



Nr 4/2005 (123)



**SILNIKI SPALINOWE**  
**COMBUSTION ENGINES**

# The **largest** car catalogue in the world

Compendium of current Automotive products and companies; useful help for the professionals, exciting reading for the hotheads, source of knowledge for everyone!

On **500** pages of this catalogue you will find comprehensive information about **1,400(!)** Automotive producers and **thousands** of vehicles from all over the world, including the booming Asian, and especially Chinese, market.

The catalogue is arranged in a clear and user-friendly way so that you can easily find not only the production offer of current Automotive firms but also historical and business notes, prognosis and plans for the future, company directory and internet addresses as well as logo-types of the producers.

It also lists technical data of over **4,400** currently produced vehicles.

**Important note for all Automotive professionals and specialists!**

To our knowledge, „WORLD OF CARS” is **the only** catalogue containing production and assembly volumes systemized in **one, common** for all countries **platform** – CBU (without assembly CKD/SKD sets) of cars, all-terrain vehicles and minivans.

For more information and ordering of this exciting catalogue please visit our website:

<http://theworldofcars.com>

2005 • 2006

ONE OF THE LARGEST CAR DIRECTORIES IN THE WORLD

**WORLD** of **CARS**  
worldwide car catalogue

ENCYCLOPEDIA OF TODAY'S CAR INDUSTRY



Photo: BMW

**60 COUNTRIES / 1.400 MAKES**  
**8.000 MODELS / 3.500 PHOTOGRAPHS**  
**TECHNICAL DATA / STATISTICS**  
**TUNING / ADDRESSES / LOGOS**

INDEX 202517 N° 1/2005  
ISSN 1734-2945  
9 771734 294027 01



## SILNIKI SPALINOWE

COMBUSTION ENGINES

Czasopismo naukowe

Scientific Magazine

Nr 4/2005 (123)

Grudzień 2005

Rok XLIV

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. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – przewodniczący

prof. mgr inż. Bernard Challen

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał

prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski

prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

prof. dr hab. inż. Marek Orkisz

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

prof. dr inż. Stefan Pischinger

prof. dr hab. inż. Tadeusz Rychter

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr inż. Mirosław Wyszynski

### Redakcja/Editorial Office:

Institut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

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

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

### Zespół redakcyjny/Editorial Staff:

dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki

(redaktor naczelny/Editor-in-Chief)

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr inż. Marek Brzeżański

### Współpraca/Cooperation:

mgr inż. Maciej Bajerlein, mgr Tomasz Pawlak,

dr inż. Piotr Lijewski, dr inż. Piotr Krzymień,

dr inż. Jacek Pielecha



Od Redakcji

Szanowni Czytelnicy,

Rok 2005, drugi rok od wznowienia wydawania naszego czasopisma zakończyliśmy opublikowaniem czterech zeszytów. Udało się więc po latach powrócić do regularnego wydawania pisma.

Cztery numery z roku 2005 zawierają łącznie 352 stron druku, 24 artykuły naukowe, 42 strony informacji dotyczących nowości konstrukcyjnych i innych aktualności branży silnikowej; 22 strony poświęciliśmy sprawom personalnym naszego środowiska: awansów profesorskich, zakończonych przewodów doktorskich i habilitacyjnych. Wskazaliśmy na 31 nowości na rynku wydawnictw zwartych. Objętość całego rocznika można ocenić na ok. 40 arkuszy wydawniczych.

Na naszych łamach swoje prace opublikowało 50 autorów, w tym 28 autorów zagranicznych o uznanej pozycji międzynarodowej.

W 2006 roku planujemy wydanie czterech zeszytów. Numer 2/2006 zostanie poświęcony przede wszystkim problemom badań i rozwoju silników o zasilaniu gazowym, a numer 3/2006 – zagadnieniom związanym z silnikami napędu głównego statków, a także jachtów i łodzi motorowych.

U progu kolejnego, już XLV roku wydawania czasopisma Silniki Spalinowe ponawiamy zaproszenie do współpracy i nadsyłania artykułów i opracowań dotyczących prowadzonych prac naukowych. Zwracamy się także z prośbą o przekazywanie nam istotnych informacji dotyczących życia naukowego jednostek naukowych, badawczo-rozwojowych i produkcyjnych. Z wdzięcznością przyjmujemy wszelkie uwagi, które pozwolą na podnoszenie poziomu naukowego i edytorskiego naszego pisma.

Redakcja

Kwartalnika Silniki Spalinowe

**Spis treści / Contents:**

|   |    |
|---|----|
| Od Redakcji .....   | 1  |
| <b>Historia/History</b>   |    |
| <i>R. D. Atkins: Stulecie badań silników wyczynowych/<br/>A century of high performance engine testing</i> .....  | 3  |
| <b>Konstrukcja/Design</b>   |    |
| <i>K. Lejda: Systemy wtryskowe szybkoobrotowych silników wysokoprężnych i tendencje ich dalszego rozwoju/Injection systems of high-speed diesel engines and development trends</i> .....  | 19 |
| <b>Badania/Research</b>   |    |
| <i>P. Boguś, J. Merkiś: Wykrywanie zjawiska wypadania zapłonu w silniku o zapłonie samoczynnym w oparciu o grupowanie danych w krótkoczasowej analizie sygnałów wibroakustycznych/<br/>Misfire detection in a diesel engine using clustering in short-time analysis of vibroacoustic signal</i> ..... | 31 |
| <i>M. T. Bialkowski, T. Pekdemir, M. Brautsch, D. P. Towers, G. Elsbett: Pomiar gęstości aerozolu oleju rzepakowego za pomocą fazowej anemometrii dopplerowskiej/Phase doppler anemometry measurements of a dense rapeseed oil spray</i> .....  | 41 |
| <i>Z. J. Sroka: Obciążenie cieplne silnika spalinowego zasilanego podtlenkiem azotu – na przykładzie silnika Fiata Punto 1,2 8V/<br/>Thermal load of internal combustion engine fuelled by nitrogen monoxide – case study of Fiat Punto 1.2 8V</i> .....  | 51 |
| <b>Ekologia/Ecology</b>   |    |
| <i>A. Opaliński, M. Willmann, U. Mass: Charakterystyka akustyczna turbospreżarek szybkoobrotowych silników ZS/Turbo-charger noises at high speed diesel engines</i> .....   | 60 |
| <b>Nowe konstrukcje/New constructions</b>   |    |
| <i>M. Brzeżański: Silnik Toyota 2,2 D-CAT – japońska technologia w polskim wykonaniu</i> .....  | 65 |
| <b>Aktualności/News</b>   |    |
| Podtlenek azotu .....   | 69 |
| Aktualności silnikowe .....   | 73 |
| <b>Personalia/Personalies</b>   |    |
| Prof. T. S. Wiśniewski – 80-lecie urodzin .....   | 83 |
| <b>Bibliografia/Bibliography</b>  |    |
| Książki, monografie, rozprawy/ <i>Books, monographies, studies</i> ...  | 84 |
| Habilitacje, doktoraty/ <i>Qualifying as ass. prof., doctorates</i> .....   | 85 |
| <b>Konferencje/Conferences</b>  |    |
| Rozwojowa tematyka prac naukowych... Sympozjum z okazji 70-lecia urodzin Prof. M. Sobieszczańskiego/ <i>Development as the subject of research... Symposium to celebrate the 70th birthday of Prof. M. Sobieszczański</i> .....   | 86 |
| <b>Organizacje/Organisations</b>  |    |
| 70 lat działalności Stowarzyszenia Inżynierów i Mechaników Polskich w Poznaniu .....  | 97 |

**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>

© Copyright by

**Polish Scientific Society of Combustion Engines**

Wszelkie prawa zastrzeżone.  
Zaden fragment tej publikacji nie może być reprodukowany, 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: 600 egz.****Recenzenci:**

dr hab. inż. Marek Idzior  
prof. dr hab. inż. Andrzej Kowalewicz  
dr inż. Jacek Pielecha  
prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański  
dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki

