono mapy tegoż silnika w tradycyjnej formie (rys. 5–8). Otrzy-

## 4.2. Numerical example

The multidimensional characteristic of a Diesel engine (IVECO) according to the presented method has been worked out in order to verify the accuracy and efficiency of the method. The description of the applied functions (order of polynomial, number of knots and their coordinates) for approximation of the data set obtained from testing the engine and the accuracy of approximation have been shown in Table 1. The traditional engine maps have been presented in Fig. 5–8. They were obtained by approximation of the measured values of:  $G_e$  [kg/h], CO [kg/h], HC [kg/h],  $NO_x$  [kg/h], and consequently recomputed.

– Characteristic of fuel consumption (Fig. 5).

Tabela 1. Cechy funkcji zastosowanych do aproksymacji przebiegów wybranych parametrów pracy silnika oraz dokładności uzyskanych odwzorowań

Table 1. Description of the applied functions for selected parameters of engine and the accuracy of approximation

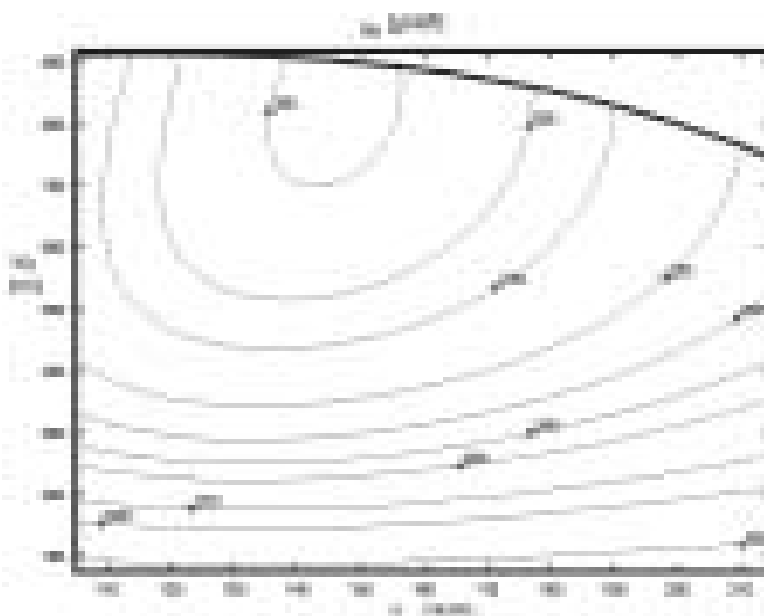
Przebieg	Stopień wielomianu		Ilość węzłów		Współrzędne węzłów			$\delta_i$ [%]	Reprezentacja graficzna i podstawowa zależność
	Kierunek:		Kierunek:		Lp.	Kierunek:			
	x / $\omega$	y / $M_o$	x / $\omega$	y / $M_o$		x / $\omega$	y / $M_o$		
	$N_x$	$N_y$	$K_x$	$K_y$		$X_{Lp}$	$Y_{Lp}$		
$G_e$ [kg/h]	2	2	-	-	-	-	-	0,36	$g_e = G_e / (\omega \cdot M_o)$ [g/kWh] rys. 5
CO [kg/h]	5	5	1	1	1	149	581	0,40	$e_{CO} = CO / (\omega \cdot M_o)$ [g/kWh] rys. 6
HC [kg/h]	5	5	-	-	-	-	-	1,67	$e_{HC} = HC / (\omega \cdot M_o)$ [g/kWh] rys. 7
$NO_x$ [kg/h]	2	2	1	1	1	170	590	0,54	$e_{NO_x} = NO_x / (\omega \cdot M_o)$ [g/kWh] rys. 8

mano je po przez aproksymację wielkości pomierzonych w czasie badań:  $G_e$  [kg/h], CO [kg/h], HC [kg/h],  $NO_x$  [kg/h], które następnie podane zostały odpowiednim przekształceniom.

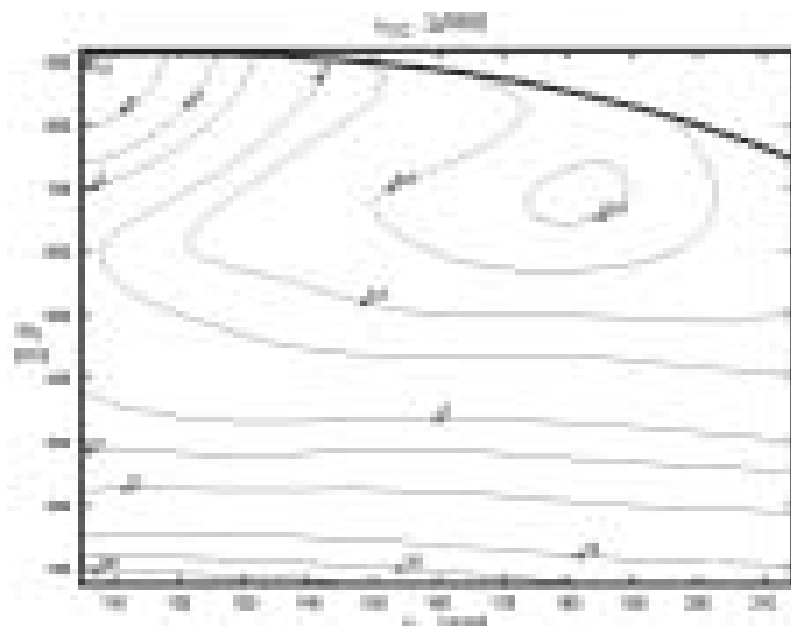
- Charakterystyka zużycia paliwa (rys. 5).
- Charakterystyka emisji tlenu węgla (rys. 6).
- Charakterystyka emisji węglowodorów (rys. 7).
- Charakterystyka emisji tlenków azotu (rys. 8).

## 5. Uwagi końcowe

Główną zaletą stosowania metody grafów wiązań i równań stanu do modelowania systemów energetycznych o złożonej strukturze (siłownie okrętowe, pojazdy hybrydowe) jest możliwość modelowania elementów systemu o różnej naturze fizycznej przy zastosowaniu jednokowych podstaw teoretycznych. Dalszą istotną zaletą metody grafów wiązań jest możliwość upraszczania i rozwijania modelu energetycznego systemu w zależności od celu, któremu ma służyć wykonywany model. Na przykład przy analizie dynamiki agregatu prądowłórczego [8]

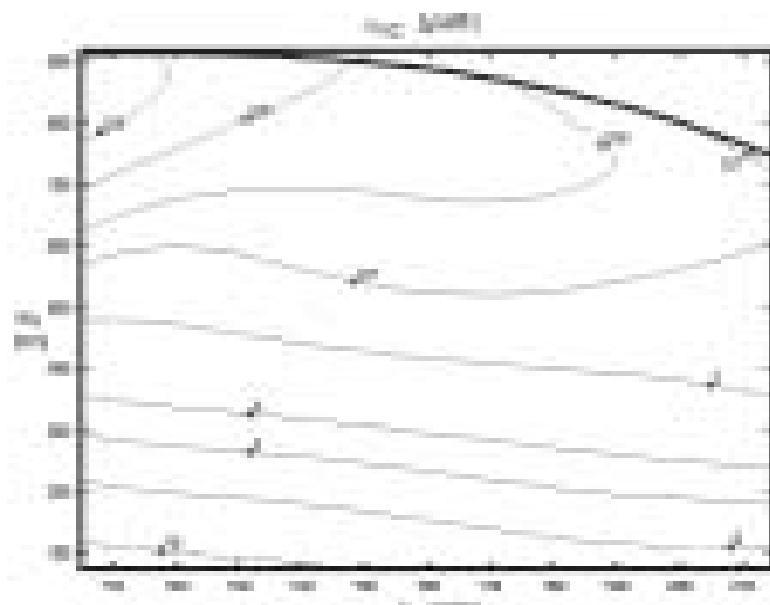


Rys. 5. Mapa jednostkowego zużycia paliwa silnika ZS IVECO (Dane zostały udostępnione dzięki uprzejmości Centrum Badawczego Fiata)  
Fig. 5. Map of specific fuel consumption of IVECO Diesel engine (All data courtesy of Fiat Research Center)



Rys. 6. Mapa jednostkowej emisji tlenku węgla silnika ZS IVECO (Dane zostały udostępnione dzięki uprzejmości Centrum Badawczego Fiata)

Fig. 6. Map of specific carbon dioxide emission of IVECO Diesel engine (All data courtesy of Fiat Research Center)



Rys. 7. Mapa jednostkowej emisji węglowodorów silnika ZS IVECO (Dane zostały udostępnione dzięki uprzejmości Centrum Badawczego Fiata)

Fig. 7. Map of specific hydrocarbons emission of IVECO Diesel engine (All data courtesy of Fiat Research Center)

stosowany jest model przedstawiony na rys. 3, natomiast dynamikę wzdłużną pojazdu analizować się będzie stosując uproszczony model przedstawiony na rys. 4.

Zaproponowana w pracy metoda potraktowania procesów fizycznych zachodzących w silniku jako ciągłych uśrednionych w zakresie cyklu funkcji czasu umożliwi stosunkowo prosty opis składowych wektora parametrów wyjściowych. Charakterystykę wielowymiarową silnika (4) można

- Characteristic of carbon dioxide emission (Fig. 6).
- Characteristic of hydrocarbons emission (Fig. 7).
- Characteristic of nitrogen oxides emission (Fig. 8).

## 5. Final conclusions

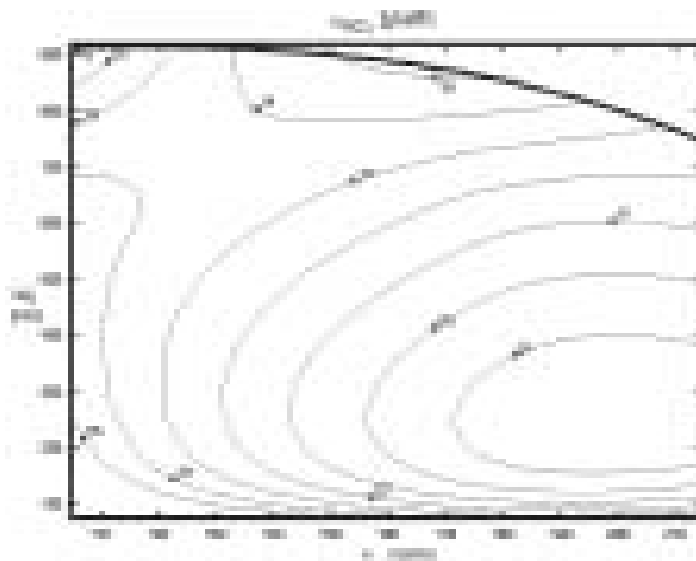
The main advantage of the use of bond graph and state equations methods for modeling of complex energy systems (ship power plants, hybrid vehicles) is the possibility of application of the unified theoretical basis. Next significant advantage of the bond graph method is the possibility of simplification and developing of model of an energy system with regard to purpose for which the produced model is dedicated. For example, during the analysis, the dynamic of a generator set [8] model presented in Fig. 3 is used. On the contrary, longitudinal dynamic of the vehicle will be analyzed using simplified model, which is presented in Fig. 4. The method proposed in this work, related to treating physical processes, which take place in the engine, as averaged continuous functions over the cycle makes possible to describe elements of a vector of the output parameters in a simple way. The multidimensional characteristic of an engine (4) can be then evaluated by approximation of values measured in steady states. Such simplifications are possible with respect to the present knowledge and give, at the same time, advantages in the modeling of bigger structures, such as cars or hybrid vehicles, through a shorter time of calculation and simpler identification of model parameters. Proposed function (5) for the approximation of multidimensional static characteristic of an engine enables, as the enclosed numerical example shows, the presentation of very complex functions, for example: carbon monoxide emission or nitrogen oxide emission, assuring high quality of approximation.

It is expected that the above solutions will be used for the optimization of propulsion system control of the hybrid vehicle, built in Combustion Engines and Compressors Department of Gdańsk University of Technology.

wówczas wykonać dokonując aproksymacji wielkości pomierzonych w stanach ustalonych. Takie uproszczenia są możliwe przy obecnym stanie wiedzy oraz dają jednocześnie wyraźne zalety w modelowaniu większych struktur, takich jak pojazd samochodowy czy pojazd hybrydowy, w postaci krótszego czasu obliczeń i prostej identyfikacji parametrów modelu. Zaproponowana funkcja (5) do aproksymacji wielowymiarowych statycznych charakterystyk silnika pozwala, jak pokazuje zamieszczony przykład numeryczny, na odwzorowanie bardzo złożonych funkcji, np. emisji tlenku węgla czy emisji tlenku azotu z zachowaniem wysokiej dokładności ich odwzorowania.

Przewiduje się wykorzystanie powyższych rozwiązań do optymalizacji sterowania układem napędowym pojazdu hybrydowego zbudowanego w Katedrze Silników Spalinowych i Sprężarek Politechniki Gdańskiej.

Artykuł recenzowany



Rys. 8. Mapa jednostkowej emisji tlenków azotu silnika ZS IVECO (Dane zostały udostępnione dzięki uprzejmości Centrum Badawczego Fiata)

Fig. 8. Map of specific nitrogen oxides emission of IVECO Diesel engine

## Literatura/Bibliography

- Makowski S., Cichy M., Karkosiński D.: Metody konstrukcji napędów hybrydowych za szczególnym uwzględnieniem wpływu na środowisko. Sprawozdanie z projektu badawczego KBN 9T12D04110, Gdańsk 1999.
- Makowski S., Cichy M., Kneba Z.: Sterowanie pracą silnika ZI w hybrydowym i konwencjonalnym układzie napędowym pojazdu celem ograniczenia emisji toksycznych składników spalin i zużycia paliwa w warunkach testu jezdny. Sprawozdanie z projektu badawczego KBN 8T12D00820, Gdańsk 2004.
- Cichy M., Makowski S.: Energy flows modelling of series hybrid electric vehicle. MOTAUTO'02, Volume II, Russe 2002, ss. 21-26.
- Karnopp D.C., Rosenberg R.C.: System Dynamic: A Unified Approach. Wiley, New York 1975.
- Thoma J. U.: Simulation by Bondgraphs. Belin, Springer 1990.
- Cichy M.: Modelowanie systemów energetycznych. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2001.
- Cichy M., Konczakowski M.: Bond graph model of the IC engine as an element of energetic systems. Mechanism and machine theory. Elsevier Science Ltd. 2001.
- Cichy M., Carlini M., Abenavoli I. R.: Analysis of the non uniformity angular velocity in internal combustion engines coupled with loads. Proc. of the 24<sup>th</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. August 6-11, 1989.
- Cichy M., Makowski S.: Modelowanie systemów energetycznych z silnikami spalinowymi za pomocą grafów wiązań i równań stanu. Archiwum Motoryzacji 1-2, ss. 3-19, 1999.
- Cichy M., Makowski S., Kropiwnicki J.: Aproksymacja wielowymiarowych charakterystyk silnikowych. Mat.: Sympozjum Ekodiesel'98, Warszawa 1998, ss. 154-160.
- Kropiwnicki J.: The application of spline function for approximation of engine characteristics. Archiwum Motoryzacji nr 4, 2000.
- Kropiwnicki J.: Model układu silnik-pojazd z wykorzystaniem charakterystyk statycznych silnika. Praca doktorska. Promotor: Cichy M. Gdańsk 2001.
- Cichy M.: Nowe teoretyczne ujęcie charakterystyki gęstości czasowej. Silniki spalinowe nr 2-3, 1986.
- De Boor C.: A Practical Guide to Splines. Springer-Verlag, New York 1978.
- Fortuna Z., Macukow B., Wąsowski J.: Metody numeryczne. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1982.
- Bernhardt M., Dobrzyński S., Loth E.: Silniki samochodowe. WKiŁ, Warszawa 1988.
- Białek P.: Badanie wpływu warunków pracy agregatu rolniczego na jego ogólny bilans energetyczny. Rozprawa doktorska. Politechnika Poznańska 1996.
- Cichy M., Cichy R.: Aproksymacja charakterystyk silników spalinowych. Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, Zeszyt 2, Kraków 1990.

\* Prof. dr hab. inż. Marian Cichy – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.  
Marian Cichy D.Sc., Ph.D., M.E. – Professor in the Mechanical Faculty at Gdańsk University of Technology.



\*\* Dr inż. Jacek Kropiwnicki – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.  
Mr Jacek Kropiwnicki Ph.D., M.E. – University Lecturer in the Mechanical Faculty at Gdańsk University of Technology.



\*\*\* Dr inż. Sławomir Makowski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.  
Mr Sławomir Makowski Ph.D., M.E. – University Lecturer in the Mechanical Faculty at Gdańsk University of Technology.



## Ocena różnic w określaniu zużycia paliwa samochodu na podstawie charakterystyki uniwersalnej i dynamicznej

*W publikacji opisano metodykę tworzenia charakterystyk zużycia paliwa w warunkach dynamicznych w oparciu o pomiary modalne w testach jezdnych NEDC i FTP-75 i uzyskaną charakterystykę zużycia paliwa dla konkretnego samochodu. Przedstawiono wyniki obliczeń zużycia paliwa uzyskane w oparciu o charakterystykę dynamiczną dla ustalonych warunków jazdy i w oparciu o charakterystykę uniwersalną silnika zamontowanego w konkretnym samochodzie. Porównano uzyskane wyniki i oceniono występujące różnice.*

Słowa kluczowe: *samochód, zużycie paliwa*

### Evaluation of the differences in determining fuel consumption for a real car based on universal and dynamic characteristics

*This paper briefly describes a methodology of developing characteristics of fuel consumption in dynamic conditions on the basis of modal measurements in road tests NEDC and FTP-75, and based on determined characteristic of fuel consumption measurement for a real car engine. The results of fuel consumption calculations determined on the basis of the dynamic characteristic for set driving conditions, and on the basis of the universal characteristic for a real car have been presented. The results calculated have been compared and existing differences evaluated.*

Key words: *vehicle, fuel consumption*

#### 1. Wprowadzenie

Spotykane w literaturze analizy przebiegowego zużycia paliwa, w znacznej części przypadków oparte są o charakterystyki uniwersalne silników zastosowanych w rozpatrywanych pojazdach. Można się spotkać z różnymi podejściami do analiz tego zagadnienia i oceną ich efektywności. Przydatne narzędzie do analiz zmiennych obciążeń silnika w funkcji czasu przedstawiono w [3]. Zdefiniowano tam pojęcie „gęstości czasowej” obciążenia silnika, wykazano możliwości korzystania z charakterystyk uniwersalnych silnika przy rozpatrywaniu procesów losowych i zdeterminowanych. Przydatność metody zweryfikowano przez realizację obciążeń silnika według testu ECE-15 (dla przyjętych parametrów samochodu) i pomiary zużycia paliwa w obliczonych punktach.

Publikację [9] można uznać za rozszerzenie [3] obejmujące zagadnienia zużycia paliwa i wydzielania składników spalin w warunkach dynamicznych obciążenia silnika. Przeprowadzone analizy oparto o przyjęte charakterystyki uniwersalne silnika. Autor publikacji wykazał, że dla niewielkich przyspieszeń błąd wynikający z korzystania z charakterystyki uniwersalnej do oceny zagadnień dynamicznych sięga kilku procent.

Oceniając takie wyniki należy jednak pamiętać, że są one aktualne dla ustalonych warunków ruchu pojazdu i w rozumieniu [4] są charakterystykami statycznymi.

Ocenę zużycia paliwa dla dynamicznych warunków ruchu pojazdu prowadzi się w oparciu o pomiary przy realizacji testów jezdnych na hamowni podwoziowej. Realizacja testu jezdnych pozwala na symulowanie oporów: tocznienia, powietrza i bezwładności. Udziały tych oporów w całości testu zależą od typu testu, co zostało ocenione w [5]. W latach

#### 1. Introduction

Analyses of mileage fuel consumption found in literature, are mainly based on universal characteristics of engines used in examined vehicles. There are various approaches to the analyses of this matter as well as to the evaluation of their effectiveness. A useful tool for analysing variable engine loads in the function of time is shown in [3]. There, the term “time density” of engine load is defined and possibilities of using universal characteristics of an engine for random and determined processes are presented. The usefulness of the method was verified through the realisation of engine loads as per ECE-15 test (for given car parameters) and fuel consumption measurements at points calculated.

Publication [9] can be regarded as an extension to [3] comprising the issues of fuel consumption and emission of components of exhaust gases in the dynamic conditions of engine load. The analyses performed were based on the universal engine characteristics accepted. The author of the publication showed that for small values of acceleration the error resulting from using the universal characteristic for the evaluation of dynamic matters reaches a few per cent.

Looking into results like those, it needs to be kept in mind that they are valid for set conditions of vehicle motion and as described in [4] they are static characteristics.

The measurement of fuel consumption for dynamic conditions of vehicle motion is carried out on the basis of measurements while realising drive tests on test beds. Realisation of a drive test enables the simulation of the following resistances: rolling, air and inertia. The participation of these resistances in the whole test depends on test type, which is examined in [5]. In the 1980's an average mileage fuel con-



osiemdziesiątych średnie przebiegowe zużycie paliwa obliczono jako średnią ważoną uzyskaną w wyniku pomiarów zużycia paliwa dla dwu ustalonych prędkości jazdy samochodu (najczęściej 90 i 120 km/h) i zużycia paliwa w teście jezdnym, miejskim ECE-15 realizowanym na hamowni podwoziowej. Współcześnie podaje się średnie przebiegowe zużycia paliwa uzyskane w wyniku realizacji testu mieszanego NEDC zawierającego test w ruchu miejskim UDC i ruchu pozamiejskim EUDC [6]. Jak wspomniano zużycie paliwa w ustalonych warunkach ruchu można w miarę dokładnie obliczyć na podstawie charakterystyki uniwersalnej silnika zastosowanego w konkretnym pojeździe. Realizacja testów jezdnych na hamowni podwoziowej jest metodą kosztowną i kłopotliwą, więc korzystnym jest opracowanie analitycznej metodyki oceny zużycia paliwa dla warunków dynamicznych ruchu, a więc również dla warunków ujętych procedurami testów jezdnych. W publikacji [1] opisano opracowaną przez autorów, oryginalną metodykę tworzenia charakterystyk zużycia paliwa w warunkach dynamicznych na bazie pomiarów modalnych w trakcie realizacji testów jezdnych NEDC i FTP-75 (pod pojęciem pomiarów modalnych należy rozumieć pomiary wykonywane z określonym krokiem czasowym). Przedstawione w niniejszej publikacji oszacowanie błędów określania zużycia paliwa będzie oparte o tak uzyskane charakterystyki i wyniki uzyskane w oparciu o statyczną charakterystykę uniwersalną. Przedstawione wartości zużycia paliwa obliczono z bilansu węgla w emitowanych składnikach spalin zgodnie z [7].

## 2. Budowa charakterystyki zużycia paliwa dla dynamicznych warunków ruchu

Zgodnie z nazewnictwem przedstawionym w [4] zależności uzyskane w metodzie określającej natężenie emisji danego składnika spalin w zależności od chwilowej prędkości i przyspieszenia noszą nazwę charakterystyk dynamicznych. W takim ujęciu charakterystyka uniwersalna jest charakterystyką statyczną. Pewne metodyki tworzenia charakterystyk dynamicznych w oparciu o testy jezdne przedstawiono w [1 i 2]. W przywołanych publikacjach charakterystyki natężenia emisji poszczególnych związków szkodliwych spalin i zużycia paliwa uzyskano w oparciu o wyniki badań podczas homologacyjnych testów jezdnych FTP-75 i połączonych danych z testów NEDC i FTP-75. Wyniki badań uzyskane na hamowni podwoziowej wykorzystano w zagadnieniu aproksymacji wielomianowej natężenia emisji i zużycia paliwa we współrzędnych: prędkość i przyspieszenie pojazdu. Przedstawiono ponadto charakterystyki w układzie współrzędnych: prędkość oraz iloczyn prędkości i przyspieszenia. Iloczyn prędkości i przyspieszenia można bowiem interpretować jako stopień obciążenia silnika w warunkach dynamicznych.

Rozważania ograniczono do przypadku nagrzanego silnika i reaktora katalitycznego. Dane o emisji związków szkodliwych spalin i zużyciu paliwa w zależności od chwilowej prędkości pojazdu i chwilowego przyspieszenia uzyskano prowadząc analizę modalną spalin emitowanych z pojazdu umieszczonego na hamowni podwoziowej. Pozwoliło to na

sumption was calculated as a weighted average obtained as a result of measurements of fuel consumption for two set car velocities (most often 90 and 120 km/h); and the fuel consumption in a drive test, urban ECE-15 realised on a test bed. Nowadays, what is reported is the average mileage fuel consumptions obtained as a result of a mixed NEDC test, comprising urban traffic UDC and motorway EUDC tests [6]. As already mentioned, the fuel consumption in set driving conditions may be fairly accurately calculated on the basis of the universal characteristic of the engine used in a specific vehicle. Realisation of driving tests on test beds is a costly and troublesome method and, therefore, it is beneficial to develop an analytical methodology for measurement of fuel consumption for dynamic conditions of motion, and also for the conditions determined by the procedures of driving tests. In this paper, [1] describes an original, developed by the author, methodology of creating characteristics of fuel consumption in dynamic conditions on the basis of modal measurements during realisation of drive tests: NEDC and FTP-75. The presented estimation of errors of determining fuel consumption will be based on so obtained characteristics and results on the basis of a static universal characteristic. The presented values of fuel consumption were calculated from the balance of carbon in the components of exhaust gases emitted according to [7].

## 2. Creating a characteristic of fuel consumption for dynamic conditions of motion

As per the terminology presented in [4], the dependencies obtained in the method describing intensity of emission of a given component of exhaust gases depending on momentary velocity and acceleration are called dynamic characteristics. From this point of view, a universal characteristic is a static one. Certain methodologies of creating dynamic characteristics based on driving tests are presented in [1 and 2]. In the publications referred to, characteristics of emission intensity of individual toxic compounds of exhaust gases and fuel consumption were obtained on the basis of the results of measurements during certification driving tests FTP-75 and joint data from NEDC and FTP-75 tests. The results of the tests on test beds were used in the problem of multinomial approximation of emission intensity and fuel consumption in the coordinates of: velocity and vehicle acceleration. Moreover, characteristics were presented in a coordinate system of velocity and a product of velocity and acceleration because product of velocity and acceleration may be interpreted as the degree of engine load in dynamic conditions.

The examining was limited to the case of a warm engine and catalytic reactor. Data regarding emission of toxic compounds and fuel consumption depending on momentary velocity of a vehicle and momentary acceleration were obtained while running a modal analysis of exhaust gases emitted from a vehicle placed on a test bed. This allowed us to create a matrix of emission and fuel consumption in the assumed range of coordinates. The data obtained this way (registered at different moments of the test duration) was

określenie macierzy emisji i zużycia paliwa w przyjętym zakresie współrzędnych. Uzyskane w ten sposób dane (zarejestrowane w różnych chwilach czasu trwania testu) uśredniono dla poszczególnych komórek macierzy (obejmującej prędkości  $v$  i przyspieszenia  $a$ ) o zadanej gęstości. Dokładniejsze odwzorowywanie rzeczywistych wartości otrzymano poprzez zmniejszanie wymiarów elementów i zapisywanie danych we współrzędnych; prędkość  $v$  i iloczyn prędkości i przyspieszenia ( $v \cdot a$ ). Przykładową macierz możliwą do uzyskania w wyniku realizacji testu FTP-75 w siatce z krokiem równym 10 km/h dla współrzędnej  $v$  i współrzędnej będącej iloczynem  $v \cdot a$  z krokiem 10 m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup> przedstawiono na rys. 1.

Ogólnie, problem budowy charakterystyki dynamicznej oparto wg [1] na wyznaczeniu funkcji dwóch zmiennych (prędkości i przyspieszenia bądź prędkości oraz iloczynu prędkości i przyspieszenia) aproksymującej natężenie emisji danego składnika spalin bądź zużycia paliwa.

Ze względu na często ograniczone możliwości badawcze jak i specyfikę testów jezdnych na hamowniach podwoziowych dostępna w wyniku badań informacja ma charakter dyskretny. Stąd w pierwszym kroku aproksymacji danych pomiarowych przyjmuje się założoną gęstość siatki współrzędnych, co pozwala na wyznaczenie wartości poszczególnych elementów (komórek) macierzy np. jak na rys. 1. Optymalna gęstość siatki powinna pozwalać na możliwie duże jej wypełnienie. Analizę doboru gęstości siatki przedstawiono w [2].

Osobnym problemem pozostaje określenie wystarczającej liczby pomiarów uśrednianych w danym elemencie. Pewne prace z tym związane były prowadzone między innymi w ramach projektów europejskich [8]. Dane przedstawione w niniejszej pracy oparto o trzykrotne powtórzenia realizowanych testów.

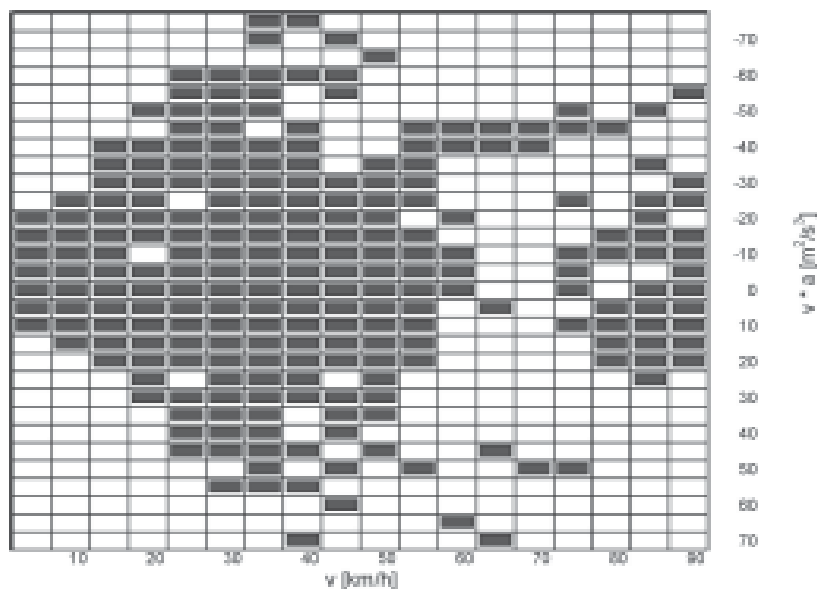
Po dokonaniu podziału macierzy na elementy, uśrednia się otrzymane wartości z pomiaru dla poszczególnych elementów. Średnia wartość w danym elemencie jest średnią ważoną w postaci:

$$f_e = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i f_{e,i}}{\sum_{i=1}^n \alpha_i} \quad (1)$$

gdzie  $\alpha_i$  – współczynnik wagi zależny od biegu na którym dokonano pomiaru,  $f_{e,i}$  – zmierzona wartość. Wagi  $\alpha_i$  odzwierciedlają rzeczywisty udział czasowy jazdy na danym biegu podczas realizacji testu jezdnych.

Uśrednione wartości wykorzystano w zagadnieniu aproksymacji funkcji dwóch zmiennych w sposób przedstawiony poniżej.

averaged for each matrix cell (comprising velocities  $v$  and accelerations  $a$ ) with a given density. A more accurate representation of real values was obtained through reduction of dimensions of elements and recording data in the coordinates of velocity  $v$  and a product of velocity and acceleration



Rys. 1. Macierz natężenia emisji lub zużycia paliwa jako funkcja prędkości oraz iloczynu przyspieszenia i prędkości, możliwa do uzyskania w ramach testu jezdnych FTP-75, wg [2]

Fig. 1. Matrix of emission intensity or fuel consumption as a function of velocity and a product of velocity and acceleration, which can be obtained as a result of an FTP-75 drive test, according to [2]

tion ( $v \cdot a$ ). An example of a matrix, which can be obtained as a result of an FTP test in a grid of 10 km/h for the coordinate  $v$  and 10m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup> for the coordinate which is the product of  $v \cdot a$  is shown in Fig. 1.

In general the task of creating a dynamic characteristic, according to [1], is based on defining two variable function (velocity and acceleration or velocity and the product of velocity and acceleration) approximating the intensity of emission of a given exhaust component or fuel consumption.

Because of limitations of experimental measurements and test specifications made on engine test beds information thus gathered is discrete. Thus, in the first step of approximation of data, the density of net cells is assumed which enables components (cells) of the matrix to be determined, for example as in Fig. 1. The optimal net density should allow it to be filled considerably. Analysis of the selection of net density is shown in [2].

A separate task remains to determine a sufficient number of measurements averaged in a given element. Some research into this was done, also, as part of the European projects [8].

The data presented in this paper is on the basis of three-fold repetition of the tests carried out.

Having divided the matrices into elements, the measured values for each element are averaged. The average value in a given element is a weighted average in the form:

Przyjęto, że rozpatrywana funkcja aproksymująca ma ogólną postać:

$$W(x, y) = \sum_{i=0}^{n_x} a_i x^i \cdot \sum_{j=0}^{n_y} b_j y^j, \quad (2)$$

o współczynnikach  $(n_x + 1) \cdot (n_y + 1)$ . Wprowadzając oznaczenie  $c_{ij} = a_i \cdot b_j$  do (2) otrzymuje się:

$$W(x, y) = \sum_{i=0}^{n_x} \sum_{j=0}^{n_y} c_{ij} x^i y^j. \quad (3)$$

Problem wyznaczenia funkcji aproksymującej w postaci (3) można zdefiniować jako poszukiwanie takiej wartości parametrów  $c_{ij}$  przy których funkcjonal  $\Omega$  określony poniżej osiąga minimum w sensie sumy najmniejszych kwadratów:

$$\Omega(c_{00} \dots c_{n_x n_y}) = \sum_{e=0}^m \left[ \sum_{i=0}^{n_x} \sum_{j=0}^{n_y} c_{ij} x_e^i y_e^j - f_e \right]^2, \quad (4)$$

gdzie  $(m + 1)$  jest liczbą elementów macierzy dla których znane są wartości  $f_e$  (natężenia emisji bądź zużycia paliwa).

Warunkiem koniecznym i wystarczającym osiągnięcia przez  $\Omega(c_{ij})$  minimum jest, aby:

$$\frac{\partial \Omega}{\partial c_{ij}} = 0. \quad (5)$$

Uwzględniając (4) z równań (5) otrzymuje się:

$$\sum_{s=0r=0}^{n_x} \sum_{e=0}^{n_y} c_{sr} \sum_{e=0}^{s+i} x_e^{s+i} y_e^{r+j} = \sum_{k=0}^m f_e x_e^i y_e^j, \quad (6)$$

dla  $i = 0, \dots, n_x$ ;  $j = 0, \dots, n_y$ .

Rozwiązanie układu równań (6) umożliwia wyznaczenie współczynników  $c_{ij}$  i skonstruowanie powierzchni aproksymujących odpowiednio natężenie emisji związków szkodliwych spalin i zużycia paliwa. Osobnym problemem pozostaje wybór współczynników  $n_x, n_y$ , które zgodnie z przedstawionym ogólnym algorytmem nie muszą być identyczne. Dla potrzeb niniejszej publikacji przyjęto  $n_x = n_y = 2$ .

Bazę danych do opracowania przedstawionych w dalszej części artykułu charakterystyk dynamicznych uzyskano w wyniku trzykrotnej realizacji testów FTP-75 i NEDC w certyfikowanym Laboratorium Toksyczności Spalin OBR SM BOSMAL. Trzykrotne powtórzenie testu umożliwiło uśrednienie wyników badań i wyeliminowanie przypadkowych błędów. Obiektem badań był samochód klasy handlowej B o masie 1120 kg zasilany benzyną w systemie MPI. Dane o natężeniu emisji oraz zużyciu paliwa uzyskano stosując analizę modalną z krokiem czasowym równym jednej sekundzie.

Opisany algorytm aproksymacyjny wykorzystano do wyznaczenia charakterystyk dynamicznych natężenia emisji  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $HC$  i  $NO_x$ , a na tej podstawie (z bilansu węgla) charakterystyki dynamicznej zużycia paliwa dla opisanego pojazdu. Rozważania ograniczono do funkcji których postać gwarantuje najwyżej jedno ekstremum. Na kolejnych rysunkach przedstawiono niektóre uzyskane charakterystyki.

$$f_e = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i f_{e,i}}{\sum_{i=1}^n \alpha_i} \quad (1)$$

where:  $\alpha_i$  – weight coefficient dependent on the gear for which the measurement was taken,  $f_{e,i}$  – value measured. Weights  $\alpha_i$  reflect real time proportion of drive in a given gear during the drive test.

The averaged values were used for approximation of a function with two variables in the way described below.

It was assumed that the approximating function in question takes the general form:

$$W(x, y) = \sum_{i=0}^{n_x} a_i x^i \cdot \sum_{j=0}^{n_y} b_j y^j \quad (2)$$

with  $(n_x + 1) \cdot (n_y + 1)$  coefficients. Introducing denotation

$c_{ij} = a_i \cdot b_j$  into (2) the following is obtained:

$$W(x, y) = \sum_{i=0}^{n_x} \sum_{j=0}^{n_y} c_{ij} x^i y^j \quad (3)$$

The task of formulation of the approximating function in form (3) can be defined as searching for such values of parameters  $c_{ij}$  for which functional  $\Omega$  defined below is minimized by means of a sum of least squares:

$$\Omega(c_{00} \dots c_{n_x n_y}) = \sum_{e=0}^m \left[ \sum_{i=0}^{n_x} \sum_{j=0}^{n_y} c_{ij} x_e^i y_e^j - f_e \right]^2 \quad (4)$$

where  $(m + 1)$  is the number of elements in a matrix for which values  $f_e$  (emission intensity or fuel consumption) are known.

The sufficient and necessary condition for  $\Omega(c_{ij})$  to achieve the minimum is:

$$\frac{\partial \Omega}{\partial c_{ij}} = 0 \quad (5)$$

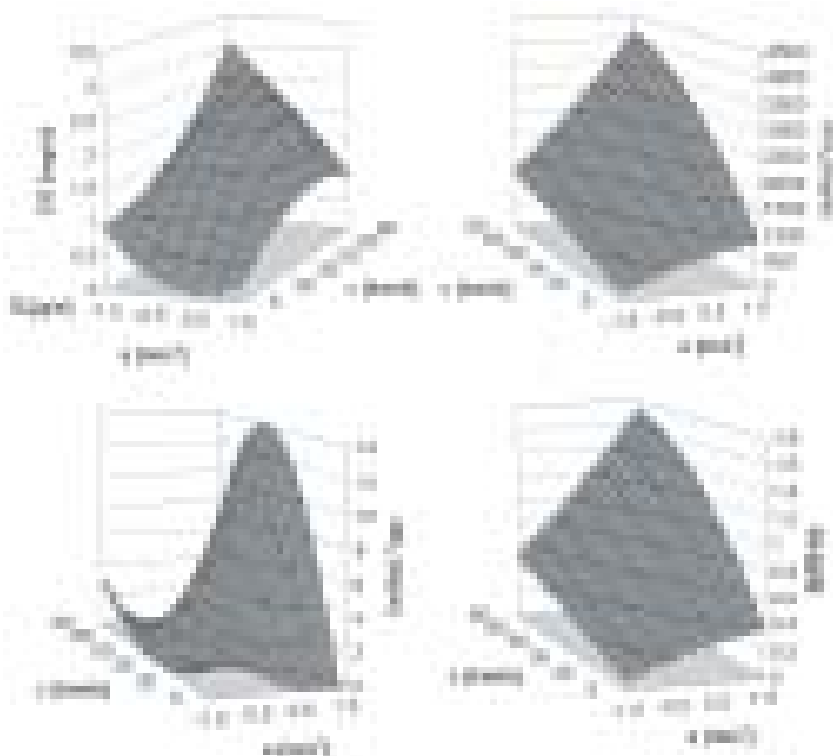
Taking into account (4) from equations (5) one can obtain:

$$\sum_{s=0r=0}^{n_x} \sum_{e=0}^{n_y} c_{sr} \sum_{e=0}^{s+i} x_e^{s+i} y_e^{r+j} = \sum_{k=0}^m f_e x_e^i y_e^j \quad (6)$$

for  $i = 0, \dots, n_x$ ;  $j = 0, \dots, n_y$ .