Wydanie publikacji dofinansowane  
przez Ministerstwo Nauki i Informatyzacji

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

Richard D. ATKINS\*

## Stulecie badań silników wyczynowych

*Minione stulecie było okresem intensywnego rozwoju wyczynowych silników spalinowych.*

*W pierwszej połowie wieku zmiany te wywołał szybki rozwój technologiczny, jaki nastąpił w wyniku obu wojen światowych. Studia nad silnikami z okresów od 1914 do 1918 oraz między 1939 i 1944 rokiem są równie interesujące, jak te dotyczące współczesnego projektowania nowoczesnych silników. Wówczas nie były dostępne dzisiejsze materiały konstrukcyjne, a co najważniejsze, także dzisiejsze możliwości obliczeń komputerowych. W 1960 roku czterocylindrowy silnik bez doładowania osiągał moc jednostkową mniejszą od 100 KM/dm<sup>3</sup> (74 kW/dm<sup>3</sup>); obecnie jest to normalne dla standardowo produkowanych silników samochodowych. Jednym z ważniejszych bodźców do rozwoju wyczynowych silników spalinowych były wyścigi formuły 1, gdy w latach 60-tych pojemność została zredukowana do 1,5 dm<sup>3</sup>, a silniki były zwyczajowo doładowane. Zaczęły pojawiać się silniki wysokoobrotowe, które rozwijały prędkości obrotowe 12 000 obr/min, w których nadal występowała płaska charakterystyka średniego ciśnienia użytecznego BMEP (brake mean effective pressure) na poziomie ponad 1,1 MPa w zakresie prędkości obrotowych od 4500 do 12 000 obr/min z lokalnie występującymi wartościami ponad 1,4 MPa. Na przestrzeni minionych 45 lat objętościowy wskaźnik mocy („moc z litra”) silników wyczynowych wzrósł ze 100 KM (74 kW) do 300 KM (220 kW), co wyraźnie zwiększyło wymagania dotyczące hamowni i specjalistycznych urządzeń do badania silników.*

*Artykuł ma na celu prześledzenie wspomnianych kierunków zmian i omówienie urządzeń badawczych dostępnych inżynierom, a także prześledzenie postępu w rozwoju metod badawczych trwającego do dnia dzisiejszego, zwięźzonego pojawieniem się hamulców o małej bezwładności, które są zdolne do ciągłej pracy przy 30 000 obr/min oraz do wyhamowania mocy rzędu 2500 KM (ponad 1800 kW).*

Słowa kluczowe: *oprzyrządowanie, hamownie silnikowe, modelowanie, testy, rozwój*

### A century of high performance engine testing

*The past century has seen significant developments in the high performance internal combustion engine.*

*These changes were driven in the first 50 years by accelerated technology due to two World Wars. A study of the engines in the period 1914–1918 and 1939 to 1944 is interesting in so much as many of the current designs of modern engines were in place. The materials and most importantly the computing power were simply not available. In 1960, a four cylinders normally aspirated race engine produced less than 100 BHP (74 kW) per liter capacity; today this is the norm for standard production car engines. A major thrust in the development of high performance engines came with the introduction of Formula 1 racing, as we understand it today in the early 1960's when the engine capacity was reduced to 1.5 liters and the engines were normally aspirated. This led to the onset of high revving engines that ran through to 12,000 rev/min, but still retained a flat BMEP (brake mean effective pressure) curve in excess of 1.4 MPa peak and at least 1.1 MPa from 4,500 rev/min through to 12,000 rev/min. In the course of some 45 years power per liter has risen from 100 BHP to 300 BHP (74–220 kW) and dynamometers and specialist instrument design has kept pace with this rise in efficiency.*

*The paper will follow these trends and discuss in some detail the instrumentation that was available to early engineers and follow progress through today, culminating in low inertia dynamometers that are capable of continuous running at 30,000 rev/min and absorbing 2,500 BHP (1,800 kW).*

Key words: *instrumentation, dynamometer, modelling, testing, development*

#### 1. Początki badań silników spalinowych

Badania hamowniane silników rozpoczęły się na długo zanim Nikolaus Otto spopularyzował swój wynalazek. We wczesnych latach 80-tych XIX stulecia potrzebne było urządzenie, za pomocą którego możliwy był pomiar mocy na wale silnika parowego w celu jego dalszego doskonalenia i zwiększenia zakresu zastosowań.

Jednym z pierwszych hamulców badawczych był hamulec tarciový (przyp. red. Prony'ego), w którym drewniane klocki były dociskane do obracającego się wału za pomocą zadanego ciężaru obciążającego klocek górny (rys. 1). Powstająca siła tarcia dawała moment starający się unieść ten przeciwcieżar (F) ku górze. Znając odległość środka

#### 1. The very beginning of IC engine testing

Dynamometer testing of engines started long before Nikolaus Otto made the internal combustion engine so popular. Engines of the early 1800's with steam powered reciprocating engines needed a means of measuring shaft power in order to further develop and improve the engine range.

One of the earliest dynamometers was the friction brake, in which wooden blocks were positioned on a rotating shaft and a known weight applied to the uppermost block (Fig. 1). The resulting friction caused the torque arm to lift its counterweight (F). Knowing the distance from the centre of the shaft to the centre of the weight it is possible to simply calculate the developed torque, and hence the power. This type of

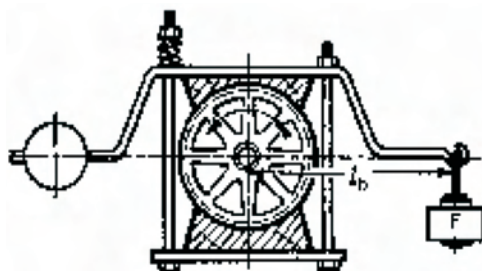
ciężkości tego ciężaru od osi wału można było w łatwy sposób wyliczyć moment obrotowy, a stąd również moc. Tego typu pierwszy hamulec był bardzo prymitywny, np. tarcie powodowało rozgrzewanie klocków i ich ewentualne zapalenie. Zapobiegało temu polewanie wodą wału i klocków hamulca, co jednak powodowało zmniejszenie siły tarcia i zakłócenia w odczycie momentu. Mimo niedoskonałości ten typ hamulca wykorzystywany był do hamowania dużych, wolnoobrotowych silników parowych od końca wieku XVIII do połowy XIX stulecia. Warto tu wspomnieć, że obecnie gdy zachodzi potrzeba pomiaru niewielkiego momentu przy małej prędkości obrotowej (np. przy  $n = 700$  obr/min i  $p_c = 7$  MPa) podobne urządzenie mocowane jest na wale napędu śruby w celu uzyskania stałego oporu, co w przypadku małych silników jest warunkiem pomiaru w przypadku ULEV.

W czasie, gdy pojawiły się w miarę dokładne wagi sprężynowe, upowszechnił się typ hamulca, którego zasada działania była taka sama przez niekontrolowany pomiar tarcia (rys. 2).

Działo się tak póki słynny znany brytyjski wynalazca William Froude nie wymyślił w latach 70-tych XIX wieku swego hamulca wodnego, który pozwolił na precyzyjne określenie mocy rozwijanej przez silnik.

Froude, który współpracował ze słynnym inżynierem Isambardem Kingdomem Brunellem (rys. 3) zaprojektował swój nowy wynalazek na potrzeby Królewskiej Marynarki Wojennej, która oczekiwała by możliwe było mierzenie mocy na wale śrubowym okrętów wojennych (rys. 4).

Okręt został unieruchomiony w doku. Usunięto śrubę, a do wału napędowego podłączono hamulec wodny Froude'a. System prętów umożliwiał połączenie hamulca z nabrzeżem i wykonywanie pomiarów prędkości obrotowej. Łączniki te zamocowane były do obrotowego walca, na



early dynamometer was very primitive, for example the friction would cause the wooden blocks to heat and ignite. Pouring water over the shaft and blocks reduced the friction and hence the torque reading, clearly something better was required, but from the late 1700's to the mid 1800's this type of device was used for large low speed high torque steam engines. It is worth noting at this stage, that today when very low torques at very

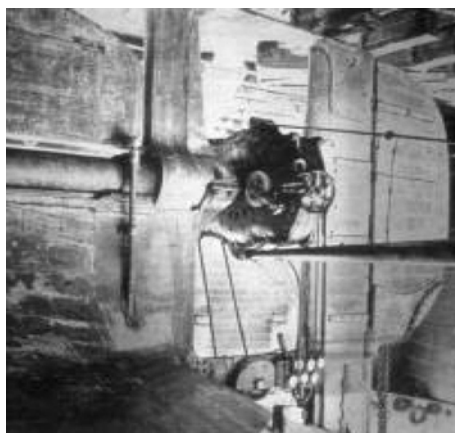
low speeds need to be monitored (for example 700 rev/min, 10 BMEP psi) a similar device is attached to the propeller shaft in order to ensure constant resistance to rotation, this is a requirement for ULEV work with small engines.

With the advent of reasonably accurate spring balances, a more scientific friction brake became popular, but the principle was the same, uncontrolled friction measurement (Fig. 2).

It was not until the famous British Engineer; Mr William Froude introduced his innovative water brake in the 1870's that the power rating of engines could be accurately determined. Mr. Froude who worked with the world famous engineer Isambard Kingdom Brunell (Fig. 3) designed his new dynamometer for the British Navy who wished to determine the shaft power of its warships (Fig. 4)

The ship was moored in a dock. The propeller removed and the Froude dynamometer fitted to the propeller shaft. Rod links to the dockside enabled torque to be controlled and shaft speed monitored and regulated, these shafts were coupled to a rotating drum that produced a speed vs. load chart, the area under the graph being the developed torque. The dry dock was then flooded and the ships engine was run up, the speed and torque measured and thus for the first time ever developed power could be accurately monitored and calculated. An historic moment (*See procedures Institute of Mechanical Engineers, 1877*).

The design of this water brake utilised the shear effect of passing water over a rotating shaft which has cups attached. Situated in a casing surrounding the rotating shaft/cup assembly were position stationary cup placed around the casing directly opposite those rotating elements



k którym rejestrowany był wykres zmian prędkości w funkcji obciążenia. Pole pod krzywą oznaczało rozwijany moment obrotowy. Następnie suchy dok był wypełniany wodą, a silnik okrętu był uruchamiany w celu pomiaru prędkości i momentu. W ten sposób po raz pierwszy mogła być mierzona i kontrolowana moc rozwijana przez silnik. Był to niewątpliwie moment historyczny (patrz: *Procedures Institute of Mechanical Engineers, 1877*).

Takie rozwiązanie hamulca wodnego wykorzystywało zjawisko tarcia w warstwie wody przepływającej wokół wirującego wału z doczeponymi miseczkami. W obudowie znajdowały się nieruchome zagłębienia umieszczone na przeciwno i współpracujące z wirującymi miseczkami (rys. 5).

Zjawisko ścinania w warstwie wody między ruchomymi i nieruchomymi zagłębieniami było źródłem momentu hamującego, znanego z rozwiązań współczesnych. Tego typu hamulec zrewolucjonizował rozwój zarówno silników parowych, jak i spalinowych, i ustanowił na wiele lat standard badań hamownianych. Froude stwierdził, że w celu obliczenia mocy konieczny jest pomiar jedynie dwóch wielkości: prędkości obrotowej hamulca i siły netto na ramieniu pomiaru momentu obrotowego.

Jeśli  $Q$  jest całkowitym rozwijanym momentem, a  $n$  oznacza prędkość obrotową [obr/min], wówczas moc wyrażona w KM równa się  $2 \cdot p \cdot n \cdot Q / 33\,000$ .

Jeśli  $r$  jest czynnym ramieniem hamulca [stopa], a  $W$  obciążeniem wyrażonym w funtach, wówczas:

$$Q = W \cdot r$$

a moc =  $2 \cdot p \cdot n \cdot W \cdot r / 33\,000$ ;

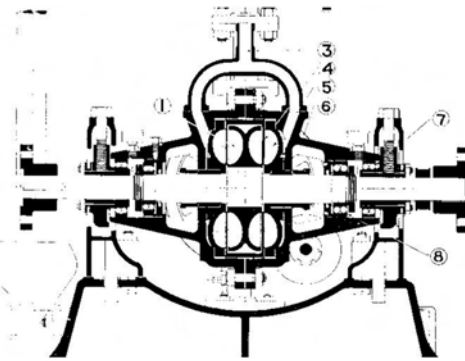
stąd moc BHP =  $n \cdot W / K$  (gdzie  $K$  jest stałą).

Przyjmując odpowiednią wartość  $r$ , np.  $r = 5,252$  stóp, wtedy  $K = 1000$ .

W ten sposób stały się dostępne hamulce silnikowe i rzeczywiście, w okresie między rokiem 1918 a 1939 powstało wiele konstrukcji w dziedzinie hamulców, jak np. hamulec elektryczny Heenan, czy elektrohydrauliczny hamulec Froude do hamowania silników o mocy do 1500 KM. Hamulec powietrzny Heenan-Fell używany był w początkach rozwoju silników lotniczych; urządzenie to wykorzystywało sterowany przepływ powietrza wokół wirnika i kwadratową zależność momentu oporowego od prędkości przepływu powietrza w odśrodkowym wirniku dmuchawy z obciążeniem sterowanym poprzez dławienie przepływu przez dmuchawę. Pomimo dostępności hamulców silnikowych, niewiele jest danych na temat badań silników o zapłonie iskrowym, do których wykorzystywany byłby hamulec Froude'a przed

(Fig. 5).

The shearing effect of the water in the rotating cups against the stationary cups gave the torque absorption characteristics so well known today. This dynamometer design revolutionised engine development both steam, Diesel and gasoline and set the standard for many years to come. In the calculation of BHP from observations, Mr Froude noted that it was necessary to make only two observations: rotational speed of the dynamometer, and the net load on the torque arm.



If  $Q$  = total torque exerted and  $n$  = rev/min [rpm], then: the BHP =  $2 \cdot p \cdot n \cdot Q / 33,000$ .

If  $r$  is the effective radius in feet of the dynamometer arm and  $W$  the net load in lbs, then:

$$Q = W \cdot r$$

Thus BHP =  $2 \cdot p \cdot n \cdot W \cdot r / 33,000$ ; thus BHP =  $n \cdot W / K$  (where  $K$  is a constant).

By making  $r$  a convenient figure e.g.  $r = 5.252$  feet, then  $K = 1000$ .

Thus dynamometers were available, and indeed in the period between 1918 and 1939 many dynamometer developments took place, for example the Heenan Electro-dynamometer and the combined Froude Electro-hydraulic dynamometer for powers up to 1,500 BHP. The Heenan-Fell Air Brake Dynamometer was used for early aircraft engine development; it was a square law device with a centrifugal fan impeller with the load being controlled by limiting the airflow across the device. Whilst dynamometers were available, there where little evidence of any spark ignited internal combustion engines being developed utilizing dynamometer tests prior to 1914, early vehicle engine development tended to rely upon actual road testing conditions, would the vehicle for example ascend a steep hill with a full complement of passengers? (Fig. 6).

The Targa Florio was first raced in 1906, following a bet by Vincenzo Florio that cars could never race around the terrible mountainous roads around Sicilly (Fig. 7).

rokiem 1914. Silniki do pojazdów we wczesnym okresie swojej historii nie były specjalnie badane a testem pozostawała odpowiedź na pytanie, czy dadzą sobie radę w rzeczywistych warunkach drogowych, czyli np. czy samochód wypełniony pasażerami pokona określone wzniesienie? (rys. 6).



Wyścig Targa Florio odbył się po raz pierwszy w roku 1906, jako wynik zakładu Vincenza Florio, który był zdania, że samochody wyścigowe nigdy nie pokonają górzystych dróg wokół Sycylii (rys. 7).