Solution of the set of equations (6) enables coefficients  $c_{ij}$  to be calculated and approximating surfaces of emission intensity of harmful exhaust components and fuel consumption to be constructed. Choice of coefficients  $n_x, n_y$ , which do not need to be identical, is another problem. For the purpose of this work the following was assumed:  $n_x = n_y = 2$ .

Database for the dynamic characteristics, which will be presented below, was obtained from threefold realisation of FTP-75 and NEDC tests at a Certified Laboratory of Exhaust Gas Toxicity at the BOSMAL Research & Development Centre. The threefold repetition of both tests enabled the results of experimental measurements to be averaged and accidental errors to be eliminated. A class B passenger car with a mass of 1120 kg and gasoline MPI engine was used for ex-

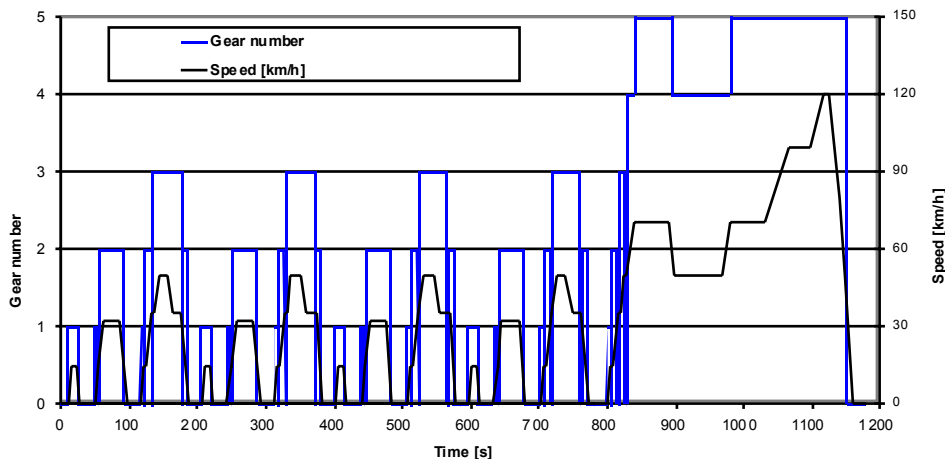


Rys. 2. Przykładowe charakterystyki dynamiczne: a) CO, b) CO<sub>2</sub>, c) NO<sub>x</sub>, d) zużycia paliwa G<sub>e</sub>

Fig. 2. Examples of dynamic characteristics: a) CO, b) CO<sub>2</sub>, c) NO<sub>x</sub>, d) fuel consumption G<sub>e</sub>

### 3. Zużycie paliwa obliczone z charakterystyki uniwersalnej

Realizacja testów jezdnych na hamowni podwoziowej przebiega według określonych procedur, które oprócz zmienności prędkości w czasie narzucają stosowanie określonych przełożeń w skrzyni biegów. Analiza zmian przełożeń pozwala na określenie czasu pracy samochodu na poszczególnych biegach. Świadomość tego faktu posłużyła do obliczenia „wag” udziału poszczególnych biegów w zależności (1) przy obliczaniu funkcji aproksymującej w postaci (6). Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono udziały poszczególnych biegów w realizacji testów NEDC i FTP-75.



Rys. 3. Udziały przełożeń w skrzyni biegów przy realizacji testu NEDC

Fig.3. Participations of gears in the gear box in the realisation of NEDC test

perimental measurements. Data of emission intensity and fuel consumption were obtained by means of modal analysis with a time step of one second.

The approximation algorithm presented has been used for the formulation of the dynamic characteristic of intensity of emission of CO<sub>2</sub>, CO, HC, NO<sub>x</sub>, and on the basis of this (from carbon balance) for the formulation of the dynamic characteristic of fuel consumption for the car described. The examining has been limited to the functions whose forms guarantee a maximum of one extremum. The following figures show some of the characteristics obtained.

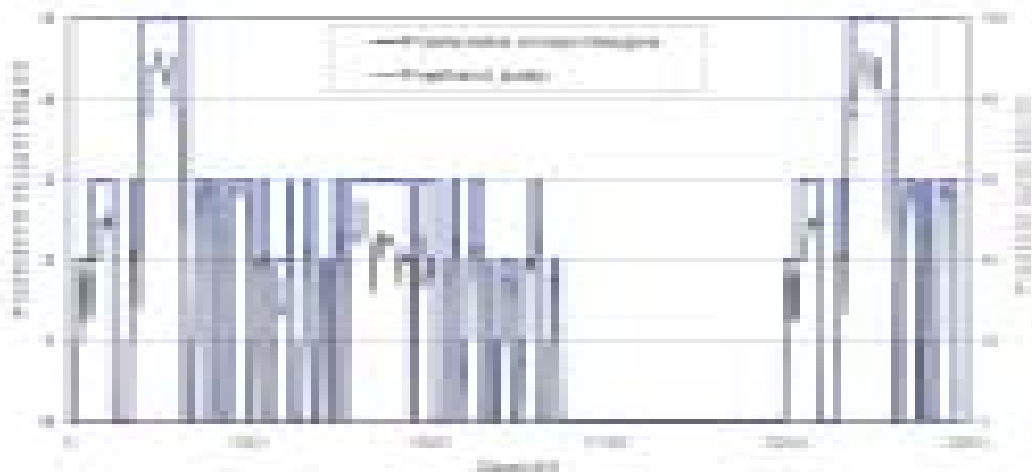
### 3. Fuel consumption calculated from the universal characteristic

The realisation of drive tests on test beds is carried out according to certain procedures, which as well as change in velocity over time impose using certain gear ratios in the gearbox. Analysis of change in gear ratios enables the car’s time in respective gears to be defined. Knowing this allowed us to calculate the “importance” of participation of each gear in dependence (1) when calculating approximating function in form (6). Figs 3 and 4 illustrate the participation of respective gears in the realisation of NEDC and FTP-75 tests.

Analysing Figs 3 and 4 it can be observed that the third gear is the one of the longest time of use.

The calculations of fuel consumption for set driving velocities on the basis of the universal characteristic of the engine produce satisfactory results for higher gears, and for this reason for the given parameters of the car used for the testing described in the previous chapter, calculations of the moments of motion resistance for the three fastest gears i.e. third, fourth and fifth for the set driving conditions were

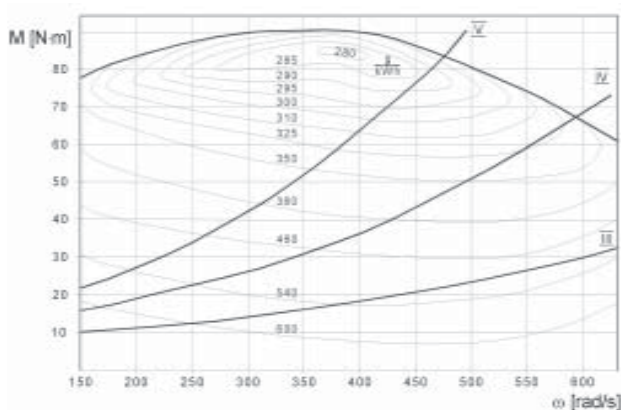
carried out. The curves obtained were plotted onto the universal characteristic of the engine of the tested car, which is shown in Fig. 5. These were used for the calculation of fuel consumption, in grams per second in the function of driving velocity. Table 1 presents the changeability of absolute values of the differences in fuel consumption calculated from universal and dynamic characteristics in the function of driving velocity. Errors, in per cent, of the



Rys. 4. Udziały przełożeń w skrzyni biegów przy realizacji testu FTP-75  
 Fig.4. Participations of gears in the gear box in the realisation of FTP-75 test

Z analizy rysunków 3 i 4 wynika, że bieg trzeci jest biegiem o najdłuższym czasie użytkowania.

Obliczenia zużycia paliwa dla ustalonych prędkości jazdy w oparciu o charakterystykę uniwersalną silnika dają zadowalające wyniki dla biegów wyższych i z tego względu dla danych parametrów samochodu użytego do badań opisanych w poprzednim rozdziale, przeprowadzono obliczenia momentów oporu ruchu dla trzech najszybszych biegów tj. biegu trzeciego, czwartego i piątego dla ustalonych warunków ruchu. Uzyskane krzywe naniesiono na charakterystykę uniwersalną silnika badanego samochodu, co przedstawiono na rysunku 5. Posłużyły one do obliczenia zużycia paliwa wyrażonego w gramach na sekundę w funkcji prędkości jazdy. W tabeli 1 przedstawiono zmienność w funkcji prędkości jazdy, wartości bezwzględnych różnic zużycia paliwa obliczanego z charakterystyki uniwersalnej i charakterystyki dynamicznej. Określono również błędy procentowe tak obliczonego zużycia, przyjmując za 100% zużycie obliczone z charakterystyki dynamicznej. Natomiast na rysunku 6 zesta-



Rys. 5. Charakterystyka uniwersalna silnika z naniesionymi przebiegami oporów ruchu samochodu przy jeździe na III, IV i V biegu

Fig. 5. Universal characteristic of the engine with the courses of the resistances of car motion while driving in third, fourth and fifth gear plotted

fuel consumption calculated in this way were determined, assuming the fuel consumption calculated from the dynamic characteristic as 100%. Results obtained are combined in Fig. 6. For the acceleration assumed,  $a = 0$ , the approximating function takes the form of:

$$G_e = 0.13 + 0,012 V - 0,000004 V^2$$

#### 4. Summary

The following conclusions can be drawn on the basis of the calculations and their analysis:

1. For set conditions of car motion the fuel consumption examined in the function of driving velocity is primarily dependent on driving velocity (Fig. 6) and weakly-dependent on the gear used.
2. The curve of fuel consumption calculated from the dynamic characteristic for set motion velocities is of a character which is near to a linear course inscribed in the curves obtained from the universal characteristic.
3. The differences in the fuel consumptions calculated using the universal characteristic and dynamic ones increase with

Tabela 1. Zestawienie modułu różnic między zużyciami paliwa obliczonymi z charakterystyki dynamicznej i uniwersalnej w funkcji prędkości jazdy na biegach III, IV i V

Table 1. Compilation of absolute values of the differences in fuel consumption calculated from the dynamic and universal characteristics in the function of driving velocity in III, IV and V gear

V [km/h]	25	50	60	70	80	90	100
$G_{e_{III}}$ [g/s]	0,160	0,130	0,10	0,082	0,11	0,22	0,59
Błąd % <sub>III</sub>	34,00	17,30	14,0	8,4	10,0	18,5	41,0
$G_{e_{IV}}$ [g/s]	-	-	0,009	0,05	0,12	0,15	0,28
Błąd % <sub>IV</sub>	-	-	1,0	5,1	11,1	12,6	21,5
$G_{e_{V}}$ [g/s]	-	-	-	0,08	0,007	0,009	0,12
Błąd % <sub>V</sub>	-	-	-	8,2	0,6	0,7	9,2

wiono graficznie uzyskane wyniki. Dla przyjętego przyspieszenia  $a = 0$ , funkcja aproksymująca ma postać:

$$G_e = 0,13 + 0,012 V - 0,000004 V^2.$$

#### 4. Podsumowanie

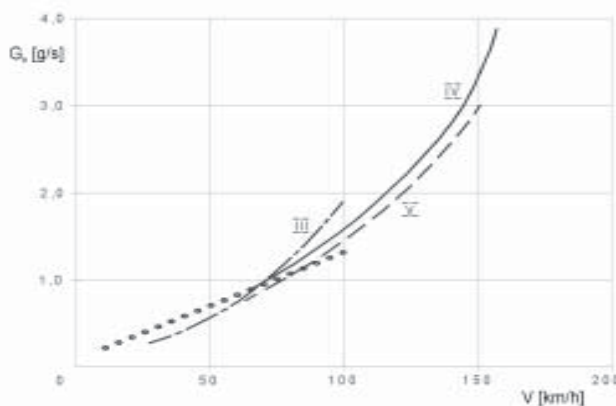
Z przeprowadzonych obliczeń i ich analizy można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Dla ustalonych warunków ruchu rozpatrywanego samochodu obliczone zużycie paliwa jest w pierwszym rzędzie zależne od prędkości jazdy (rys. 6) i słabo zależne od zastosowanego przełożenia.
2. Przebieg zużycia paliwa w funkcji prędkości, obliczony z charakterystyki dynamicznej dla ustalonych prędkości ruchu ma charakter zbliżony do przebiegu liniowego wpisanego w krzywe uzyskane z charakterystyki uniwersalnej (rys. 6).
3. Różnice w obliczonych zużyciach paliwa przy wykorzystaniu charakterystyki uniwersalnej i charakterystyk dynamicznych rosną z prędkością ruchu na biegach IV i V. Można to wytłumaczyć mniejszą dokładnością funkcji aproksymujących dla wyższych prędkości jazdy co z kolei wynika z mniejszej liczby punktów pomiarowych przy większych prędkościach (rys. 1).
4. Przedstawiona metodyka tworzenia charakterystyk dynamicznych może być efektywnym narzędziem do analiz ruchu samochodu zarówno w dynamicznych jak i statycznych warunkach ruchu.
5. Przedstawione wyniki odnoszą się do jednego typu samochodu i zostały uzyskane w oparciu o bazę danych z pomiarów modalnych w testach NEDC i FTP-75. Dalszych prac wymaga określenie przydatności uzyskanych charakterystyk do analiz innych pojazdów podobnej klasy. Dalszych badań wymaga również określenie wpływu stanu technicznego samochodu na uzyskiwane charakterystyki.

Artykuł recenzowany

motion velocity, which can be explained by a small number of measurement points for greater driving velocities for approximating dynamic characteristics.

4. The methodology of creating the dynamic characteristics presented can be an effective tool for the analysis of car motion in dynamic and static conditions of motion.
5. The results presented refer to one type of car and have been obtained on the basis of a database from modal measurements in NEDC and FTP-75 tests. It requires further research to establish how useful the characteristics obtained are for the analysis of other vehicles in similar classes. It also requires further work to determine the effect of a car's condition on the characteristics obtained.



Rys. 6. Zestawienie zużycia paliwa wyrażone w g/s w funkcji prędkości jazdy w km/h dla obliczeń z charakterystyki uniwersalnej dla II, IV i V biegu oraz z charakterystyki dynamicznej dla statycznych warunków ruchu – oznaczenie punktami

Fig. 6. Compilation of fuel consumption, in g/s, in the function of driving velocity, in km/h, for the calculations from the universal characteristic for second, fourth and fifth gear; and from the dynamic characteristic for the static conditions of motion – the dotted line

#### Literatura/Bibliography

1. Brzozowski K., Romaniszyn K. M.: An effective method of creating dynamic characteristics using drive tests. The Archive of Mechanical Engineering 4, 2003, Vol. L, s. 391-408.
2. Brzozowski K., Romaniszyn K. M.: Charakterystyka dynamiczna zużycia paliwa i emisji związków szkodliwych spalin, Zeszyty Naukowe BOSMAL nr 21, 2003.
3. Cichy M.: Nowe teoretyczne ujęcie charakterystyki gęstości czasowej, Silniki Spalinowe, nr 2-3, 1986.
4. Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych, Prace Naukowe, Seria „Mechanika” z. 173. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
5. Chłopek Z.: Modelowanie emisji globalnej spalin z silników pojazdów drogowych. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej 4(35), 1999.
6. Regulamin EKG ONZ 83.05/B.
7. Regulamin EKG ONZ nr 68.
8. Sturm P.J. et al: Instantaneous emission data and their use in estimating passenger car emissions. VKM-THD Report, Vol. 74, Verlag der Techn. Univ. Graz, Graz 1998.
9. Wislocki K.: Rozkład warunków pracy w optymalizacji silnika spalinowego pojazdu. Silniki Spalinowe nr 4, 1989.

\* Dr hab. inż. Kazimierz Maria Romaniszyn – profesor Akademii Techniczno-Humanistycznej i OBR BOSMAL w Bielsku Białej, w latach 1990–2000 dyrektor Ośrodka Badań i Rozwoju BOSMAL w Bielsku Białej.

Kazimierz Maria Romaniszyn, Ph.D. D.Sc. M.E. – Professor at the University of Bielsko-Biala and the Automotive R&D Center BOSMAL in Bielsko-Biala, in 1990–2000 director of BOSMAL.



## Silnik Honda 2,2 i-CTDi – pierwszy silnik ZS konstrukcji firmy Honda

Pod koniec 2003 roku firma Honda zaprezentowała swój pierwszy, własnej konstrukcji silnik o zapłonie samoczynnym o nazwie „2,2 i-CTDi” (rys. 1), który przeznaczony jest do modelu Accord. Cechą szczególną tego 4-cylindrowego silnika jest jego aluminiowy kadłub o bardzo zwartej i sztywnej konstrukcji, wykonany metodą zwaną TMM (*Thixotropic Moulding Method*). Metoda ta polega na ciśnieniowym odlewaniu kadłuba z aluminium o konsystencji pasty we względnie niskiej temperaturze, dzięki czemu podczas chłodzenia nie powstają naprężenia wewnętrzne oraz nie występuje zmiana kształtu odlewu. Uzyskiwane jest przy tym doskonale odwzorowanie formy odlewniczej oraz duża wytrzymałość wewnętrznych wzmocnień kadłuba. Dzięki tej metodzie odstęp pomiędzy cylindrami wynosi tylko 3 mm, podczas gdy w silnikach tego typu z kadłubem żeliwnym wynosi zwykle ok. 7 mm (rys. 2). Cały silnik, który ma



Rys. 1. Widok silnika i-CTDi od przodu



Rys. 2. Częściowy przekrój silnika i-CTDi

objętość skokową  $2,2 \text{ dm}^3$  i jest wyposażony w 16-zaworową głowicę z dwoma wałami rozrządu, odznacza się wyjątkowo małą masą, która nie przekracza masy produkowanego w Polsce silnika Isuzu  $1,7 \text{ dm}^3$ , montowanego w mniejszym modelu Honda Civic.

Nowy silnik Hondy rozwija moc 103 kW (140 KM)/4000 obr/min, maksymalny moment obrotowy 340 N·m/2000 obr/min, ma stopień sprężania  $\epsilon = 16,7$ , jest wyposażony w turbosprężarkę firmy Garrett o zmiennym ustawieniu kierownic, układ zasilania typu *Common Rail* o maksymalnym ciśnieniu 160 MPa firmy Bosch. Silnik spełnia limity emisji normy EURO IV.