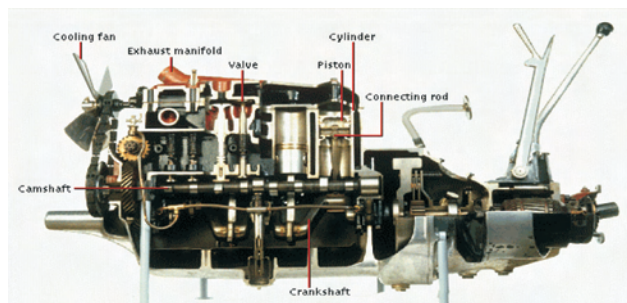
W okresie od 1914 do 1940 roku silniki zmieniły się niewiele pod względem konstrukcyjnym i z dzisiejszego punktu widzenia w owych czasach stanowiły konstrukcję bardzo podstawową (rys. 8). Ulepszono natomiast materiały i sposoby obróbki, dzięki czemu uzyskano znaczący wzrost sprawności. Popularne były wałki rozrządu w głowicy a Bentley miał już w 1919 roku 4 zawory na cylinder. Spotykało się układ z wałkiem wyrównowazającym Lanchester i prowadzono badania nad systemami wtrysku paliwa. Podstawowe rozwiązanie ciągłego wtrysku paliwa opracowano w USA w roku 1935, a w Wielkiej Brytanii firma SU wytwarzała skomplikowany układ wtrysku hydromechanicznego stosowanego do zasilania silników Rolls Royce Merlin wykorzystywanych w myśliwcach Spitfire i niektórych bombowcach w latach 1940-1948.

W tych latach działało wielu znanych inżynierów-silnikowców; w Wielkiej Brytanii byli to: Sir Harry Ricardo, Harry Weslake i Walter Hassan. Sam, jako młody chłopak, miałem zaszczyt pracować zarówno z Wally Hassanem jak i z Harrym Weslakem. Ci dwaj z krwi i kości inżynierowie łączyli swą ogromną wiedzę praktyczną z doskonałością naukową.

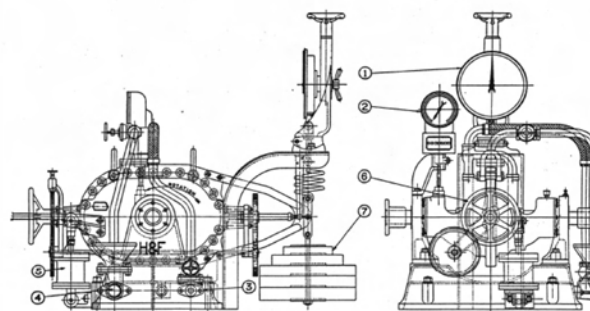
Hamulec wodny Froude wykorzystywany przez marynarkę wkrótce przekształcony został w model Froude DPX, który jest wykorzystywany i produkowany w wielu częściach świata po dziś dzień, rys. 9.

## 2. Silniki wyczynowe w okresie międzywojennym

Aż do 1918 roku technika hamowania silników stosowana była głównie do dużych silników okrętowych i kolejowych. W okresie międzywojennym w Europie i Ameryce Płn bardzo popularne stały się wyścigi samochodowe. Rozwój silników



The engines from 1914 to 1940 changed very little in design concept and were by today's standards very basic units though new materials and machining processes all had a significant effect upon engine efficiency (Fig. 8). Overhead camshafts were common and Bentley had 4 valve cylinder heads in 1919, the Lanchester balancer shaft system is once more popular and some "spit and point" fuel injection systems were being investigated. A basic continuous injection system was being developed in the USA in 1935 and in the UK, SU produced a complex hydro-mechanical fuel injection



system that carburetted some of the Rolls Royce Merlin engines as used in the Spitfire fighter and assorted heavy bomber military aircraft in the period 1940-1948.

There were of course many innovative automotive engineers in this period. In the UK we had Sir Harry Ricardo, Harry Weslake and Walter Hassan, I feel privileged to have worked as a young man for both Wally Hassan and Harry Weslake. Both true knife and fork engineers with a great depth of practical knowledge coupled with academic excellence.

The Froude marine water brake soon evolved into the Froude DPX water brake that is still in operation and indeed is manufactured in many parts of the world to this day, Fig. 9.

## 2. Race engines between the wars

Up until 1918 dynamometer technology was used primarily for large marine engines and locomotives. In the period between the

bardzo przyspieszył tuż przed II wojną światową; pojawiły się sprężarki o dużym stopniu doładowania a także paliwa wyczynowe. Kierunek rozwoju wytyczały silniki lotnicze, a standardowym wyposażeniem hamowni silnikowych czołowych producentów silników pozostawał hamulec typu Froude DPX.

Popularność sportów motorowych rosła i jak można zauważyć, coraz częściej stawały się one obszarem współzawodnictwa między kobietami a mężczyznami. Częstymi zwycięzcami trwających 4 do 6 godzin wyścigów Brooklands były właśnie kobiety. Samochody wyścigowe z tych lat miały silniki o 8 do 12 dm<sup>3</sup> pojemności, umieszczone z przodu wzdłuż pojazdu, wolnoobrotowe z dużym momentem obrotowym, rys. 10. Były to silniki zarówno wolnossące, jak i doładowane (za pomocą dmuchaw napędzanych mechanicznie). Tor w Brooklands odległy o 25 km od Londynu został specjalnie zbudowany do wyścigów i z czasem stał się Mekką sportu motorowego i centrum rozwoju lekkich samolotów wyczynowych (rys. 11).

Sporty motorowe były rozrywką ludzi zamożnych, były także okazją do rywalizacji bogatych kobiet z mężczyznami, jak to można zauważyć na fotografii z roku 1921 (rys. 12, 13). Przez cztery lata, między 1927 a 1929, pisarka i działaczka społeczna Barbara Cartland dzierżyła rekord jednego okrążenia ustanowiony na doładowanym Bentley'u.

two World wars, 1918 to 1939 motor sport became increasingly popular in Europe and North America. As Europe moved closer to the Second World War, the rate of development increased dramatically, with high-pressure superchargers and complex high-energy fuel chemistry. Aircraft engines led the way and dynamometers all based upon the Froude DPX base design were the standard equipment used by all engine manufactures.

The popularity of Motor-sport grew and as can be seen, it proved to be an area where in women could compete on a level playing field with men. Women frequently won the Brooklands reliability trials that were an out and out race over 4 to 6 hours. The race cars of this era, tended to have engines of 8 to 12 litres capacity, they were front engined, inline, slow revving high torque units, Fig. 10. Both normally aspirated and supercharged (Blowers). The Brooklands purpose built high speed banked circuit and airfield situated some 15 miles due south from the centre of London became a Mecca for motor-sport and the development of high performance light aircraft (Fig. 11).

Motor-sport was a rich mans sport, but it gave an outlet for rich young ladies to compete with men as can be seen from this 1921 photograph of a 4 hour reliability trial (Fig. 12, 13). For two years 1927 to 1929, the lady novelist and socialite Barbara Cartland held the outright lap speed record



Boksy obsługi technicznej w tych latach były miejscem bardzo niebezpiecznym, jak to widać na fotografii z roku 1930, na której Maserati napełniane jest paliwem z kanistra a okolice oblegane są przez atrakcyjne młode damy (rys. 16).

Badania silników były traktowane coraz poważniej, a dla wielu krajów zwycięstwo w wyścigach było przedmiotem narodowej dumy. Hamulec konstrukcji Froude'a, lub podobne, wykorzystywany był coraz szerzej przez współzawodniczące zespoły. Należy tu pamiętać, że był to okres szybkiego rozwoju silników spalinowych: od roku 1924 powszechnie stosowano podwójne wałki rozrządu w głowicy i półkulistą komorę spalania, a niezawodne sprężarki dostarczały ładunek pod ciśnieniem 2 do 3 atmosfer (ok. 2-3 bar, przyp. red., rys. 18). Doładowany samochód wyścigowy Austin 7 (712 cm<sup>3</sup>) Freddiego Dixona przez krótki okres był najlepszy w świecie (rys. 19).