Marek BRZEŹAŃSKI

### Literatura i zdjęcia:

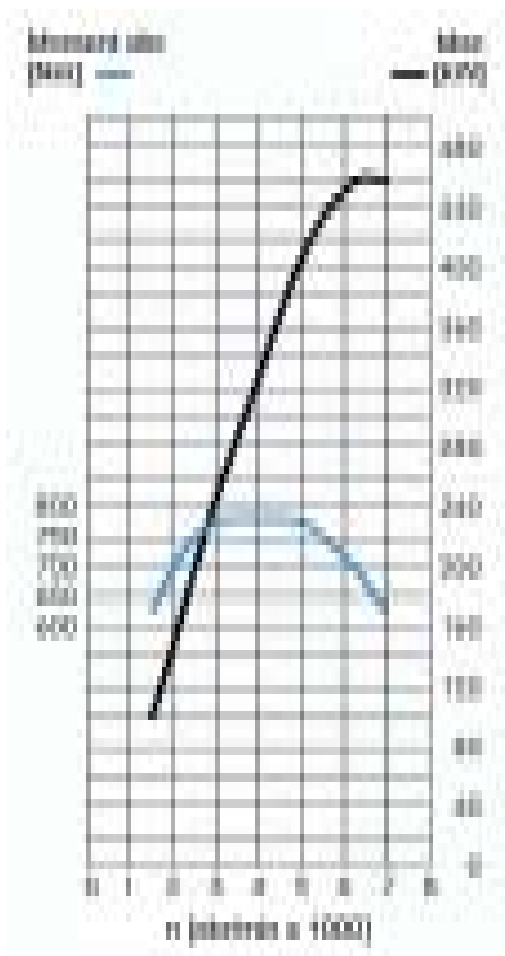
*Materiały prasowe firmy Honda – Honda Motor Europe (North) GmbH, 2003.*

## Silnik sportowego modelu Mercedes-Benz SLR McLaren

Jednym z najnowszych silników w gamie produkowanych jednostek napędowych firmy Mercedes-Benz jest silnik sportowego modelu SLR, który powstał przy współpracy firmy AMG. Jest to jednostka V8 o objętości skokowej 5439 cm<sup>3</sup> (rys. 1), która dzięki mechanicznej sprężarce rozwija moc 460 kW (626 KM) – rys. 2. Sprężarka o maksymalnej prędkości obrotowej 23000 obr/min, ma wirniki o kształcie śrubowym, które wykonane są z aluminium, a w celu zmniejszenia tarcia ich powierzchnia pokryta została teflonem. Napęd sprężarki odbywa się przez elektromagnetyczne sprzęgło sterowane modulem sterującym, dzięki czemu jest ona wykorzystywana tylko w razie potrzeby. Ze sprężarki powietrze kierowane jest do dwóch chłdnic powietrza (rys. 3 i 4), w których czynnikiem odbierającym ciepło jest ciecz. Pojazd jest



Rys. 1. Widok silnika V8 firmy Mercedes-Benz



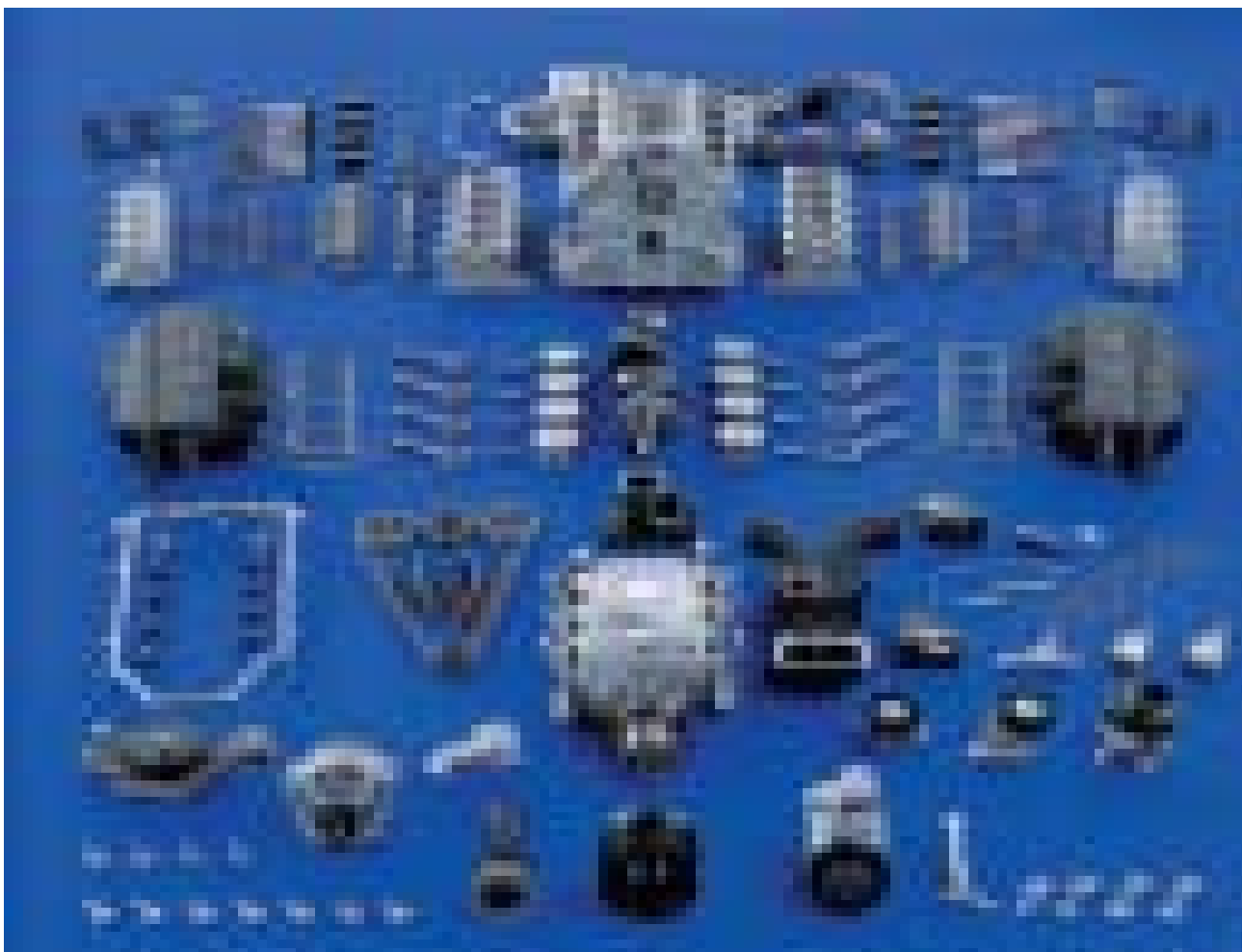
Rys. 2. Charakterystyka zewnętrzna silnika V8



Rys. 3. Elementy układu dolotowego i wylotowego silnika Mercedes

wyposażony w reaktory katalityczne z rdzeniami metalowymi. Ponieważ dwa niezależne układy wylotowe kończą się za kołami przednimi pojazdu (rys. 5), dysponują tłumikami wydechu o kształcie zbliżonym do prostopadłościanu, umieszczonymi wewnątrz przednich błotników pojazdu.





Rys. 4. Główne elementy składowe silnika V8



Rys. 5. Układ napędowy Mercedesa SLR McLaren

Silnik ten jest obecnie najmocniejszą jednostką napędową seryjnie produkowanego pojazdu.

Marek BRZEŻAŃSKI

**Literatura i zdjęcia:**

*Fabryczne materiały prasowe – DaimlerChrysler Communications, 2003.*

## Aktualności

### Silniki o ZI

#### Nowy silnik BMW 3,0 dm<sup>3</sup>

W 6-cio cylindrowym silniku o pojemności 2,977 dm<sup>3</sup> (S/D = 88/85 mm) firma BMW zastosowała po raz pierwszy stop magnezu przy wytwarzaniu kadłuba, co ma prowadzić do zmniejszenia jego masy oraz zwiększenia sztywności. Silnik wyposażono także w układ bezstopniowo zmiennych faz rozrządu Vanos II generacji oraz system zmiennego skoku zaworów dolotowych typu Valvetronic; system ten pozwala na rezygnację z przepustnic w układzie dolotowym i umożliwia ilościową regulację obciążenia silnika w sposób bezdławieniowy. W silniku zastosowano także elektrycznie napędzaną pompę wodną w układzie chłodzenia.

Silnik rozwija moc  $N_{e,max} = 190$  kW przy 6650 obr/min ( $N_l = 63,4$  kW/dm<sup>3</sup>) i maksymalny moment obrotowy  $M_{o,max} = 300$  N·m przy 2500 obr/min ( $p_{e,max} = 1,26$  MPa).

Oprac. na podst. *Auto Świat* 29 z dn. 12.07.2004

### Silniki o ZS z wtryskiem bezpośrednim

#### Wtryskiwacze piezoelektryczne w silnikach firmy Audi

W silniku o pojemności 3,0 dm<sup>3</sup> samochodu Audi A6 zastosowano układ wtryskowy typu *Common Rail* wyposażony we wtryskiwacze piezoelektryczne. Wtryskiwacze te mogą realizować 5 faz wtrysku w czasie jednego cyklu roboczego. Stosuje się ciśnienie wtrysku o wartościach maksymalnych 160 MPa (1600 bar).

Oprac. na podst. *Auto Świat* 11 z dn. 8.03.2004

#### Nowe wersje silników HDI koncernów PSA i Forda

Koncern PSA wprowadził do produkcji nową wersję silnika HDi 2,0 z zasilaniem typu *Common Rail* będącą wynikiem współpracy z Fordem. Nowy silnik oznaczany jest przez PSA handlowym symbolem HDi 16, natomiast przez Forda – symbolem Duratorq TDCi. Jest to zmodernizowana wersja silnika HDi (1998 cm<sup>3</sup>, S/D = 85/88 mm) o mocy 80 kW (107 KM), która została wyposażona w 4 zawory na cylinder i osiąga ok. 100 kW (136 KM). Silnik rozwija maksymalny moment obrotowy 320 N·m przy 2000 obr/min ( $p_{e,max} = 2,01$  MPa) ale umożliwia chwilowe zwiększenie momentu w trakcie przyspieszania o dodatkowe 20 N·m ( $p_{e,max} = 2,14$  MPa) przez zwiększenie ciśnienia doładowania. Silnik ten zastosowany w samochodach Jaguar X-Type rozwija maksymalny moment obrotowy 330 N·m przy 1800 obr/min ( $p_{e,max} = 2,08$  MPa).

Silnik wyposażony jest w filtr cząstek stałych znany z samochodów Peugeot 607 i Citroen C5, pozwalający na spełnienie normy Euro 4.

Ford oferuje również silnik TDCi o pojemności 2,2 dm<sup>3</sup> będący odpowiednikiem silnika PSA HDi 2,2 dm<sup>3</sup>. W wersji oferowanej przez Forda silnik rozwija moc maksymalną 114 kW (155 KM) i maksymalny moment obrotowy 360 N·m, chwilowo 400 N·m ( $p_{e,max} = 2,10$  do 2,40 MPa).

Efektom współpracy z Fordem jest także silnik o pojemności 1560 cm<sup>3</sup> (S/D = 75/88,3 mm). Silnik ten w wersji słabszej rozwija moc 66 kW (90 KM) przy 4000 obr/min i maksymalny moment obrotowy 215 N·m przy 1750 obr/min, natomiast w wersji silniejszej odpowiednio: 80 kW (110 KM) i 240 N·m. W obu wersjach można zwiększyć chwilowy moment obrotowy przy przyspieszaniu o 20 N·m poprzez zwiększenie ciśnienia doładowania (ang.: *overboost*).

Koncern PSA opracował także przy współpracy koncernu Ford silnik typu HDi V6 o pojemności 2,7 dm<sup>3</sup>. Podobnie jak wersja 2,2 dm<sup>3</sup>, silnik wyposażony jest w 4 zawory na cylinder; osiąga moc ok. 152 kW (207 KM) oraz maksymalny moment obrotowy 440 N·m ( $p_{e,max} = 2,05$  MPa). Silnik jest produkowany w zakładach Forda w Dagenham (Wlk. Brytania) i jest montowany m.in. w samochodzie Jaguar S-Type.

Oprac. na podst. *Auto Świat* 1, 2, 26/2004, *Auto Technology Int.* 3/2003 oraz *AMS* 8/2003

### Silniki okrętowe i stacjonarne

#### Silnik MAN na biopaliwo

Firma MAN B&W Holeby przystosowała swój silnik 6L21/31 pracujący na paliwie ciężkim do pracy na biopaliwie uzyskiwanym ze zużytych tłuszczów z przemysłu, gospodarstw domowych i restauracji. Jednocześnie zmieniono jego konstrukcję stosując tzw. skrzynię na przednim końcu, w której umieszczono układy smarowania i wody chłodzącej.

Oprac. na podst. *Ship Building* 6/2003

### Silnik Wankla

#### Wysokoprężny silnik wg koncepcji Wankla

Utworzona w marcu 2003 roku niemiecka firma Wankel Super Tec przewiduje uruchomienie w 2005 roku produkcji wysokoprężnego silnika wg pochodzącej z 1959 roku koncepcji Feliksa Wankla. Dzięki nowym materiałom i technologiom wykonania uszczelnień trochoidalnego tłoka staje się możliwe uzyskanie odpowiedniej szczelności przestrzeni roboczej cylindra mimo znacznie wyższego ciśnienia ładunku występującego w silniku o zapłonie samoczynnym.

Wcześniej próby z tego rodzaju silnikiem prowadziła firma Mazda, która jest obecnie jedynym seryjnym producentem silników Wankla o zapłonie iskrowym. Firma ta prowadzi badania także nad takimi silnikami wyposażonymi w turbodoładowanie.

Wykorzystano inf. z *Auto Świat* 11 z dn. 8.03.2004

### Doładowanie

#### Doładowanie zakresowe (sekwencyjne) w silnikach Opel

Firma GM Opel zapowiada wprowadzenie na rynek w 2005 roku silnika o zapłonie samoczynnym wyposażonego w doładowanie zakresowe. Rozwiązanie takie zostało zastosowane w 1987 r. przez firmę Porsche w modelu 959 PRA, a także w silnikach o zapłonie samoczynnym firmy Volvo.

Doładowanie zakresowe polega na zastosowaniu do doładowania silnika dwóch turbosprężarek, z których jedna pracuje w zakresie małych prędkości obrotowych silnika, a druga włącza się przy prędkościach większych. W silnikach GM Opel przewiduje się zastosowanie turbosprężarek różnej wielkości i uzyskanie dzięki temu systemowi znaczącej poprawy ich zdolności do przyśpieszania. Sterowanie pracą turbosprężarek odbywać się będzie za pomocą układu elektronicznego a maksymalne ciśnienie doładowania wynosi 3 bar. Zapowiadany silnik o pojemności skokowej 1,9 dm<sup>3</sup> oznaczony jako Ecotec CDTI będzie osiągać ok. 160 kW (212 KM) oraz rozwijać moment obrotowy 400 N·m przy 1400-3500 obr/min ( $p_{e,max} = 2,65$  MPa).

Oprac. na podst. inf. z *Auto Świat* 11 z dn. 8.03.2004, por. także Wisłocki K.: *Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych*, WKiŁ, Warszawa 1991.

### Doładowanie zakresowe (sekwencyjne) w silnikach BMW

Nowy 6-cylindrowy silnik do samochodów BMW o oznaczeniu \*35d, który będzie stosowany od jesieni 2004 r., zostanie wyposażony w doładowanie zakresowe dwoma turbosprężarkami różnej wielkości – *Variable Twin Turbo*. Ciśnienie doładowania osiąga wartość 2,85 bar, podczas gdy w silnikach doładowanych zwykle nie przekracza ok. 1,8-2,0 bar (ciśn. bezwzgl.). Mniejsza turbosprężarka zapewnia doładowanie od wolnych obrotów do prędkości obrotowej 1800 obr/min, większa włącza się częściowo w zakresie 1800-3000 obr/min, a od 3000 obr/min całkowicie przejmuje funkcję doładowania silnika.

Silnik ma 2,993 dm<sup>3</sup> pojemności skokowej (S/D = 90/84 mm), rozrząd typu DOHC, 4 zawory na cylinder i układ wtryskowy *Common Rail* oraz rozwija moc maksymalną 200 kW (ok. 272 KM) i maksymalny moment obrotowy 560 N·m przy 2000 obr/min ( $p_{e,max} = 2,35$  MPa). Dzięki doładowaniu zakresowemu silnik wykazuje bardzo dobre właściwości dynamiczne, wynikające m.in. z wartości momentu obrotowego przy wolnych obrotach (ok. 300 Nm) i wartości 500 N·m już przy prędkości obrotowej 1500 obr/min.

Oprac. na podst. *Auto Świat* 12 z dn. 15.03.2004 i 29 z dn. 12.07.2004

### Doładowanie rezonansowe w silniku Porsche

Firma Porsche w nowym modelu Carrera S zastosowała silnik z układem dolotowym wykorzystującym zasadę doładowania rezonansowego i wyposażonego w rezonator Helmholtza. Sześciocylindrowy silnik w układzie bokser o pojemności 3,824 dm<sup>3</sup> wyposażony jest w podwójny wałek rozrządu w głowicy i rozwija moc 261 kW przy 6600 obr/min ( $p_e = 1,24$  MPa,  $N_l = 68,3$  kW/dm<sup>3</sup>) oraz maksymalny moment obrotowy 400 N·m przy 4600 obr/min ( $p_e = 1,31$  MPa).

Układ doładowania rezonansowego stosuje Porsche także w silniku V10 (rys. 1) montowanym w samochodzie Carrera GT ( $V_{ss} = 5,733$  dm<sup>3</sup>,  $M_{o,max} = 590$  N·m/5750 obr/min,  $p_{e,max} = 1,3$  MPa,  $N_{e,max} = 450$  kW/8000 obr/min,  $N_l = 78,6$  kW/dm<sup>3</sup>).



Rys. 1. Silnik Porsche V10 z doładowaniem pojedynczym przewodem dolotowym i doładowaniem rezonansowym z rezonatorem Helmholtza

Oprac. na podst. *AutoTechnology* Vol. 4, 1/2004, *AutoMoto* 14/2004 i *Auto Świat* 7/2004

### Emisja silników o ZS

#### Silnik firmy Mazda z filtrem cząstek stałych

Firma Mazda jako pierwsza wprowadziła do sprzedaży w samochodach dostawczych i małych samochodach ciężarowych silnik wyposażony w filtr cząstek stałych (DPF). W ten sposób samochód Mazda Bongo stał się pierwszym pojazdem użytkowym spełniającym nowe przepisy japońskie (2003/2004) i tzw. prawo NO<sub>x</sub>/PM umożliwiając jego użytkowanie na obszarach aglomeracji miejskich.

Nowy silnik jest czterocylindrową, rzędową jednostką o ZS z wtryskiem bezpośrednim, turbodoładaniem i układem wtryskowym *Common Rail* (typ RF-CDT) o pojemności 2,0 dm<sup>3</sup>. Posiada następujące wskaźniki pracy:  $N_{e,max} = 63$  kW przy 3500 obr/min ( $N_l = 31,5$  kW/dm<sup>3</sup>),  $M_{o,max} = 178$  N·m przy 2000 obr/min ( $p_{e,max} = 1,12$  MPa).

W stosunku do poprzedniego silnika o pojemności 2,2 dm<sup>3</sup> (typu R2) emisja cząstek stałych została zmniejszona o 75%, natomiast emisja NO<sub>x</sub> – o 25%.