Jakich narzędzi używali inżynierowie w tych czasach do ulepszania swych konstrukcji?

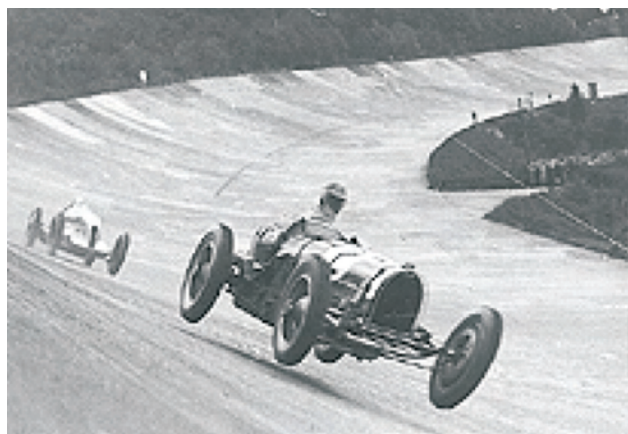
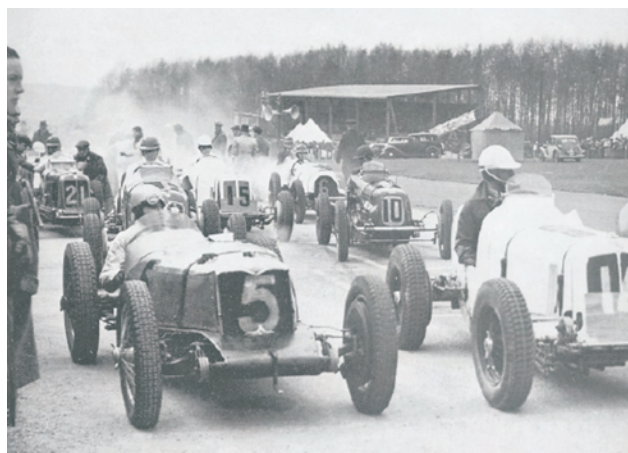
– Wskaźnik Bourdona (rys. 20) do pomiaru temperatury.

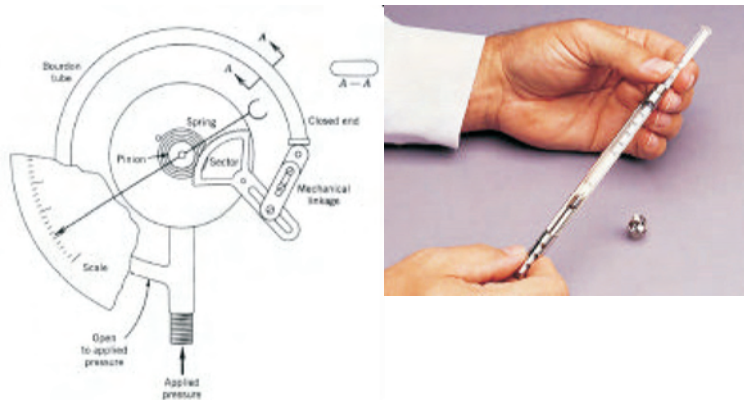
Jeden koniec rurki miedzianej o średnicy zewnętrznej 4 mm przymocowany jest do zbiornika wypełnionego woskiem a drugi współpracuje ze wskaźnikiem. Ze wzrostem temperatury, wosk się rozszerza, co powoduje wzrost

in a blower Bentley.

The pit area in this era were very dangerous places to work as this photograph of a 1930 Maserati shows, note the fuel filling system and of course the glamorous young ladies on the pit wall (Fig. 16).

Engine testing began to be taken more seriously and for many countries winning became a case of national pride, the Froude dynamometer, or near copies of it were being used





extensively by the more competitive teams. One must never forget that this was a period of rapid engine development, twin overhead camshaft high performance hemispherical combustion chambers were universally used from 1924, and superchargers were being developed that gave 2 to 3 atmospheres boost with reliability, Fig. 18. The Freddie Dixon Austin 7 (712 cc) blown Racecar was for a short period a world-beater, Fig. 19.

What were the race engine development engineer's tools at this time?

– The Bourdon Gauge (Fig. 20) for temperature measurement.

One end of a 4 mm outside diameter copper tube was coupled to a capsule filled with wax and the other to the Bourdon tube in the gauge. As the temperature increased, the wax began to expand and the pressure in the tube increased. By means of a basic linkage, a pinion is rotated and a reading indicated on the dial.

– Pressure measurement.

This follows the same principle, but the oil pressure feed to the gauge is connected directly to the main oil gallery via a similar length of copper tubing. With both these applications, the accuracy was suspect, and the time delay to full deflection significant.

With his water brake, the engineer could measure torque at the flywheel, but this was via a spring balance device that tended to oscillate widely. Engine revolutions were measured via a cable or belt driven device off the dynamometer, accuracy  $\pm 25$  rev/min if one was lucky! Pressures were measured via capsule device and temperatures via either a glass bulb thermometer (Fig. 21) or a wax capsule device, which entailed a hysteresis of many minutes. These devices were by to days standards very primitive, but if one were to take time and allow for stabilization, it was possible to obtain repeatable results.

For very small pressure measurements, an inclined manometer was used, normally filled with water and a trace of wetting agent and fluorescent dye.

The TF Maserati that Mike Hawthorne is seen driving in Fig. 22 is typical of the 1938/1939 period when Italy with Maserati and Germany with Auto Union and Mercedes Benz



ciśnienia w rurce. Za pomocą dźwigni odkształcenie rurki zamieniane jest na obrót zębatki i wskazówki na tle skali.

– Pomiar ciśnienia.

Odbywa się zgodnie z tą samą zasadą, lecz ciśnienie oleju w wskaźniku pochodzi bezpośrednio z magistrali olejowej. W przypadku obu tych pomiarów dokładność jest wątpliwa, a opóźnienie osiągnięcia pełnego zakresu jest istotne.

Używając hamulca wodnego można było mierzyć moment obrotowy po stronie koła zamachowego, lecz odbywało się to za pośrednictwem wagi sprężynowej, która miała skłonność do wahań o znacznej amplitudzie. Prędkość obrotową mierzono za pośrednictwem linki lub pasa od hamulca, z dokładnością  $\pm 25$  obr/min, gdy się miało szczęście. Ciśnienia były mierzone poprzez naczynie próżniowe a temperatury przy pomocy termometrów rtęciowych (rys. 21) lub naczynia wypełnionego woskiem, które wykazywały kilkuminutową histerezę.

Zgodnie ze współczesnymi standardami były to urządzenia prymitywne, lecz gdy ktoś poświęcił nieco czasu na stabilizację, możliwe było uzyskanie powtarzalnych wyników.

Do pomiarów bardzo małych ciśnień używano manometrów pochyłych, zwykle wypełnionych zabarwioną wodą z domieszką barwnika fluorescencyjnego.

Maserati TF kierowane przez Mike'a Hawthorne'a widoczne na rysunku 22 to typowy obrazek z wyścigów w latach 1938/1939, kiedy na torach wyścigowych były niepokonane włoskie Maserati i niemieckie Mercedesy oraz samochody Auto-Union. Okres powojenny od 1945 do 1958 roku był okresem wyrzeczeń a – podczas gdy w Europie i Ameryce Płn. tłumy chodziły, aby obserwować zmagania kierowców – samochody zasadniczo pochodziły z okresu przedwojennego. Wyścigi prowadzono w przedwojennych samochodach wyposażonych w ogromne silniki wolnossące i doładowane.