Oprac. na podst. [www.mazda.jp](http://www.mazda.jp)

#### Filtr cząstek stałych w silnikach Volkswagen TDI

Firma Volkswagen wprowadziła filtr cząstek stałych (DPF) w silnikach TDI 2,0 rozwijających moc 136 kW. Filtr posiada część filtrującą wykonaną z kompozytu krzemowo-węglowego (Si-SiC). Regeneracja filtra następuje w sposób ciągły przy dużym obciążeniu silnika dzięki dodatkowi do paliwa (produkcji firmy Octel). Przy małych obciążeniach silnika regeneracja filtra następuje dzięki zwiększaniu jego temperatury do ok. 500°C.

Wspomniany silnik w zastosowaniu do samochodu Passat pozwala spełnić normy emisji Euro 4 (2005 r).

Oprac. na podst. [www.volkswagen.de](http://www.volkswagen.de)

### System oczyszczania spalin D-CAT firmy Toyota

Począwszy od końca 2003 roku firma Toyota wprowadziła na rynek europejski system katalityczny D-CAT (*Diesel Clean Advanced Technology*), który stanowi czterofunkcyjny reduktor katalityczny będący połączeniem filtra cząstek stałych z układem redukującym tlenki azotu (DPNR – *Diesel PM and NO<sub>x</sub> Reduction*). System zastosowano w samochodzie Avensis początkowo tylko na rynkach Europy Zachodniej ze względu na występującą tam bardzo niską zawartość siarki w paliwie. System D-CAT nie wymaga zastosowania dodatków do paliwa.

Uważa się, że po zastosowaniu wspomnianego systemu oczyszczania spalin, Toyota Avensis będzie pojazdem o najniższej na świecie emisji PM i NO<sub>x</sub> wynoszącej PM = 0,002 g/km (90% poniżej normy Euro 4) i NO<sub>x</sub> = 0,12 g/km (50% poniżej normy).

Silnik 2,0 D-CAT jest rozwinięciem silnika 2,0 D-4D, w którym wprowadzono ok. 30 zmian konstrukcyjnych, m.in.: w głowicy, systemie wtrysku *Common Rail*, układzie wymiany ładunku i doładowania. Zmiany te są zastrzeżone przez 1622 nowych patentów. Zastosowano także system spalania przy niskiej temperaturze (LTC – *Low Temperature Combustion*). Układ wtryskowy pracuje z maksymalnym ciśnieniem 180 MPa, niezależnie od prędkości obrotowej silnika i pozwala na najkrótszy z obecnie dostępnych czas opóźnienia pomiędzy wtryskiem pilotującym a wtryskiem zasadniczym: 0,4 ms.

Silnik 2,0 D-CAT rozwija moc 85 kW przy 3600 obr/min ( $N_1 = 42,4 \text{ kW/dm}^3$ ) i maksymalny moment obrotowy 280 N·m przy 2000 obr/min ( $p_{e,max} = 1,76 \text{ MPa}$ ).

System DPNR Toyota wprowadza także w silnikach stosowanych w pojazdach dostawczych z napędem hybrydowym Hino Dutro; firma Hino jest częścią składową firmy Toyota.

Oprac. na podst. [www.toyota.jp](http://www.toyota.jp)

### Współpraca firm Volkswagen i DaimlerChrysler

Firmy Volkswagen i DaimlerChrysler zawarły porozumienie o wspólnym programie dotyczącym stosowania silnika wysokoprężnego (2005-2013 r.). Volkswagen dostarczy 120 tys. jednostek typu TDI 2,0, 100 kW (136 KM) do samochodów Chrysler sprzedawanych wyłącznie na terenie Europy oraz samochodów marki Mitsubishi (związanej z firmą DaimlerChrysler).

Firma Mitsubishi uznała opracowanie swojego własnego silnika spełniającego normy Euro 4 (2005 r.) za zbyt kosztowne.

Oprac. na podst. [www.volkswagen.de](http://www.volkswagen.de)

### Ośrodki badawcze

#### Amerykański program badań silników o ZI

Southwest Research Institute (SwRI) w San Antonio (USA) zapowiedział przystąpienie do konsorcjum o nazwie High-Efficiency Gasoline Engine (HEDGE), którego zadaniem jest opracowanie nowego silnika o ZI i dużych wartościach wskaźników roboczych, przeznaczonego do samochodów ciężarowych (*heavy-duty*). Przewiduje się, że przepisy wprowadzone po 2010 roku przez Agencję Ochrony Środowiska EPA (*Environmental Protection Agency*) mogą być zbyt niskie do spełnienia przez dzisiejsze silniki ZS. Silniki ZI z poprawionym systemem spalania umożliwią prawdopodobnie lepsze spełnienie norm w zakresie samochodów ciężarowych.

Badania prowadzone w ramach tego programu będą się koncentrować na rozwoju komór spalania o dużej odporności przeciwstukowej, wysoko energijnych układach zapłonowych i zapewnieniu dużych wartości średniego ciśnienia użytecznego. Silniki będą wyposażone w adaptacyjne układy sterowania aktywnie ograniczające pojawianie się spalania stukowego.

Oprac. na podst. materiałów internetowych SwRI z dn. 6.01.2004 ([www.swri.org](http://www.swri.org))

## Książki silnikowe

### Books on combustion engines

#### INDYKOWANIE SILNIKA

Andreas Wimmer, Josef Glaser, tłum. Dariusz Piernikarski  
Instytut Zastosowań Techniki, rok wyd. 2004, s. 82.

W książce zaprezentowano najnowsze, znacznie rozszerzone możliwości indykowania silnika, w tym zaawansowane metody pomiaru ciśnienia w cylindrach oraz w kanałach wylotowych i dolotowych, a także systemy pomiaru położenia kątownego wału korbowego. Opisano podstawy teoretyczne i charakterystyki procedur pomiarowych. Wiele miejsc poświęcono szczegółowym rozwiązaniom praktycznym, dotyczącym doboru i montażu czujników ciśnienia w silniku, ich kalibracji i detekcji linii zerowej.



#### TRÓJFUNKCYJNE REAKTORY KATALITYCZNE

Stanisław W. Kruczyński  
Instytut Technologii Eksploatacji, rok wyd. 2004, s. 196.

W pracy przedstawiono wybrane zagadnienia katalizy heterogenicznej, opisano podstawy funkcjonowania reaktorów i ich budowę. Zasygnalizowano problemy występujące w eksploatacji reaktorów, w tym ich dezaktywację. Praca zawiera opis metod badań reaktorów, podstawy modelowania matematycznego ich pracy oraz zagadnienia monitoringu i diagnozowania. Na zakończenie przedstawiono problemy recyklingu reaktorów katalitycznych i opisano perspektywy ich rozwoju.



### PODSTAWY DOBORU TURBINOWYCH SILNIKÓW ODRZUTOWYCH DO PŁATOWCA

Marek Orkisz (red.)

Wydawnictwa Naukowe Instytutu Lotnictwa, rok wyd. 2002, s. 248.

W publikacji przedstawiono modelowanie obiegu termodynamicznego turbinowego silnika odrzutowego z uwzględnieniem rzeczywistych właściwości czynnika roboczego, modelowanie dynamiki silników odrzutowych w środowisku Matlab-Simulink, bilans energetyczny turbinowych silników odrzutowych, metodologię doboru zespołu napędowego do samolotu, dobór parametrów obiegu termodynamicznego turbinowych silników odrzutowych i ocenę efektywności samolotu.



### TURBINOWE SILNIKI LOTNICZE W UJĘCIU PROBLEWY

Marek Orkisz (red.)

Wydział Wydawniczy Wyższej Szkoły Oficerskiej Sił Powietrznych, rok wyd. 2000, s. 302.

W monografii przedstawiono wybrane problemy, nad rozwiązaniami których pracują zespoły badawcze skupione w krajowych uczelniach, jednostkach badawczo-rozwojowych oraz w krajowym przemyśle lotniczym. Swoim obszarem obejmuje: teorię i konstrukcję turbinowych silników lotniczych, ich eksploatację, diagnostykę, ocenę niezawodności i metodykę badań.

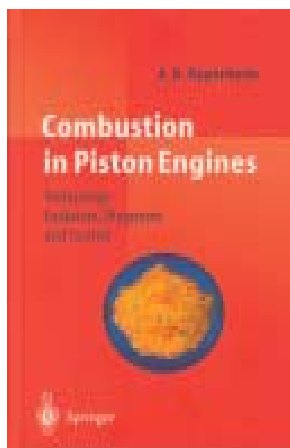


### COMBUSTION IN PISTON ENGINES

Antoni K. Oppenheim

Springer Verlag, rok wyd. 2004, s. 160.

W książce przedstawiono przegląd stanu wiedzy dotyczącej problemów spalania w silnikach tłokowych oraz perspektyw rozwoju systemów spalania z uwzględnieniem wybranych rozwiązań niekonwencjonalnych jak Pulse Jet Injection and Ignition oraz Microelectronically Controlled Combustion. Omówiono także termodynamiczne podstawy diagnostyki procesu spalania w oparciu o sygnały zmian ciśnienia w komorze spalania. Podano zasady obliczeniowej interpretacji takich sygnałów oraz przykłady ich zastosowania i wykorzystania do tworzenia modelowego opisu wywiązywania ciepła w cylindrze silnika spalinowego.



### ZASILANIE I STEROWANIE SILNIKÓW

Zbigniew Kneba, Sławomir Makowski

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2004, s. 308.

Książka jest podręcznikiem akademickim poświęconym zagadnieniom zasilania i sterowania silników z zapłonem iskrowym i samoczynnym. Omówiono podstawy tworzenia mieszanki palnej, zasilanie gaźnikowe, zasilanie wtryskiem benzyny silników ZI, zasilanie gazem silników ZI, zasilanie olejem napędowym silników ZS. Przedstawiono budowę układów wtrysku pośredniego i bezpośredniego, układów zapłonowych oraz układów sterowania i ich diagnostykę.



### WPLYW ZASTOSOWANIA POWŁOKI CERMETALICZNEJ NA PROCESY TRIBOLOGICZNE W USZCZELNIENIU PIERŚCIENIOWYM SILNIKÓW SPALINOWYCH

Andrzej Kaźmierczak

Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, rok wyd. 2002, s. 230.

W pracy przedstawiono nową, własną technologię pierścieni tłokowych silników spalinowych oraz tulei cylindrowej i wyjaśniono istotę ich dobrych właściwości tribologicznych. Przedmiotowe uszczelnienie pierścieniowe otrzymano w wyniku przeprowadzenia kompleksowych prac koncepcyjno-badawczych. W badaniach symulacyjnych po raz pierwszy opisano współpracę uszczelnienia pierścieniowego o zmienionych właściwościach warstw wierzchnich pierścieni tłokowych.



### DYNAMIKA SILNIKA TŁOKOWEGO. ZAGADNIENIA WYBRANE

Marian Jeż

Wydawnictwa Naukowe Instytutu Lotnictwa, rok wyd. 2003, s. 142.

Zagadnienia silnikowe przedstawione w książce dotyczą głównie obciążeń dynamicznych, wyrównoważania układu korbowego, drgań skrętnych oraz zawieszenia silnika. Opracowane algorytmy umożliwiają interaktywne wprowadzanie danych, analizę harmoniczną obliczanych funkcji oraz graficzną prezentację wyników. Przedstawiono możliwość zmniejszenia drgań silnika tłokowego przez wykorzystanie technik wibroizolacji pasywnej i aktywnej. Zbadano nieliniowy model zawieszenia w płaszczyźnie zawieszenia w środowisku SIMULINK oraz skonfrontowano wyniki z badaniami eksperymentalnymi kilku wariantów zawieszenia na hamowni oraz na samolocie.



## Doktoraty

### Doctorates

#### Dr inż. Osama GHAZAL

##### *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu oraz emisji NO<sub>x</sub> i sadzy w silniku o zapłonie samoczynnym z komorą wstępną*

Promotor: prof. dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk – Politechnika Warszawska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Tadeusz Rychter – Politechnika Warszawska, prof. dr hab. inż. Bronisław Sendyka – Politechnika Krakowska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego, Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej w dniu 29 czerwca 2004.

Celem pracy było stworzenie modelu matematycznego oraz programu komputerowego do obliczania procesu roboczego silnika tłokowego o zapłonie samoczynnym z wstępną komorą spalania, który obejmuje procesy napełniania, sprężania, spalania, rozprężania i wylotu spalin. Model ten umożliwia obliczenia przebiegu ciśnienia w cylindrze, rozkładu współczynnika nadmiaru powietrza, przebiegu wywiązywania ciepła, tworzenia tlenków azotu, tworzenia i utleniania sadzy oraz globalnych osiągnięć silnika. Model ten zakłada, że przepływ do cylindra podczas procesu napełnienia opisany jest przy zastosowaniu równań quasi-ustalonego przepływu jednowymiarowego. Przepływy masy przez zawory i między komorami opisano równaniami dla przepływu izentropowego przez dyszę. Cechą szczególną modelu jest przyjęcie koncepcji stochastycznego mieszania podczas procesów spalania i rozprężania, umożliwiającą uwzględnienie niejednorodnego rozkładu współczynnika nadmiaru powietrza w cylindrze oraz zmianę tego rozkładu w czasie. Opracowany model, po kalibracji i zbadaniu czułości na zmianę wartości parametrów, został zweryfikowany przy wykorzystaniu danych doświadczalnych z silnika 4C90 o pojemności skokowej 2,416 dm<sup>3</sup> i silnika 4CT90 z turbodoładowaniem. Procedura weryfikacji obejmowała porównanie następujących parametrów: sprawność cieplna, jednostkowe zużycie paliwa oraz emisja NO<sub>x</sub> i sadzy. Zweryfikowany model następnie wykorzystano do obliczeń parametrycznych emisji NO<sub>x</sub> i sadzy w silniku ZS. Model tworzenia NO<sub>x</sub> jest oparty na rozszerzonym mechanizmie kinetyki Zeldowicza. W pracy przetestowano trzy literaturowe modele kinetyczne tworzenia i utleniania sadzy oraz zaproponowano i przetestowano własny model. Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że po odpowiedniej kalibracji model daje dobrą zgodność między wartościami obliczeniowymi i eksperymentalnymi dla sprawności cieplnej, średniego ciśnienia efektywnego, jednostkowego zużycia paliwa, emisji NO<sub>x</sub> i sadzy dla różnych wartości obciążenia i prędkości obrotowej silnika.

#### Dr inż. Marcin RYCHTER

##### *Monitorowanie silnika o zapłonie samoczynnym w systemie OBD na podstawie emisji spalin w kontekście poprawy właściwości ekologicznych silnika*

Promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz – Politechnika Poznańska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas – Politechnika Lubelska, prof. dr hab. inż. Zbigniew Kłos – Politechnika Poznańska

Data nadania stopnia naukowego doktora nauk technicznych: 9 września 2004.

Celem rozprawy doktorskiej było określenie podstaw procedur monitorowania reaktora katalitycznego w silniku o zapłonie samoczynnym z wykorzystaniem wielkości emisji wybranego składnika gazów wylotowych jako sygnału diagnostycznego. Jako podstawę przyjęto emisję tlenków azotu. Wymagało to opracowania układu pozwalającego na redukcję tlenków azotu oraz otrzymania sygnału diagnostycznego odzwierciedlającego stopień tej redukcji. W pracy dokonano także próby opracowania nowej konstrukcji sondy pomiarowej czujnika generującego sygnał napięciowy na podstawie stężenia tlenków azotu.

Dokonano analizy przepisów europejskich dotyczących ograniczenia emisji szkodliwych składników spalin, a także przepisów emisji

spalin według normy EOBD. Przedstawiono także cele, zadania oraz wymagania normy i systemu diagnostyki pokładowej OBD II/EOBD. Określono podstawowe założenia oraz przedstawiono układy monitorowania reaktora katalitycznego obecnie stosowane w silnikach o zapłonie iskrowym.

Zbudowanie reaktora katalitycznego wymagało analizy wybranych parametrów fizycznych nośników katalitycznych. Było to spowodowane koniecznością przyjęcia określonych parametrów użytych nośników do badań w gazach wylotowych silnika o zapłonie samoczynnym. Zawarto również analizę przewodników jonowych, które stanowią podstawę budowy sond napięciowych, umożliwiających otrzymanie sygnałów napięciowych przez elektrokatalityczny rozpad tlenków azotu.

Analiza literatury oraz doświadczenia własne autora umożliwiły sformułowanie tezy, celu oraz zakresu rozprawy. Na tej podstawie przyjęto metodykę badań, w której zawarto opis użytej aparatury badawczo-pomiarowej oraz obiektów badań.

Otrzymane wyniki opisano wnioskami oraz podsumowano ze wskazaniem dalszych kierunków badań przyjętego zakresu pracy.

#### Dr inż. Jarosław KALUŻNY

##### *Wpływ kształtu powierzchni bocznej tłoka na parametry filmu olejowego*

Promotor: prof. dr hab. inż. Antoni Iskra, Politechnika Poznańska

Recenzenci: dr hab. inż. Wojciech Serdecki, prof. nadzw. PP – Politechnika Poznańska; dr hab. inż. Jerzy Sygniewicz, prof. nadzw. PŁ – Politechnika Łódzka

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w dniu 22 czerwca 2004 r.

W pracy przeprowadzono analizę wpływu kształtu powierzchni bocznej tłoka na parametry filmu olejowego, w szczególności na napełnienia styczne w filmie olejowym i wynikające z nich straty tarcia. Analizę przeprowadzono na podstawie wyników obliczeń – symulacji numerycznych prowadzonych w autorskim programie „Kolben”, dla siedmiu wersji kształtu powierzchni bocznej tłoka. Dla zapewnienia możliwie dużej dokładności danych wejściowych do obliczeń przeprowadzono serię badań na pracującym silniku oraz na stanowisku modelowym. Stanowisko modelowe stanowi silnik, w którym odłączono bądź zastąpiono układami zewnętrznymi wszystkie mechanizmy pomocnicze, co umożliwia zmierzenie chwilowych w cyklu pracy strat tarcia w mechanizmie tłokowo-korbowym. Przeprowadzone pomiary drogi środka czopa łożyska głównego umożliwiają oszacowanie podaży oleju na gładź cylindra, w funkcji temperatury, prędkości obrotowej oraz obciążenia silnika. Uwzględniono tym samym kompleksowe zależności procesów tarcia hydrodynamicznego w poszczególnych parach kinematycznych mechanizmu tłokowo-korbowego. W aspekcie użytkowym szczególne osiągnięcie stanowi zaproponowany kształt tłoka o powierzchni dwubaryłkowej, zapewniający znaczne, sięgające 30% zmniejszenie strat tarcia w stosunku do tłoka stosowanego seryjnie, gwarantujący większą minimalną grubość filmu olejowego w warunkach ograniczonej podaży oleju na gładź cylindra.

#### Dr inż. Andrzej SZCZOTKA

##### *Analiza dokładności metody pomiarów składników spalin w testach na hamowni podwozowej*

Promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz – Politechnika Poznańska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny – Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni, dr hab. inż. Wojciech Serdecki, prof. nzw. Politechniki Poznańskiej

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w dniu 22 czerwca 2004 r.

W pracy przedstawiono analizę dokładności metody pomiaru emisji w testach jezdnych na hamowni podwozowej, polegającej na analizie zawartości związków szkodliwych w spalinach rozcieńczonych w układzie poboru spalin CVS. W celu określenia niepewności pomiaru emisji związków szkodliwych spalin proces pomiaru podzielono na dwie oddzielne fazy, tj. proces przygotowania próbki gazu do analizy (od którego pochodzi składnik niepewności pomiaru emisji związany ze zmiennością przygotowanej do analizy próbki) oraz proces analizy fizykochemicznej zebranej do worków pomiarowych próbki i obliczenia na tej podstawie emisji związków szkodliwych spalin (od którego zależy niepewność analizy i obliczenia emisji). W pracy wykonano między innymi identyfikację możliwych źródeł błędów podczas pomiarów emisji związków szkodliwych w spalinach na hamowni podwozowej, identyfikację czynników wpływających na niepewność związaną ze zmiennością przygotowanej do analizy próbki gazu i niepewność analizy fizykochemicznej i obliczeniowej emisji związków szkodliwych spalin, ocenę niepewności przygotowanej do analizy próbki gazu, model wyznaczania niepewności analizy fizykochemicznej i obliczeniowej emisji związków szkodliwych spalin, a także obliczenia całkowitej niepewności pomiarów emisji związków szkodliwych spalin podczas testów na hamowni podwozowej.

W pracy przeprowadzono również analizę wpływu systemu poboru i rozcieńczania spalin CVS na dokładność pomiarów emisji zwią-

ków szkodliwych z samochodów, a w szczególności analizę wpływu zjawisk fizykochemicznych w systemie pomiarowym CVS na wyniki emisji HC, analizę wad metody CVS (wykorzystywanie do obliczeń współczynnika a nie stopnia rozcieńczenia) oraz analizę możliwości zwiększenia dokładności (zmniejszenia niepewności) pomiarów emisji związków szkodliwych spalin samochodów pod kątem badania samochodów o bardzo niskiej emisji.

Ponadto zamieszczono wyniki badań własnych, w tym przede wszystkim wyniki badań wpływu analizatorów spalin na wyniki emisji (przez analizę tej samej próbki spalin na dwóch zestawach analizatorów spalin), wpływu regulacji hamowni podwozowej na emisję związków szkodliwych spalin, wpływu stylu jazdy kierowców na emisję związków szkodliwych spalin oraz wpływu współczynnika rozcieńczenia spalin na niepewność pomiarów emisji związków szkodliwych w spalinach.

Przeprowadzone analizy i badania potwierdziły, że największym problemem do rozwiązania w zakresie badania emisji związków szkodliwych z samochodów jest zwiększenie dokładności pomiarów. W pracy przedstawiono propozycje zmian aktualnie obowiązujących w Europie metod badania emisji związków szkodliwych w spalinach silników samochodów, które mają na celu zwiększenie dokładności pomiarów emisji podczas testów wykonywanych na hamowni podwozowej.

## Personalia

### Nadanie tytułu profesora

#### Prof. dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk

Profesor Andrzej Teodorczyk urodził się 9 czerwca 1951 r. w Elblągu. W roku 1974 ukończył studia z wyróżnieniem na Wy-



dziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej i uzyskał stopień magistra inżyniera w zakresie silników lotniczych. Po ukończeniu studiów podjął studia doktoranckie na Politechnice Warszawskiej, które ukończył w roku 1978. W roku 1979 uzyskał stopień doktora nauk technicznych, a w 1991 r. stopień doktora habilitowanego, na Wydziale MEiL Politechniki Warszawskiej. Tytuł rozprawy habilitacyjnej: *Spalanie turbulentne i detonacyjne mieszanin gazowych w kanałach o dużej chropowatości ścian*. W 1996 r. objął sta-

nowisko profesora nadzwyczajnego w Politechnice Warszawskiej. W 2004 r. uzyskał tytuł naukowy profesora nauk technicznych.

Prof. Teodorczyk jest autorem lub współautorem 4 książek: *Termodynamika Techniczna* (WSiP 1987), *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego* (PWN, 1991), *Obliczenia wybuchów gazowych w przestrzeniach zamkniętych i wentylowanych – program komputerowy VEX* (PWN 2002), *Regeneracja samochodowych filtrów spalin – tendencje rozwojowe, modelowanie i badania symulacyjne* (2004) i ponad 120 publikacji naukowych dotyczących różnych problemów spalania, wybuchów i detonacji w ośrodkach gazowych i pyłowo-gazowych, spalania w silnikach tłokowych oraz modelowania matematycznego. Główne tematy jego działalności naukowo-badawczej to: modelowanie matematyczne i symulacje komputerowe procesów spalania, wybuchów i detonacji mieszanin gazowych i pyłowo-gazowych; badania doświadczalne inicjowania, propagacji i tłumienia płomieni

gazowych i detonacji; symulacje komputerowe przepływów, spalania i emisji toksycznych składników spalin w silnikach tłokowych; modelowanie matematyczne regeneracji filtrów spalin do silników tłokowych o zapłonie samoczynnym; zastosowanie metanu i wodoru w napędach spalinowych.

Prof. A. Teodorczyk odbył kilka długoterminowych staży w zagranicznych ośrodkach naukowych: University of Calgary (1980), McGill University w Montrealu (1987-1988), University of Wales w Aberystwyth (1994) oraz wiele staży krótkoterminowych: Concordia University w Montrealu (1989), Università di Roma (1986, 1990), Brunel University w Londynie (1991), Université de Bordeaux (1993). Był także przez rok jako Visiting Professor w Hosei University w Tokio (1991), przez rok jako stypendysta Fulbrighta w California Institute of Technology (1995) oraz przez dwa miesiące jako stypendysta Japan Society for the Promotion of Science w Kyoto University (2004). Aktywnie współpracuje z wieloma ośrodkami naukowymi w Japonii, USA, Kanadzie, W. Brytanii, Chinach i Włoszech. Jest partnerem w dwóch Sieciach Doskonałości (Network of Excellence) w 6 Programie Ramowym Komisji Europejskiej: HY-Safe i ECO-Engines.

Prof. A. Teodorczyk jest członkiem zarządu Polskiego Instytutu Spalania, członkiem Sekcji Spalania Komitetu Termodynamiki i Spalania PAN, członkiem Society of Automotive Engineers, członkiem Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych, prezesem Zarządu Fundacji Czystego Spalania. Ponadto jest redaktorem naczelnym czasopisma naukowego „Archiwum Spalania” i członkiem Grupy Doradczej Dyrektoriatu Badań Naukowych Komisji Europejskiej ds. programu badawczego *Sustainable Surface Transport* w 6 Programie Ramowym. Był także ekspertem 5-go Programu Ramowego Unii Europejskiej w programie GROWTH. Obecnie pełni funkcję Kierownika Studiów Doktoranckich przy Wydziale MEiL PW.

## Prof. dr hab. inż. Marian Zabłocki 80-lecie urodzin

Profesor Marian Zabłocki urodził się 1 lutego 1924 roku w Jarosławiu. Po wojnie, 1 listopada 1946 roku, będąc jeszcze studentem, rozpoczął pracę w charakterze asystenta w Katedrze Silników Samochodowych i Lotniczych Politechniki Krakowskiej. Po studiach politechnicznych odbył w latach 1953-1954 uzupełniające studia na Uniwersytecie Jagiellońskim w zakresie fizyki doświadczalnej.

Początki pracy naukowej Profesor Zabłocki poświęcił problemom zastosowania gazu generatorowego do zasilania silników o zapłonie samoczynnym i silnikom dwupaliwowym. Zagadnienia te stały się przedmiotem pracy doktorskiej, na podstawie której uzyskał w 1961 roku stopień doktora nauk technicznych. Zagadnieniom spalania w silnikach dwupaliwowych z zapłonem samoczynnym, zasilanych paliwem ciekłym i gazowym poświęcona była także opracowana w 1965 roku praca habilitacyjna.

Jednocześnie z pracą naukową Prof. Zabłocki ściśle współpracował z przemysłem, m.in. z Wytwornią Silników Wysokoprężnych w Andrychowie, Wytwornią Sprzętu Komunikacyjnego w Mielcu i w Gorzycach, Zakładami Mechanicznymi „Wola” w Warszawie, Fabryką Samochodów Ciężarowych w Starachowicach, Instytutem Technologii Nafty i Instytutem Lotnictwa w Warszawie. W wyniku przeprowadzonych przez Niego badań powstał w WSK w Andrychowie prototyp pierwszego polskiego silnika dwupaliwowego.

Prof. Zabłocki prowadził także badania nad rozwojem silników wysokoprężnych i współpracował przy opracowaniu nowych wersji silników o podwyższonej mocy w WSK w Mielcu oraz ulepszonej konstrukcji aparatury wtryskowej. Większość ze 150 prac doświadczalno-konstrukcyjnych, którymi kierował, została wdrożona w przemyśle. W latach 80-tych XX w. był inicjatorem i kierownikiem Problemów Węzłowych (05.2.2, 05.6, 05.8.2), Programu Rządowego (PR-8) i Programów Resortowych (R.I.19, RR.I.08) stanowiących płaszczyznę koordynacji prac naukowych i rozwojowych dotyczących metod obniżania zużycia paliwa w silnikach spalinowych i pojazdach samochodowych.

Po uzyskaniu stopnia docenta w 1965 roku Prof. Zabłocki objął kierownictwo Zakładu Silników Wysokoprężnych Politechniki Krakowskiej, w którym zorganizował laboratorium badawczo-dydaktyczne o dużym potencjale badawczym i o szerokim zakresie zainteresowań; podejmowano w nim prace nad obniżeniem zużycia paliwa, doskonaleniem procesów wtrysku i spalania, zastosowaniem paliw alternatywnych (m.in. gazu ziemnego i oleju rzepakowego), rozruchem silników w obniżonych temperaturach i nad obniżeniem emisji związków toksycznych. Wyniki tych badań zostały wykorzystane w licznych publikacjach, w pracach doktorskich i habilitacyjnych oraz w praktyce przemysłowej.

Profesor Marian Zabłocki zgromadził znaczny dorobek dydaktyczny i naukowy. Wypromował sześcioro doktorów nauk technicznych i był recenzentem w kilkudziesięciu przewodach doktorskich oraz kilkunastu przewodach habilitacyjnych. Jest autorem przeszło 100 publikacji naukowych i ponad 150 referatów oraz bardzo cenionych monografii i podręczników, w tym książek p.t.: *Gaźniki samochodowe*, WNT 1956, 1961; *Silniki samochodowe z zapłonem iskrowym*, PWT 1960; *Dwupaliwowe silniki z zapłonem samoczynnym napędzane paliwem ciekłym i gazowym*, WNT 1969 r.; *Wtrysk i spalanie paliwa w silnikach wysokoprężnych*, WKŁ 1976.

Profesor Marian Zabłocki pełnił wiele funkcji organizacyjnych,

Professor Marian Zabłocki was born on February 1<sup>st</sup> 1924 in Jarosław. After the war, on November 1<sup>st</sup> 1946, as a student, he began his career lecturing in the Chair of Vehicle and Aircraft Engines at Cracow University of Technology. Having graduated from the university he continued to study post-graduate experimental physics at Jagiellonian University in the years 1953-1954.



Professor Zabłocki devoted the very beginnings of his scientific career to the problems of generator gas application in self-ignition and bi-fuel engines. These issues became the core subject of his doctoral dissertation based on which in 1961 he was admitted to the title of a doctor of science. He continued his in-depth analyses of combustion in bi-fuel self-ignition engines in his post-doctoral dissertation in 1965.

Along with his scientific activity he collaborated with the industrial circles: Diesel Engine Factory in Andrychów, The Manufacturing Plant of Transportation Equipment in Mielec and Gorzyce, Mechanical Works „Wola” in Warsaw, The Starachowice Truck Factory, Petroleum Institute and the Institute of Aviation in Warsaw. As a result of his research, the first bi-fuel engine was prototyped in Andrychów.

Professor Zabłocki also conducted research on diesel engines and contributed to the design of new, more powerful engines in Mielec let alone the improved design of the injection systems thereof. Most of the 150 research and design works of his has been implemented in the industry. In the 80's he was the initiator and supervisor of 05.2.2, 05.6, 05.8.2, PR-8 Government Central Grants and R.I.19, RR.I.08 Department Projects constituting the coordination tools for all scientific works related to the methods of reduction of fuel consumption in combustion engines and motor vehicles.

On being admitted to the title of a reader in 1965, Professor Zabłocki took over as the head of the Division of Compression Ignition Engines at Cracow University of Technology, where he developed a testing-cum-didactic laboratory of a huge research potential in a variety of fields. Many works were initiated there as regards the reduction of fuel consumption, improvement of the fuel injection and combustion processes, application of alternative fuels (CNG and rape oil), engine cold starts and reduction of toxic compound emissions. The results of these investigations were used for many publications, doctoral dissertations, post-doctoral dissertations; most of the results were put into practice in the industry.

Professor Marian Zabłocki is a scientist of an extremely high professional output. He has promoted six doctors of sciences and was a reviewer of many dissertations and post-doctoral dissertations. He is the author of over 100 scientific publications and over 150 conference speeches not to mention highly valued monographies and textbooks such as: *Gaźniki samochodowe*, WNT 1956, 1961; *Silniki samochodowe z zapłonem iskrowym* (Car engines with spark ignition), PWT 1960; *Dwupaliwowe silniki z zapłonem samoczynnym napędzane paliwem ciekłym i gazowym* (Bi-fuel C.I. engines for liquid and gaseous fuels), WNT 1969 r.; *Wtrysk i spalanie paliwa w silnikach wysokoprężnych* (Injection and combustion in C.I. engines), WKŁ 1976.

Professor Marian Zabłocki has held many organizational, scientific and social positions. At Cracow University of Technology



naukowych i społecznych. W Politechnice Krakowskiej był prodziekanem Wydziału Mechanicznego i dyrektorem Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych. Był doradcą naukowym w WSK w Mielcu, sekretarzem Polskiego Komitetu Krajowego CIMAC (*Conseil International des Machines'a Combustion*) i członkiem Rady Głównej NOT. Pełnił także funkcję przewodniczącego Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji przy Oddziale Polskiej Akademii Nauk w Krakowie oraz był członkiem Centralnej Komisji Kwalifikacyjnej ds. Kadr Naukowych. Mimo przejścia w 1994 r. na emeryturę, Prof. Zabłocki jest nadal czynny zawodowo i współpracuje z pracownikami Politechniki Krakowskiej; jest także zatrudniony na stanowisku profesora w Instytucie Technologii Nafty w Krakowie.

Profesor Marian Zabłocki jest odznaczony Krzyżem Kawalerskim Orderu Odrodzenia Polski, Złotym Krzyżem Zasługi, Medalem Komisji Edukacji Narodowej oraz wieloma innymi nagrodami resortowymi, odznakami honorowymi oraz regionalnymi.

Wielu z naszego środowiska zawdzięcza Profesorowi Zabłockiemu cenne rady dotyczące swoich prac naukowych i promocyjnych. Wielu z nas ma zaszczyt osobiście korzystać z jego wskazówek oraz ogromnego doświadczenia badawczego i konstrukcyjnego, wszyscy korzystamy z bogatego dorobku Profesora zawartego w Jego publikacjach, a szczególnie w książkach, które stanowią wzór naukowych monografii.

Zarząd Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych wyraża wdzięczność Panu Profesorowi za Jego ogromny wkład w rozwój badań silników spalinowych w Polsce, za udział w kształtowaniu naukowego zaplecza badawczego oraz rozwój kadry naukowej i inżynierskiej. Zarząd PTNSS i Redakcja Kwartalnika Silniki Spalinowe składają serdeczne życzenia zdrowia i wielu dalszych lat aktywności w gronie przyjaciół i uczniów zrzeszonych w Towarzystwie.

(Wykorzystano opracowanie: *Jubileusz działalności naukowo-dydaktycznej prof. zw. dr. hab. inż. Mariana Zabłockiego*. Konmot-Autoprogres 2004 r. Czasopismo Techniczne, Mechanika, zeszyt 6. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2004)

he held the position of Vice-Dean of the Mechanical Department and Head of the Institute of Motor Vehicles and Combustion Engines. He was a scientific advisor at WSK Mielec, Secretary of the Polish branch of CIMAC (*Conseil International des Machines'a Combustion*) and Member of the Main Board of NOT. He also held the position of the chairman of the Automotive Scientific Problem Commission at the Branch Office of Polish Academy of Sciences in Cracow and was Member of Central Qualification Committee for Scientific Personnel. Despite his retirement in 1994 professor Zabłocki is still very active professionally and teams up with the employees of Cracow University of Technology. He also holds the position of a professor at Petroleum Institute in Cracow.

Professor Marian Zabłocki has been decorated with many awards such as Golden Cross of Merit, the Knight's Cross of the Order of Poland Restored, Medal of the Board of Education and many other honorary awards.

Many of us are grateful for Professor Zabłocki's inestimable advice at the time when we wrote our own dissertations. Among us are those who have the privilege to listen to professor's suggestions and experience his great research and design expertise. We all draw on professor Zabłocki's works presented in his publications, particularly in his books being the paragon of a scientific monography.

The management of Polish Scientific Society of Combustion Engines would like to express their gratitude to professor Zabłocki for his huge contribution in the development of the research works on combustion engines in Poland, for his input in the creation of the scientific research infrastructure and the education of new generations of engineers. The management of PTNSS and the Editorial Board of Silniki Spalinowe wish to congratulate professor Zabłocki and wish him many years of professional activity among his friends associated in PTNSS.

(Based on publication: *Jubileusz działalności naukowo-dydaktycznej prof. zw. dr. hab. inż. Mariana Zabłockiego*. Konmot-Autoprogres 2004 r. Czasopismo Techniczne. Mechanika, zeszyt 6. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2004)

## Prof. Dr.-Ing. Hab. Herbert H. Heitland 80-lecie urodzin

Profesor Herbert Heitland urodził się 2 lipca 1924 roku w Ubbedissen koło Bielefeld (Niemcy). Od 1945 do 1952 roku studiował mechanikę w Szkole Inżynierskiej w Lage/Lippe i w Wyższej Szkole Technicznej w Aachen. Po studiach został asystentem profesora F.A.F. Schmidta w Instytucie Techniki Ciepłej i Silników Spalinowych, gdzie w 1957 roku otrzymał stopień doktora na podstawie pracy dotyczącej stabilizacji płomienia w silniku raketowym. Stypendium habilitacyjne odbył w 1960 roku w California Institute of Technology u prof. S. Pennera pracując nad procesami rekombinacji w silnikach raketowych i w M.I.T w Cambridge u prof. C. F. Taylora pracując nad systemami wtrysku paliwa w silnikach spalinowych. H. Heitland wrócił na uczelnię w Aachen, gdzie kontynuował rozpoczętą w firmie Caltech (Pasadena/USA) pracę nad procesami rekombinacji w raketach.

W Aachen H. Heitland uzyskał profesurę w zakresie termodynamiki wysokich temperatur, gdzie wykladał do 1963 roku. Następnie wyjechał do Indii, gdzie był zaangażowany przy tworzeniu Indyjskiego Instytutu Technicznego (*Indian Institute of Technology*) w Madras w ramach niemiecko-indyjskiej umowy o współpracy. Tam pracował jako profesor i kierownik Laboratorium Termodynamiki i Spalania.

Herbert Heitland was born in 1924 in Ubbedissen near Bielefeld/Germany. From 1945 to 1952 he studied Mechanical Engineering at the Ingenieurschule Lage/Lippe and the Technische Hochschule Aachen. He was Assistant to Prof. F.A.F. Schmidt at the Institut für Wärmetechnik und Verbrennungsmotoren, where in 1957 he was admitted to the Phd. degree with a dissertation on flame stabilisation in Jet Engines. As a post doctoral fellow he worked in 1960



at the California Institute of Technology on recombination processes in rockets, under Prof. S. Penner and at the M.I.T. in Cambridge on injection systems for combustion engines under C.F. Taylor. He returned to the RWTH Aachen and finished his post doctoral studies in continuation of the processes in rockets, which he began at Caltech.