### 3. Czasy silników Cooper i BRM

W Wielkiej Brytanii stowarzyszenie ERA (Angielski Związek Wyścigowy, poprzednik BRM kierowany przez Raymonda Mayesa) rozpoczynało działalność i próbowało rozwijać przedwojenne silniki, czego przykładem jest Alta. Inżynier i przemysłowiec G.A (Tony) Vandervel

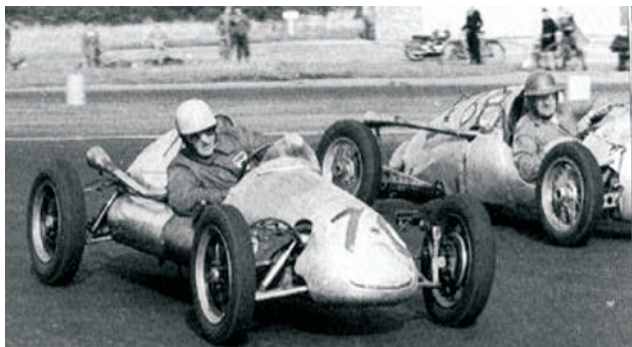
wyprodukował w 1935 roku cynowo-ołowiową panewkę cienkościenną; wcześniej łożyska wszystkich silników były odlewane w kadłubie i pokrywach, po czym w wielu przypadkach po nieodzownej obróbce mechanicznej następowało ręczne skrobanie by osiągnąć możliwie korzystne tolerancje robocze. Aby spopularyzować i rozpowszechnić to rozwiązanie spowodował powstanie słynnego specjalnego samochodu wyścigowego Vanwall.

W roku 1949 eksperymentował z włóknem szklanym i miał swój udział w przygotowaniu samochodu wyścigowego napędzanego silnikiem Ferrari z cienkościennymi panewkami. W roku 1954 zlecił Colinowi Chapmanowi i Mike'owi Costinowi zaprojektowanie własnego samochodu wyścigowego typu T16. W silniku wykorzystano blok cylindrowy silnika Rolls-Royce i głowice silnika motocyklowego Norton. Zrobiono tak, by wyprodukować brytyjski samochód wyścigowy i promować nowy typ łożysk. W międzyczasie BRM (*British Racing Motors*) powołał zespół przemysłowców brytyjskich by zaprojektować i wykonać samochód wyścigowy Formuły 1 mogący konkurować ze światowymi konstrukcjami.

W całym tym okresie przemysł zmagał się ze starą konstrukcją samochodu z silnikiem z przodu. Typowym obrazkiem z tych lat jest młody, lecz obiecujący Stirling Moss za kierownicą samochodu Cooper-Alta z silnikiem umieszczonym z przodu, rys. 23.

Podczas gdy w Europie miały miejsce opisywane zdarzenia, w Stanach Zjednoczonych obok specjalnie konstruowanych samochodów wyścigowych wyposażonych w ogromne silniki i przeznaczonych jedynie do jazdy wokół wyposażonego w bandy toru w Indianapolis, rosnącym zainteresowaniem cieszyły się wyścigi małych samochodów, popularne także w Australii. Tymczasem w Wielkiej Brytanii syn właściciela garażu z Surbiton (koło Londynu) zaczął budować silniki JAP o pojemności 500 cm<sup>3</sup> i montować je z tyłu małych samochodów wyścigowych.

Samochody te cieszyły się sławą łatwo prowadzących się i charakteryzujących się dobrymi osiąganiami. Konstruktorem tym był sławny John Cooper, rys. 25. Silnik JAP 500 cm<sup>3</sup> o mocy 45 KM miał jeden cylinder i pozwalał osiągnąć prędkość 180 km/godz. Całkowita masa samochodu wynosiła tylko 200 kg. Wykorzystano elementy zawieszenia samochodu Fiat i napęd tylnej osi za pomocą przekładni łańcuchowej. Była to konstrukcja prymitywna, ale bardzo efektywna.



were unbeatable. The post war period 1945 to 1958 was one of great austerity, and whilst across Europe and North America the public flocked to witness motor sport events, in the main, the cars raced were those of the pre-war era. Racing initially was made up of pre war large engined vehicles, both aspirated and supercharged.

### 3. The times of Cooper and BRM engines

In the UK ERA (English Racing Associates and the fore runner of BRM with Raymond Mayes at the helm) flew the flag for Britain and attempted to further develop early pre-war engines, typically Alta. G. A. (Tony) Vandervel, a engineer and entrepreneur who produced a lead tin replacement bearing system in 1935; prior to this all engine used white metal that was melted, and poured into moulds in the engine block and bearing caps, after which in many cases after rudimentary machining it was hand scraped to tight running tolerances. To popularise and disseminate this solution he initialised the creation of the famous, special racing car Vanwall.

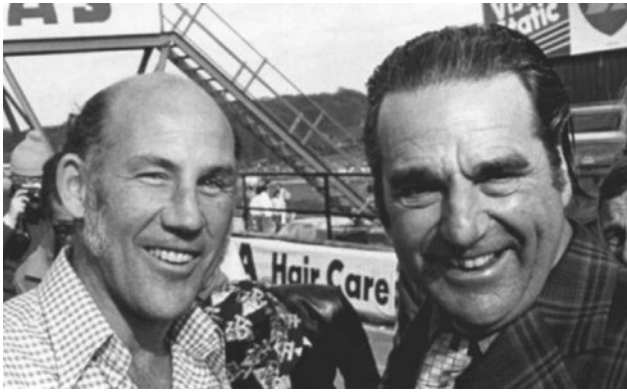
In 1949 he experimented with fibreglass and produced his thin wall special Ferrari powered racing cars. In 1954 he commissioned Colin Chapman and Mike Costin to design his own type T16 racecar. The engine used a Rolls Royce bottom end coupled to Norton motorcycle cylinder heads. This work was done to produce a British racing car and to promote his new bearings. Mean while BRM (British Racing Motors) brought together a team of British Industrialists to fund the design and manufacture of a world beating Formula 1 racing car.

Through out this period, while the industry struggled on with front engined old engine designed cars. The picture of a young but forceful Stirling Moss in a front engined Cooper-Alta is a typical example, Fig. 23.

Whilst these developments were taking place in Europe, in the USA in addition to the very large engined specialist race cars designed solely to run round a banked circuit at Indianapolis, a growing popular form of racing was midget car racing which was also very popular in Australia. In the UK at this time, a garage owner's son from Surbiton (London) was building 500 cc JAP engines and fitting them into the rear of midget cars.

These cars were renown for there great handling and all round performance. The instigator was the famous John

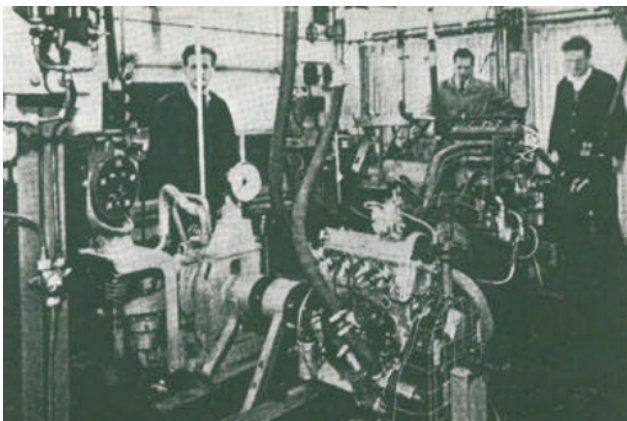




Wkrótce zaczął budować większe samochody, również z silnikiem umieszczonym z tyłu, co było konstrukcją na tyle udaną, że stworzyła standard na wiele lat, rys. 26.

W ciągu tych lat badania silników były zajęciem niebezpiecznym a hamulce wodne typu Froude DPX stanowiły rozwiązanie powszechne. W placówkach zatrudniających więcej pracowników mogło się zdarzyć, że o określonych porach dnia, kiedy np. pracownicy myli ręce, ciśnienie wody spadało a silniki zaczynały pracować z większą prędkością, co prowadziło do ich rozbiegania się.