In Aachen he became a Professor in the field thermodynamics at increased temperatures, where he gave lectures until 1963. Then he

W 1969 roku H. Heitland podjął pracę w firmie Volkswagen w Wolfsburgu jako Dyrektor Badań Silnikowych, prowadząc jednocześnie wykłady na Uniwersytecie Technicznym w Aachen. W czasie pierwszych lat w Wolfsburgu był zaangażowany razem ze swoim zespołem w prace nad oczyszczaniem spalin, gdy reaktory katalityczne nie mogły jeszcze być zastosowane w silnikach produkcyjnych. Później, wspólnie z prof. Franzem Pischingerem z Aachen pracował nad rozwojem benzynowego silnika z ładunkiem uwarstwionym i z bezpośrednim wtryskiem paliwa do komory wstępnej. Praca ta doprowadziła do powstania w firmie Volkswagena silnika o zapłonie samoczynnym z komorą wstępną.

W latach 1978-80 prof. Heitland przebywał w zakładach Volkswagena w Brazylii, gdzie uczestniczył w opracowaniu silnika napędzanego alkoholem. Ostatecznie w Brazylii sprzedano ponad 2 miliony takich silników. Po powrocie do Wolfsburga był odpowiedzialny za rozwój nowych konstrukcji pojazdów, m.in. elektrycznych i hybrydowych. Następnie był przedstawicielem firmy Volkswagen w Połączonym Komitecie Badawczym Europejskich Producentów Pojazdów (J.R.C.).

Po przejściu na emeryturę, w latach 1984 do 1989 pełnił funkcję przewodniczącego Europejskiej Rady Badań Paliw i Środków Smarnych (C.E.C), konsultanta elektrowni jądrowej w Jülich, Instytutu Fizyki Budowlanej Towarzystwa Fraunhofera w Stutgarcie i komisji Ochrony Atmosfery Ziemskiej Bundestagu.

W ostatnich latach głównym zamierzeniem prof. H. Heitlanda był rozwój współpracy naukowej pomiędzy niemieckimi i polskimi instytutami badawczymi, szczególnie intensywnej pomiędzy Instytutem Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej a Instytutem Budowy Pojazdów w Wolfsburgu. W jej wyniku powstały zarówno patenty, jak i publikacje dotyczące badań w silnikach spalinowych, prezentowane na międzynarodowych kongresach w Niemczech, Polsce, USA, Rosji, Bułgarii, Indiach, Tajlandii i w Chinach.

W dalszym ciągu, mimo wieku 80 lat, prof. Herbert Heitland uczestniczy w licznych spotkaniach naukowych, m.in. grupy roboczej pracującej nad udoskonaleniem nowoczesnych silników spalinowych, np. silnika typu PDI firmy Volkswagen.

\*\*\*

Prof. Herbert Heitland jest w Polsce znany jako badacz o nie-spożytej energii twórczej, o szerokiej wiedzy, bardzo inspirujących propozycjach naukowych oraz niespotykanej życzliwości w stosunku do innych. Jego osobiste zaangażowanie umożliwiło nawiązanie dynamicznej współpracy naukowej i dydaktycznej pomiędzy kilkoma instytutami badawczymi Polski i Niemiec już w 1988 roku.

Z okazji urodzin Zarząd Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych oraz Redakcja Kwartalnika Silniki Spalinowe składają Profesorowi serdeczne życzenia wielu lat zdrowia i aktywności naukowej.

went to India, where he was involved with the establishment of the Indian Institute of Technology in Madras under Indo/German Collaboration. There he was Professor and Head of the Laboratories of Thermodynamics and Combustion. Always in intimate connection to the Technical University Aachen, where he lectured on combustion quite regularly.

He entered in 1969 the Volkswagen Company in Wolfsburg as Engine Research Director. In the first years in Wolfsburg he and his staff were deeply involved with the aftertreatment of exhaust gases, before the catalytic converters could finally be fitted in cars. Then, together with Prof. Franz Pischinger from RWTH Aachen, the first stratified charge engine with direct gasoline injection into a prechamber was developed. This work led to the successful development of the Volkswagen pre-chamber Diesel Engines, which today are replaced by the open chamber Diesel Engines with direct injection.

From 1978 to 1980 he worked to Volkswagen – Brasil in order to develop alcohol cars for the Brazilian market. Finally, more than 2 Million of VW alcohol cars were sold. He returned to Wolfsburg and was responsible for the development of future cars such as electrical and hybrid vehicles. Then he was the VW-representative at the Joint Research Committee of European Carbuilders (J.R.C.).

After retirement from 1984 to 1989 he served as President of the European Council for Testing of Fuels and Lubricants (C.E.C), consultant of the Kernforschungsanlage (KFA) Jülich, the Institut für Bauphysik of the Fraunhofer-Gesellschaft in Stuttgart and the Enquete Commission of the German Parliament for the Protection of Earth Atmosphere.

In the last years, his major concern was the establishment of research collaborations between German and Polish institutes, especially the lasting cooperation between Poznan University of Technology and the Institut für Fahrzeugbau in Wolfsburg. Patents and publications on engine combustion research at international congresses in Germany, Poland, USA, Russia, Bulgaria, India, Thailand and China came to being as a result.

Even at the age of 80 he still participates in the research meetings of the nearby Volkswagen Group working on the improvement of advanced combustion engines like the VW-PDI Diesel Engine.

\*\*\*

Professor Herbert Heitland is famous in Poland for his everlasting pursuit of creation, great knowledge, very inspiring scientific proposals and unprecedented kindness towards others. His personal commitment gave grounds for a dynamic scientific and didactic cooperation among several scientific research institutions of Poland and Germany as early as in 1988.

The Management of The Polish Scientific Society of Combustion Engines and the Editorial Staff of Combustion Engines – Silniki Spalinowe – a quarterly magazine, would like to wish Professor Heitland a very happy birthday, many years in good health and unsurmountable professional dynamism.

## Wspomnienie Profesor Jan Werner

Profesor Jan Werner urodził się 10 stycznia 1904 roku w Warszawie. Jego ojcem był Konstanty Julian (1865–1938), a matką Anna z domu Wildt (1871–1944). Przodkowie Profesora przybyli w XVIII wieku z Nadrenii i w Polsce zajmowali się przemysłem, bądź gospodarowali w swych majątkach ziemskich.

Jan Werner jako uczeń warszawskiego Gimnazjum Mazowieckiego uczestniczył jako ochotnik w obronie Warszawy w 1920

Professor Jan Werner was born on the 10<sup>th</sup> of January 1904 in Warsaw. His father was Konstanty Julian (1865–1938) and mother – Anna Wildt (1871–1944). His ancestors came to Poland from Nadrenia and they dealt with the industry at the same time managing their own family estates.

Jan Werner as a student of Warsaw Mazowiecki Grammar School took part as a volunteer in the defense of Warsaw in 1920.

roku. W latach 1922–1928 studiował na wydziale mechanicznym Politechniki Warszawskiej uzyskując dyplom inżyniera mechanika. Pierwszym Jego zadaniem w pierwszym miejscu pracy – Towarzystwie Fabryk Motorów „Perkun” w Warszawie była modernizacja przestarzałego silnika spalinowego. Później tamże konstruuje serię silników o mocach 13, 20 i 30 KM. Wszystkie silniki konstruowane przez Profesora w „Perkunie” to silniki o zapłonie samoczynnym stacjonarne lub przeznaczone do napędu kutrów.

W 1930 roku żeni się z Krystyną Wiesławą Choromańską, córką znanego warszawskiego adwokata, z którą ma dwoje dzieci: Krystynę (1933) i Andrzeja (1938). W 1929 roku Jan Werner ukończył podchorążówkę saperów i uzyskał stopień podporucznika. Dalej pracując w „Perkunie” konstruuje granatnik kalibru 46 mm i raketnicę, produkowane przez ten zakład dla armii. W 1934 roku przenosi się do kierowanego przez inż. Z. Rytla działu silnikowego Biura Studiów Państwowych Zakładów Inżynierii (PZInż – związanego organizacyjnie i lokalowo z fabryką Polskiego Fiata w Warszawie na ul. Terespolskiej). Tu we współpracy z inżynierami Wacławem Cywińskim i Jerzym Dowkonttem (po wojnie profesorem Politechniki Łódzkiej, potem Warszawskiej) konstruuje m.in. 8-cylindrowy, widlasty silnik o zapłonie iskrowym i mocy 95 KM dla luksusowego samochodu osobowego oraz 6-cylindrowy rzędowy silnik o zapłonie iskrowym (85 KM) dla samochodu ciężarowego. Oba te samochody miały być produkowane w Polsce. Prace na etapie serii próbnych przerwała II Wojna Światowa. Do chwili jej wybuchu Jan Werner miał już na swym koncie 17 konstrukcji, w tym 13 silników, między innymi 240-konny silnik czołgowy i silnik do samochodu „Bielany”. Większość z nich była seryjnie produkowana.

Od pierwszych miesięcy okupacji hitlerowskiej Jan Werner działa w Związku Walki Zbrojnej (pseud. Irving), a następnie w Armii Krajowej, uczestnicząc w konspiracyjnej produkcji fabryki Gerlacha w Warszawie na rzecz armii podziemnej, konstruując między innymi miotacz ognia.

Po zniszczeniu w 1939 roku siedziby PZInż w Warszawie inż. Jan Werner wraca na cały czas wojny do „Perkuna” i tu wraz z inż. Dowkonttem konstruuje rodzinę 3 silników o zapłonie samoczynnym, które zostają wykonane i przebadane. Obok tej oficjalnej działalności pasja konstruktorska i nie opuszczający Go, nawet w tych niezwykle ciężkich i niebezpiecznych czasach, optymizm powodują, że opracowuje z W. Cywińskim (po wojnie osiadł w Brazylii i związał się z tamtejszym Volkswagemem) koncepcje silników przemysłowych i trakcyjnych dla przyszłej Polski. To wtedy między innymi powstał projekt, spalony wraz z domem w czasie Powstania Warszawskiego, który był pierwowzorem silnika powojennego Stara 20. W tym samym celu w „Perkunie” zostaje opracowany w konspiracji prototyp silnika stacjonarnego o mocy 6 KM, który wraz z przygotowanym oprzyrządowaniem produkcyjnym uległ zniszczeniu pod koniec wojny, gdy zniszczona została cała fabryka.

Po zakończeniu wojny Jan Werner obejmuje kierownictwo, zaopatrującego Warszawę, działu transportu samochodowego Związku Spółdzielni „Społem”. W czasie jednego z wielu pobytów w centrali „Społem” mieszczącej się wówczas w odgrywanej rolę zastępczej stolicy, nie zniszczonej przez wojnę Łodzi, spotyka twórcę Politechniki Łódzkiej, a swego profesora termodynamiki z Warszawy, Bohdana Stefanowskiego, który proponuje mu objęcie katedry silników spalinowych. Zostaje profesorem, znajdując w sobie wielki talent dydaktyczny i zyskując swoją bezpośredniością, prawością, ogromną wiedzą i wyczuciem konstruktorskim wielką sympatię studentów i współpracowników.

Nie przestaje jednak konstruować. Na zamówienie „Społem” powstaje w 1945 roku projekt silnika ciągnikowego o zapłonie samoczynnym i mocy 30 KM, a w 1946 r. doskonale znany w



In the years 1922–1928 he studied at the Mechanical Department of the Technical University in Warsaw where he was admitted to the degree of a mechanical engineer. His first task in a Society of the Factories of Motorbikes “Perkun” in Warsaw was modernization of the old-fashioned combustion engine. Later on, he constructed a series of 13, 20 and 30 bhp engines. All of the engines constructed by Professor Werner at “Perkun” were compression

ignition engines of stationary type or those designed for fish cutters.

In 1930 prof. Werner married Wiesława Choromańska, a daughter of a well-known Warsaw lawyer. They had two children: Krystyna (1933) and Andrzej (1938). In 1929 Jan Werner graduated from Military College of Sappers with the title of the second lieutenant. Continuing his work at “Perkun” he constructed a 46 mm howitzer and a signaling pistol for the army. In 1934 he moved to PZInż (The Department of Combustion Engines) led by an engineer Z. Rytel. PZInż was connected with the Polish factory of FIAT. In the cooperation with Wacław Cywiński and Jerzy Dowkontt (after the war the professor of the Technical University in Łódź and then in Warsaw) he constructed a V8 cylinder 95 bhp spark ignition engine for a luxurious passenger car and 6 cylinder in-line 85 bhp spark ignition truck engine. Both cars were to be produced in Poland but the works were interrupted by the break out of the Second World War. Up to that moment Jan Werner had made 17 constructions, 13 of them were engines like 240 bhp engine for a tank and the one for “Bielany” car. Most of them were serial production.

During the Nazi occupation, as a member of Związek Walki Zbrojnej (pseudonym Irving) and later on of Home Army, he took part in the process of conspirational production in “Gerlach” factory in Warsaw for the needs of the Underground Polish Army and then he constructed a flame-thrower.

In 1939, after the destruction of PZInż, Jan Werner returned to “Perkun” for the rest of the war time. There, together with engineer Dowkontt he made compression ignition engines which were produced and thoroughly tested. Apart from that official activity he did not give up his passion for designing and even in such hard and dangerous times in cooperation with W. Cywiński (he settled in Brazil and worked for Volkswagen after the war) he undertook works of industrial and traction engines for the post war Poland. Precisely at that time, the project of the prototype of the engine for the Polish truck “Star 20” was prepared, but unfortunately it burnt during the Warsaw Uprising. At that time “Perkun”, in conspiracy, worked out the prototype of 6 bhp stationary engine which, together with ready made production line, disappeared when the factory was completely destroyed.

After the war Jan Werner took over the management of road transport at “Społem” whose main task was to supply Warsaw with food. Having paid the visit to its headquarters in Łódź (the city had not been destroyed by the war) he accidentally met Bohdan Stefanowski, his former professor of thermodynamics in Warsaw. Professor Stefanowski, a creator of the Technical University in Łódź, proposed Jan Werner to take over the leadership of the Institute of Combustion Engines. Professor Werner turned out to be didactically talented and thanks to his openness, righteous-

polskim rolnictwie, produkowany z małymi zmianami przez wiele lat, silnik S60. Do dziś można go czasem spotkać jako napęd ciągników będących domorosłymi konstrukcjami polskich rolników. Już jako profesor Politechniki Łódzkiej kieruje Centralnym Biurem Badań i Konstrukcji Zjednoczenia Przemysłu Motoryzacyjnego w Łodzi, gdzie rodzi się Star 20, pierwszy całkowicie polski, przemysłowo produkowany, samochód ciężarowy. Jan Werner jest głównym konstruktorem silnika, którego prototyp jest gotowy w listopadzie 1947 r. Do 1950 roku konstruuje jeszcze rodzinę silników przemysłowych o zapłonie samoczynnym (S61, S62, S63, S64) dla wytwórni w Andrychowie oraz rodzinę hamulców hydraulicznych do badań silników. Są to ostatnie konstrukcje Profesora, które weszły do produkcji.

W 1952 r. powstaje prototyp przyczepnego silnika do roweru, a w 1956 silnika o zapłonie samoczynnym do samochodu osobowego „Warszawa”. Mimo dużego zapotrzebowania na oba te silniki i wielu starań twórcy nie wchodzi one do produkcji, w wyniku stanowiska ówczesnych decydentów w zakresie rozwoju krajowej motoryzacji, kierujących się względami politycznymi a nie merytorycznymi. Wiele następnych projektów, między innymi nowatorski silnik o zapłonie iskrowym z wtryskiem paliwa, umożliwiający zastosowanie spirytusu jako paliwa (50 KM, 4500 obr/min) pozostaje już tylko na papierze.

Profesor Jan Werner był twórcą lub współtwórcą ogółem czterdziestu kilku konstrukcji. Uczniami prof. Jana Wernera byli przyszli profesorowie Jan Aleksander Wajand (Bielsko-Biała), Kazimierz Niewiarowski (Politechnika Poznańska) i Mates Heilig (Uniwersytet w Lund, Szwecja) oraz bardzo liczna grupa konstruktorów i badaczy silników. W 1955 roku Profesor pisze podręcznik „Silniki Spalinowe Małej i Średniej Mocy”, który doczekał się wielu wydań unowocześnień po jego śmierci przez J.A. Wajanda. Do końca życia Jan Werner udzielał również konsultacji w wielu zakładach przemysłowych, biurach konstrukcyjnych i placówkach technicznych, zajmujących się tematyką silników spalinowych. Najbliższą współpracę prowadził z zakładami „Ursus”, „H.Cegielski” i Biurem Konstrukcyjnym Silników Spalinowych w Warszawie.

Na Politechnice Łódzkiej, będąc od roku 1958 profesorem zwyczajnym, pełnił funkcje prodziekana i dziekana Wydziału Mechanicznego (1950–1954) oraz prorektora uczelni (1956–1959). Był też przewodniczącym Rady Zakładowej Związku Nauczycielstwa Polskiego przy Politechnice Łódzkiej w latach 1962–1965. Warto nadmienić, że profesor Politechniki Łódzkiej Jerzy Werner w latach 1962–1968 rektor tej uczelni, mimo zbieżności nazwiska i wspólnego udziału w szeregu przedsięwzięć polskiej motoryzacji, nie był spokrewniony z Janem.

Jan Werner był członkiem Komitetu Budowy Maszyn Politechniki Łódzkiej. Za udział w konstrukcji „Stara 20” otrzymał w 1949 roku Państwową Nagrodę Naukową w dziedzinie postępu technicznego, a w 1964 r. został odznaczony Krzyżem Oficerskim Orderu Odrodzenia Polski.

Profesor Jan Werner zmarł 7 kwietnia 1966 roku w Łodzi. Spoczywa na cmentarzu ewangelicko-augsburskim w Warszawie na ul. Młynarskiej w alei 9 pod nr 12. Jego imieniem nazwano jedno z największych audytoriów Wydziału Mechanicznego Politechniki Łódzkiej, o czym przypomina umieszczona tam tabliczka pamiątkowa.

*Andrzej Wilczkowski*

Postscriptum 1.

Będąc wychowankiem i uczniem Profesora Jana Wernera chcę dodać kilka myśli i wspomnień o moim Mistrzu.

Otóż moim zdaniem najważniejszą i najwspanialszą cechą Profesora był niezwykle przyjazny stosunek do otoczenia. Trakto-

ness, his extensive knowledge and his constructional intuition not only his students liked him but also his colleagues.

He did not give up design. In 1945 „Społem” ordered the design of a 30 bhp tractor compression engine and then in 1946 the S60 engine, so popular in the Polish agricultural industry, came into being. It was being produced with small innovations for many years. Even nowadays, one can come across it as a direct drive for home made tractors. Being a Professor of the Technical University in Łódź, he was a director of the Central Office of Research and Design of United Motor Industry in Łódź, where the production of the first, entirely Polish truck Star 20 was launched. Jan Werner was a main designer of the engine and its prototype was ready in November 1947. Up to 1950 he constructed a series of industrial engines: S61, S62, S63, S64 for the factory in Andrychów and hydraulic brakes for testing. The designs mentioned above were Professor’s last achievements still in production at that time. In 1952 a prototype of attachable engine for a bicycle was made while in 1956 a prototype of compression ignition engine for Warszawa passenger car. Even though there was a great demand for supplies of those engines, and even though their constructor did his best, their production did not start. It was due to political decisions taken by top people of our domestic automotive industry. Most of the following projects, e.g. a very innovative spark ignition engine with fuel injection which would enable the use of spirit as a fuel (50 KM, 4500 rpm) were not realized.