Jak można sobie wyobrazić, zdejmowanie charaktery-



styki pełnej mocy czy jakiegokolwiek inne badanie nad rozwojem silników było bardzo pracochłonne i często bardzo niebezpieczne w nieosłoniętych stanowiskach badawczych, oczywiście było wykonywane wyłącznie ręcznie i przez zahartowany w boju personel. Wszystkie odczyty rejestrowane były ręcznie na specjalnych formularzach, gdzie zapisywano ciśnienia, temperatury, prędkość i obciążenie. Na zdjęciu z rys. 27 można zauważyć, że jednocześnie badano wiele silników w jednym pomieszczeniu. Hałas był nie do zniesienia.

Niektóre laboratoria były jeszcze gorsze i bardzo niewygodne. W laboratorium badawczym BRM w Bourne



Cooper, Fig. 25. A JAP 500 cc 45 BHP single cylinder engine gave a top speed of 180 km/h. The total weight of the car was 200 kg. Fiat suspension components were used with a solid chain driven rear axle. Primitive in the extreme but very effective. He soon built a larger car also rear engine and it was so successful that the trend was set for all time, Fig. 26.

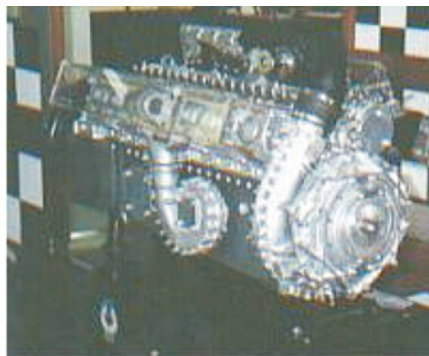
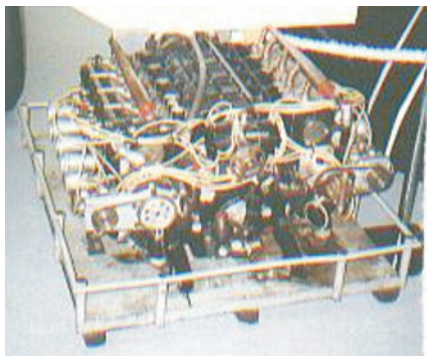
Through out this period, engine testing was a hazardous exercise; the Froude DPX style water brakes were virtually a universal choice. In organisations with a large staff, at certain key times of the day the water pressure would fall rapidly when the staff were washing their hands, and the engine run away and over rev.

As can be imagined, completing a power curve or indeed undertaking any development work was very labour intensive and was often a dangerous job working in open shops beside the engine, certainly hands on and not a job for the faint hearted. All readings taken by hand written down on a test sheet, pressures, gauge and manometer, temperature, speed and load all to be noted. It can be seen from the Fig. 27 that a number of engines were all being worked upon at the same time. The noise was mind numbing.

Some test facilities were worse than this and were very uncomfortable. At the BRM facility in Bourne UK the primary dynamometer test shop was an iron sheeted ex USA military building with out walls to the front and rear. At the rear of the building was a large engine driving through a pulley and widely flapping drive belt system, an aircraft propeller, this forced air through the building over the engine and of course the engineer and test technicians. In the winter this was less than ideal.

BRM produced two highly complex units the H16 and the V16, Fig. 28. The materials and indeed the machining capability were not able to produce the designed power and reliability.

They were highly complex power units but with only very primitive test instrumentation to develop them. A more simple reliable power unit was required. The Late Walter Hassan and Harry Mundy designed a 2.5 litre 4 cylinder engine with double overhead camshafts and a hemispherical combustion



podstawowe stanowisko hamulcowe znajdowało się w blaszanej hali pozbawionej ścian szczytowych, która była pozostałością po wojskach amerykańskich. Na tyłach hali umieszczono wielki silnik napędzający śmigło lotnicze za pośrednictwem systemu pasów wywołujące intensywny przepływ powietrza zarówno wokół silników jak i obsługi, co szczególnie w zimie nie było rozwiązaniem komfortowym.

BRM wyprodukowało dwie bardzo zaawansowane jednostki: H16 i V16, rys. 28. Jednak materiały i możliwości obróbki nie były w stanie zapewnić zakładanej mocy i niezawodności. Były to bardzo złożone konstrukcje, ale do ich rozwoju dysponowano jedynie bardzo prymitywnym wyposażeniem stanowisk badawczych. W związku z tym potrzebna była jednostka dużo prostsza. Walter Hassan i Harry Mundy zaprojektowali 2,5 litrowy, 4-cylindrowy silnik z dwoma wałkami rozrządu w głowicy i półkulistą komorą spalania; ta genialnie prosta konstrukcja zaczęła wygrywać wiele wyścigów Grand Prix a choć początkowo maksymalna moc była dużo mniejsza niż u konkurencji, jednak charakteryzowała się korzystnym przebiegiem krzywej momentu obrotowego. Silniki te montowane były z tyłu samochodów Cooper i pozwoliły na wiele zwycięstw późniejszych kierowców stajni Cooper: Jacka Brabhama i Bruce McLarena (rys. 29).

#### 4. Początki silników Formuły

##### 1

Gdy wprowadzono nowe przepisy Formuły 1: 1,5-litrowy silnik bez doładowania spalający standardowe paliwo, pojawiła się potrzeba skonstruowania nowego silnika. Coventry Climax wyprodukował na potrzeby badawcze 4-cylindrowy silnik o pojemności 750 cm<sup>3</sup> do badań jako 50% silnika V8, rys. 30.

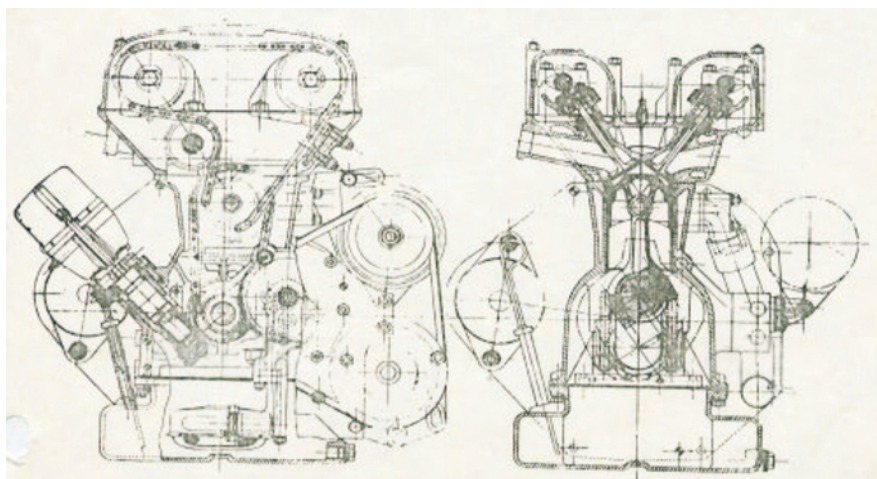
Silnik ten okazał się fantastyczną jednostką badawczą, w którym szeroko eksperymentowano z zasilaniem gaźnikami Amal, Weber i wtryskiem paliwa systemu Tecalemit. Pomiar zużycia paliwa odbywał się za pomocą miernicy szklanej i

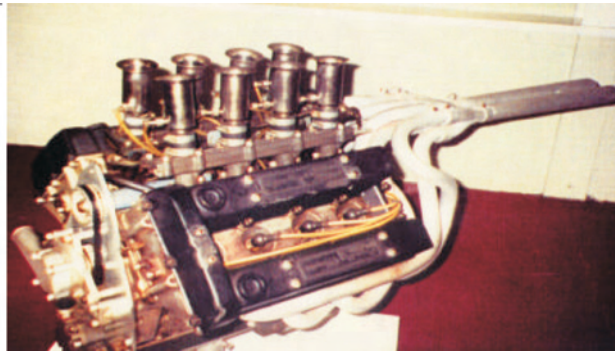
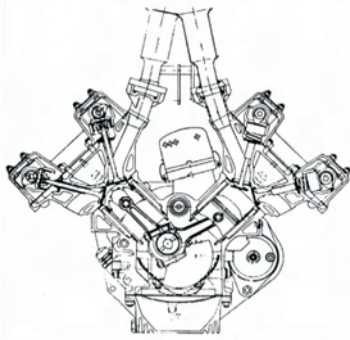
chamber; this intrinsically simple design went on to win many Grand Prix races, initially the maximum power of these engines was far inferior that claimed by the opposition but they had a very strong torque curve. These engines fitted to the rear engined Cooper produced a winning combination for the then Cooper drivers: Jack Brabham and Bruce McLaren, Fig. 29.