Professor Jan Werner was a creator and a co-creator of more than 40 constructions. Among his students were future professors like Jan Aleksander Wajand (Bielsko-Biała), Kazimierz Niewiarowski (Poznań University of Technology), Mates Heilig (University in Lund, Sweden) and many designers and research workers. In 1955 Jan Werner wrote a handbook titled “Small and Medium Power Combustion Engines” which was reprinted and up-to-dated in many editions after his death by Professor J.A. Wajand. Till the end of his life Professor Werner worked as an advisor in many industrial factories, design and technical offices dealing with engines. He closely co-operated with “Ursus”, “H.Cegielski” and a Design Office of Combustion Engines in Warsaw.

In 1958 he became a Full Professor at the Technical University in Łódź. He was Dean of the Mechanical Department (1950–1954) and a Vice Rector of that university (1956–1959).

He was a presiding officer of the Board of the Polish Teacher Union at the Technical University in Łódź in the years 1962–1965. It is worth mentioning that Professor Jerzy Werner, who in the years 1962–1968 was a Rector of the above mentioned university was not related to Jan Werner even though they had much in common like the family name, their participation in many projects concerning Polish automotive industry.

Jan Werner was a member of a Committee of Machine Design at the Technical University in Łódź. For having taken part in the construction works of Star 20 he got the National Scientific Award in the field of the Technical Development in 1949 and in 1964 he was honored with the Order of Officer’s Cross of the Polish Revival.

Professor Jan Werner died on April 7<sup>th</sup> 1966 in Łódź. He was buried at the Evangelical-Augsburg Cemetery in Warsaw in Młynarska Street; his tomb is located in the ninth lane no. 12. One of the biggest lecture halls of the Mechanical Department of the Technical University of Łódź has been named after him. There is also a commemorating plate situated there.

*Andrzej Wilczkowski*

Postscript one.

As one of professor Werner’s students and his apprentice I would like to add a few memories of my own. One of the most

wał wszystkich swoich współpracowników jednakowo, nigdy nie dał powodu do powstania jakiegś zawiści, zawsze był delikatny i taktowny. Nigdy nie brakowało słów pochwały gdy zleczone zadania było wykonane dobrze (w ogóle nie wyobrażaliśmy sobie by jakieś zadanie mogło być wykonane nie prawidłowo), potrafił również wytknąć błędy – zawsze taktownie i delikatnie. Zostawiał nam ogromną swobodę w wyborze tematyki naukowej; służył zawsze radą a Jego uwagi trafiały w sedno rzeczy.

Stosunki w Katedrze Ciepłych Maszyn Tłokowych były bardzo przyjazne, z naszej strony bez poufałości. Kilka razy w roku, obok zebrań naukowych w Katedrze, zebrania odbywały się w sali Malinowa, gdzie razem z żonami i Profesorem rozmawialiśmy o sprawach domowych, naukowych a także planowanych wyprawach do Czechosłowacji, gdzie zwiedzaliśmy przemysł motoryzacyjny. Profesor utrzymywał żywe kontakty z profesorami z zagranicy. Byli to prof. Jante (Drezno), prof. Kranold (Rostock), prof. Lenin (Leningrad) – były to lata 50-te i 60-te.

Profesor nigdy nie zrezygnował z umiłowanej konstrukcji. Z okresu mojej współpracy z Profesorem wspominam przyczepny silnik do roweru (jeździłem na takim rowerze z tym silnikiem), silnik wysokoprężny do samochodu M-20 Warszawa (jeździłem taką Warszawą), pojazd drogowy trzykołowy (jeździłem „trzykółką”) oraz udział w projekcie i wykonaniu prototypu dwusuwowego silnika do lokomotywy K22 dla Zakładów Cegielskiego. Ponadto Profesor opracował rodzinę hamulców do badania silników H0, H1; H2, H3 – miałem okazję wszystkie te hamulce użytkować w badaniach wykonywanych w Katedrze.

Jednak co pozostało w mojej pamięci, w pamięci na całe życie, to nauka Profesora, którą przekazywał mi następująco: „*Panie Janie, żyć i dać żyć*”.

Jan A. Wajand

#### Postscriptum 2:

Jako inicjator serii wspomnień o wielkich postaciach polskiej myśli i konstrukcji w dziedzinie silników spalinowych, pośredniczący w pozyskaniu dla redakcji *Silniki Spalinowe* niniejszego wspomnienia od syna prof. Jana Wenera, Andrzeja Wenera, pragnę dodać dwa fakty charakteryzujące poglądy i sylwetkę Pana Profesora, które miały wpływ na moje życie osobiste i zawodowe.

W roku 1956, jako student Wydziału Mechanicznego Politechniki Łódzkiej słuchałem wykładu Profesora „Tłokowe silniki spalinowe”. W tym czasie jeden z krajowych dzienników zamieścił notatkę o zastosowaniu do napędu samochodu osobowego turbiny silnika spalinowego oraz fotografię takiego samochodu na ulicach Nowego Jorku. Na najbliższym wykładzie, korzystając z niezwykle bezpośredniej i prawie koleżeńskiej atmosfery, jaką wytwarzał Profesor, zadaliśmy Mu pytanie dotyczące celowości prowadzenia zajęć z silników tłokowych skoro przyszłość należy do silników przepływowych. Profesor spojrział na nas przyjaźnie i powiedział: „*jestem przekonany, że silnika tłokowego wystarczy na moje życie*” a po krótkiej chwili pogłębiając swój przyjazny uśmiech dodał: „*ale również wiem, że wystarczy go i na wasze życie*”.

Wśród młodszych pracowników i studentów prawie całej Politechniki Łódzkiej istniał istotny problem, jak wyprzedzić Pana Profesora Jana Wenera w grzecznym ukłonie i jako pierwszy powiedzieć „dzień dobry Panie Profesorze”. Był wielkim przyjacielem młodych ludzi i można było każdą sprawę poruszyć nawet poza miejscem Jego urzędowania, katedrą czy dziekanatem. Śmierć Pana Profesora była dla wszystkich, którzy Go znali wielką stratą i osobistą żalobą.

Maciej Sobieszcański

distinct virtues of professor Werner was his exceptionally friendly way with people. He would treat all of his colleagues equally, would never provoke anyone to arouse envy, was always mild and tactful. He was always generous with the words of praise if a job was done well (quite honestly, we never imagined any job being done in any other way). He did have remarks if we failed to do things well, but it was invariably tactful and gentle. Professor would leave us a free choice when it comes to our scientific works. He was always ready to help and his advice was always felicitous.

My and my colleagues relationships with professor Werner, at the Chair of Thermal Piston Engines were very good with no signs of excessive familiarity. Several times a year, apart from the scientific meetings we would meet along with our families in the Malinowa auditorium where we talked about our private matters and our trips to Czechoslovakia where we visited the facilities of the automotive industry. Professor Werner would maintain professional relationships with professors from other countries in the 1950's - prof. Jante (Dresden), prof. Kranold (Rostock), prof. Lenin (Leningrad).

Professor Werner never gave up his gretaest hobby - machine design. I recall many interesting projects of his when we worked together. One of them is the detachable bicycle engine (I myself used to ride this bicycle), a CI engine for Warszawa M20 (had the car myself), a three wheel road vehicle (used to have it too) or the participation in the project of developing a two-stroke engine for a locomotive manufactured at H. Cegielski. What is more, Professor Werner developed a family of brakes for engine testing H0, H1, H2 and H3 – I had the privilege to use all of those brakes during my subsequent research.

There was one thing, above all, however, that still lingers in my memory – professor's motto: Live and let live!

Jan A. Wajand

#### Postscript two.

The above memories are based on information given by Professor's son – Andrzej Werner. As the initiator of a series of memories of great men of Polish science and design in the field of combustion engines I would like to add two facts characterizing the Professor.

In 1956, as a student of the Mechanical Department of the Technical University in Łódź, I took part in Professor's lectures on piston combustion engines. At the same time there appeared an article, along with a photograph of the car in the streets of New York, in one of our domestic newspapers about the use of a gas turbine engine for a passenger car. Taking advantage of the Professor's incredible openness and a very friendly atmosphere during his lectures the students questioned the usefulness of having classes on gas turbine engines, if the future was to belong to the ones in the newspaper picture. Professor looked at us in a very friendly way and said: “*I am convinced that a piston combustion engine would do for the rest of my life*”. And after a while he added: “*I am also sure that it would do for the rest of your lives as well*”.

Among almost all the workers and the students of the Technical University in Łódź there was a crucial problem of how to be ahead of the professor in order to greet him first before he did it. He was a great friend of young people and every matter could have been taken up even outside his study. The death of Professor Jan Werner was, for those who knew him, an irrecoverable loss and a personal mourning.

Maciej Sobieszcański



## PTNSS KONGRES - 2005

### Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych *Rozwój Silników Spalinowych*

### International Congress on Combustion Engines *The Development of Combustion Engines*



25–28 września, 2005  
Bielsko-Biała / Szczyrk  
Polska

September 25<sup>th</sup>–28<sup>th</sup>, 2005  
Bielsko-Biała / Szczyrk  
Poland

#### TEMATYKA

Tematyka Kongresu obejmuje ostatnie osiągnięcia w dziedzinie konstrukcji, badań i produkcji silników spalinowych, paliw silnikowych, ekologii.

Główne tematy Kongresu:

- 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.

#### ZGŁOSZENIE UCZESTNICTWA

Chęć uczestniczenia w kongresie należy zgłaszać drogą elektroniczną wypełniając odpowiedni formularz znajdujący się na stronie [www.ptnss.pl/kongres.html](http://www.ptnss.pl/kongres.html). Formularz można wypełnić bezpośrednio na podanej stronie lub pobrać plik z jego wzorem, wypełnić i wysłać na adres [kongres@ptnss.pl](mailto:kongres@ptnss.pl)

#### STRESZCZENIE

Streszczenie artykułu (200-250 wyrazów) z tytułem artykułu, nazwiskami autorów, nazwą instytucji i pełnym adresem należy wysłać na adres: [kongres@ptnss.pl](mailto:kongres@ptnss.pl). Należy również wypełnić formularz zgłoszeniowy uczestnictwa w kongresie.

#### ARTYKUŁY

Wszystkie artykuły będą recenzowane przez Komitet Naukowy Kongresu i po ich akceptacji pełne teksty będą publikowane w formie elektronicznej na CD oraz Streszczenie w „Abstracts Book”. Akceptowane będą jedynie prace o wysokim poziomie technicznym i edytorskim. Zaakceptowane artykuły będą prezentowane na sesjach plenarnych, panelowych i posterowych Kongresu. Oferowane artykuły powinny być oryginalne i niepublikowane wcześniej.

#### KOMITET ORGANIZACYJNY:

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczcański  
dr inż. Antoni Świątek  
dr inż. Zdzisław Stelmasiak  
dr inż. Piotr Bielaczyc  
dr inż. Dariusz Pietras  
mgr inż. Piotr Pajdowski  
Sekretariat Kongresu:  
dr inż. Zdzisław Stelmasiak – sekretarz  
mgr inż. Jolanta Lelonek  
Tel/fax: +48 33 81 30 402 / +48 33 81 25 038  
e-mail: [kongres@ptnss.pl](mailto:kongres@ptnss.pl)  
[www.ptnss.pl/kongres.html](http://www.ptnss.pl/kongres.html)

#### TOPICS

The Congress will constitute an opportunity to discuss latest achievements in such fields as design, manufacture, research and ecological impact of internal combustion engines and fuels. The main areas of interest are as follows:

- Fuel injection systems and mixture formation
- Combustion processes in SI and CI engines
- Combustion process control in engines
- Engine thermal loading and utilization of heat released
- Alternative fuels
- Emission measurements and aftertreatment
- Alternative sources of power
- Engine accessories and equipment
- Engine testing, durability, reliability and diagnostics
- Modelling and optimization of engine processes
- Global trends in engine production technology

#### APPLICATION

If you wish to participate in the Congress, please fill in the application form, which can be found at [www.ptnss.pl/kongres.html](http://www.ptnss.pl/kongres.html). You can fill the form directly on the website or download it, fill it in and send it back to the following address: [kongres@ptnss.pl](mailto:kongres@ptnss.pl)

#### ABSTRACTS

Abstracts of papers (200-250 words), including the title, the author's name(s), affiliation and address, fax and phone numbers and e-mail should be sent to the following address: [kongres@ptnss.pl](mailto:kongres@ptnss.pl). The paper authors should also fill in the application form.

#### PAPERS

The Congress Scientific Committee will review all papers. Once accepted a complete text of the paper will be published in an electronic form (on a CD), while abstracts will be published in the Abstract Book. Only papers of high technical and editorial value shall be accepted. Accepted papers will be presented during plenary, panel and poster sessions of the Congress. Submitted papers should be original and unpublished.

#### ORGANIZING COMMITTEE:

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczcański  
dr inż. Antoni Świątek  
dr inż. Zdzisław Stelmasiak  
dr inż. Piotr Bielaczyc  
dr inż. Dariusz Pietras  
mgr inż. Piotr Pajdowski  
Secretariat of the Congress:  
dr inż. Zdzisław Stelmasiak – Secretary  
mgr inż. Jolanta Lelonek  
Phone/fax: +48 33 81 30 402 / +48 33 81 25 038  
e-mail: [kongres@ptnss.pl](mailto:kongres@ptnss.pl)  
[www.ptnss.pl/kongres.html](http://www.ptnss.pl/kongres.html)



## PTNSS KONGRES - 2005

### Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych

#### *Rozwój Silników Spalinowych*

### International Congress on Combustion Engines

#### *The Development of Combustion Engines*

### PTNSS KONGRES 2005

#### SARNI STOK 93,

#### 43-300 BIELSKO-BIAŁA

Adres Komitetu Organizacyjnego:  
PTNSS KONGRES 2005  
SARNI STOK 93,  
43-300 BIELSKO-BIAŁA

#### LOKALIZACJA I DOJAZD

Kongres będzie odbywał się w Szczyrku w dniach 25-28 września 2005 na terenach wystawowych i konferencyjnych kompleksu hotelowego Klimczok ([www.klimczok.pl](http://www.klimczok.pl)). Szczyrk jest przepiękną miejscowością będącą zimową stolicą Polski, położoną w sercu Beskidów. Szczyrk położony jest 20 km od Bielska-Białej, centrum przemysłu motoryzacyjnego, siedziby firm Fiat oraz Fiat-GM Powertrain, siedziby jednego z największych producentów silników w Europie Środkowej. Do Bielska-Białej można wygodnie dojechać z Międzynarodowych Portów Lotniczych Warszawa-Okęcie, Kraków-Balice, Katowice-Pyrzowice i innych dużych miast pociągami ekspresowymi. W dniu rozpoczęcia i zakończenia Kongresu organizatorzy zapewniają transport z Bielska-Białej do Szczyrku.

#### POGODA

Wrzesień w Beskidach i Szczyrku jest przeważnie pogodny i słoneczny. Temperatura powietrza waha się w granicach 15-20°C.

#### ZAKWATEROWANIE

Uczestnicy Kongresu będą zakwaterowani w pokojach jedno lub dwuosobowych w Ho-

Organizing Committee's Address:  
PTNSS KONGRES 2005  
SARNI STOK 93,  
43-300 BIELSKO-BIAŁA, POLAND

#### LOCATION AND TRAVEL

The congress will be held from 25 to 28 September 2005 in Szczyrk at the Exhibition and Conference Center of the Klimczok Hotel ([www.klimczok.pl](http://www.klimczok.pl)). Szczyrk is a beautiful resort, a winter capital of Poland, situated in the heart of the Beskidy mountains. Szczyrk is only 20 km away from Bielsko-Biala, a center of automotive industry. It hosts offices and facilities of Fiat and Fiat-GM Powertrain, one of the biggest engine manufacturer in Central Europe. Bielsko-Biala is conveniently reachable from Warsaw-Okęcie, Kraków-Balice and Katowice-Pyrzowice airports and other large Polish cities by express train. The

Organizing Committee provides shuttle transportation between Bielsko-Biala and Szczyrk at the initial and closing days of the Congress.

#### WEATHER

September in Szczyrk and Beskidy mountains is usually pleasant and sunny. Temperatures fluctuate around 15-20°C.

#### ACCOMMODATION

Participants will be accommodated in single and double rooms of The Klimczok ([www.klimczok.pl](http://www.klimczok.pl)) and The Orle Gniazdo hotels. The fol-



Nazwisko i Imię <i>Name (Last, First)</i> -----	
Tytuł, stopień naukowy <i>Title</i> -----	
Miejsce zatrudnienia <i>Company name (affiliation)</i> -----	
Tytuł referatu <sup>*)</sup> <i>Paper title<sup>*)</sup></i> -----	
Współautorzy <sup>*)</sup> <i>Co-authors of the paper<sup>*)</sup></i> -----	
Udział w wystawie <sup>*)</sup> produktów, urządzeń, oprogramowania itp. <i>Participation in exhibition<sup>*)</sup> of products, measuring devices and software etc.</i> -----	
Adres do korespondencji <i>Address for correspondence</i> -----	
Telefon <i>Phone</i> -----	Fax <i>Fax</i> -----
E-mail <i>E-mail</i> -----	
<sup>*)</sup> Należy wypełnić w przypadku chęci przedstawienia referatu lub ekspozycji <i>Only for those who wish to present a paper or participate in the exhibition.</i>	

telach Klimczok ([www.klimczok.pl](http://www.klimczok.pl)) i Orle Gniazdo. Do dyspozycji uczestników przewidziane są baseny termalne, centrum odnowy biologicznej, solarium, korty tenisowe, kręgielnia, bilard, kasyno gry oraz restauracje i puby znajdujące się w hotelu Klimczok. Należność za pobyt w hotelu zawarta jest w ramach opłaty za uczestnictwo w Kongresie. Wielkość opłaty zależna jest od rodzaju hotelu i rodzaju pokoju.

Informacja o opłatach będzie podana w terminie późniejszym.

#### TERMINY

- 31 grudnia 2004 – streszczenia artykułów
- 31 stycznia 2005 – potwierdzenie akceptacji tematu artykułu
- 15 kwietnia 2005 – nadsyłanie artykułów
- 30 czerwca 2005 – potwierdzenie akceptacji artykułu
- 25–28 września 2005 – Kongres

lowing will be available to the Participants: thermal baths, health and beauty center, solarium, indoor tennis court, bowling alleys, billiards and a casino, as well as restaurants and pubs located in the Klimczok Hotel. Accommodation costs are included in the Congress fee. The fee depends on the hotel and room selected.

Further information regarding fees will be communicated at a later date.

#### DEADLINES

- December 31, 2004 – Receipt of Abstracts
- January 31, 2005 – Notification on the Acceptance of Abstracts
- April 15, 2005 – Receipt of Final Papers
- June 30, 2005 – Notification on the Acceptance of Final Papers
- September 25–28, 2005 – The Congress

## Sprostowanie

### Uzupełnienie do artykułu „Silniki spalinowe w latach 1961–1999” zamieszczonego w nr 1/2004 (118)

Na skutek przeoczenia w artykule pominięto nazwiska dwóch członków komitetu redakcyjnego kwartalnika „Silniki spalinowe” z okresu kiedy wydawcą pisma była firma H. Cegielski. Są to:

- mgr inż. Andrzej Bogdański (w latach 1967–70 i 1985–90),
- mgr inż. Janusz Przastek (w latach 1973–76).

Autorzy przepraszają zainteresowanych kolegów redakcyjnych oraz czytelników za to przeoczenie.

### Additional note to the article “Internal Combustion Engines” in the years 1961–1999 issued in N°1/2004 (118)

By an oversight, in the article there were omitted two names of the members of the editorial committee of the quarterly published at the time when the editor was H. Cegielski Company. They are:

- Mr. Andrzej Bogdański M.Sc. (in the years 1967–70 and 1985–90),
- Mr. Janusz Przastek M.Sc. (in the years 1973–76).

The authors apologize to both our editorial colleagues and the readers for this oversight.