#### 4. The beginning of Formula 1 engines

When the new Formula 1 regulations came into being: 1.5 litre normally aspirated, running on standard pump grade petrol, a new generation of engines was required. Coventry Climax produced an experimental 750 cc 4 cylinder to test as 50% of a V8, Fig. 30.

This engine proved to be a fantastic test vehicle where in many aspects of carburetion were experimented with Amal Carburetors, Weber Carburetor and Tecalemit petrol injection equipment. Fuel measurement was via glass burettes and a stopwatch, and in conjunction with Amal some rudimentary electronic measuring was undertaken. Waveform manometers were used for the induction and exhaust





manifold development. The engine produced 765 BHP (over the magic 100 BHP/litre which the earlier FPF 1.5 litre version had just achieved) and the decision was made to produce a V8 1.5 litre version, Fig. 31.

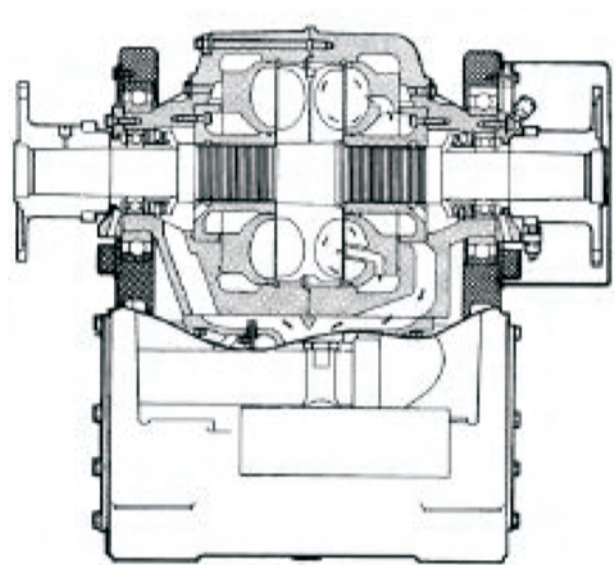
To meet the demands of this engine, a new dynamometer was required that had faster response and lower inertia, the Schenck U 16 h machine was se-

stopera, a we współpracy z Amalem zaczęto wprowadzać pierwsze rozwiązania pomiaru elektronicznego. Do badań kolektorów dolotowych i wydechowych stosowano manometry z falowymi kształtami naczynia pomiarowego. Silnik rozwijał moc 765 KM (powyżej magicznej granicy 100 KM/dm<sup>3</sup>, osiągniętej przez wcześniejszą wersję 1,5 litrowego silnika FPF) i zdecydowano o produkcji silnika V8 w wersji 1,5 dm<sup>3</sup>, rys. 31.

By sprostać wymaganiom tego silnika potrzebny był nowy hamulec o mniejszej bezwładności i szybszej odpowiedzi na zadane warunki pracy: wybrano do tego celu model U 16 h firmy Schenck, rys. 32.

W procesie rozwoju tego silnika liczba zaworów przypadających na cylinder wzrosła z 2 do 4 (jak w Bentley'u z roku 1919 opracowanym przez Hassana). Bez osiągnięć dzisiejszej techniki przyjęto wiele błędnych założeń dotyczących rozchodzenia się płomienia. Daszkowa komora spalania wymagała dużego wyprzedzenia zapłonu, czego wówczas nie znano, około 48° przed GMP dla wszystkich prędkości ponad 8500 obr/min. Ostateczną konstrukcją z tej rodziny silników F1 był 16 cylindrowy silnik leżący.

W okresie między rokiem 1961 a 1965 prędkość obrotowa silników wzrosła z 8500 obr/min do 12 000 obr/min, co stało się źródłem szeregu problemów dla konstruktorów,



lected, Fig. 32.

In the course of the development of this engine, the number of valves per cylinder was increased from 2 to 4 (as per the 1919 Bentley design that Hassan worked on). Without the advantage of the technology that we have today many incorrect assumptions were made with regard to flame propagation. The penthouse combustion chamber required a significant degree of ignition advance that was unknown before, some 48° crankshaft of ignition advance at all speeds over 8,500 rev/min. The final F1 engine in this family was a 16 cylinder flat engine.

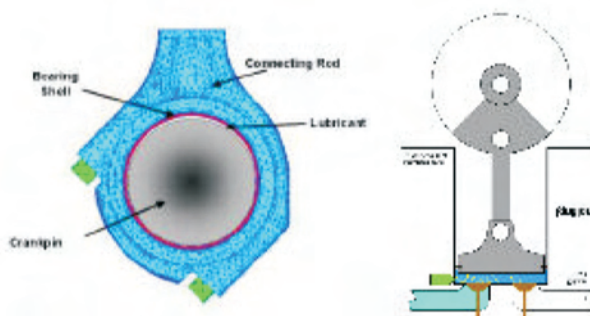
In the period 1961 to 1965 the rotational speed of the engines increased from 8,500 rev/min to 12,000 rev/min, and this caused a number of problems for the development engineer, Fig. 33.

Tribology: lubrication of the bear-

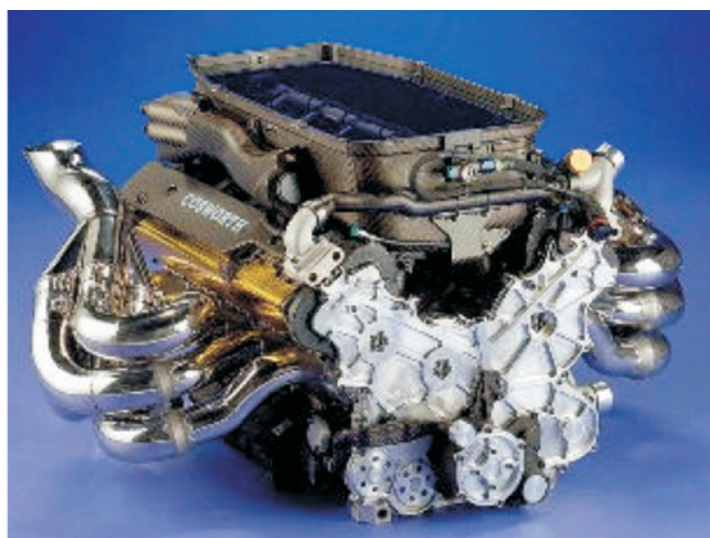
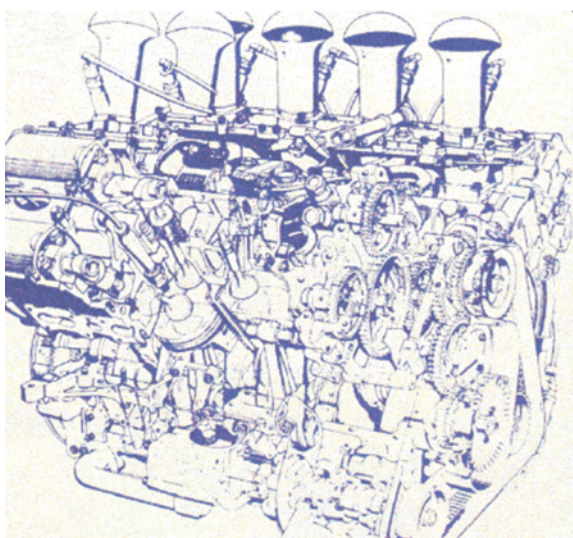
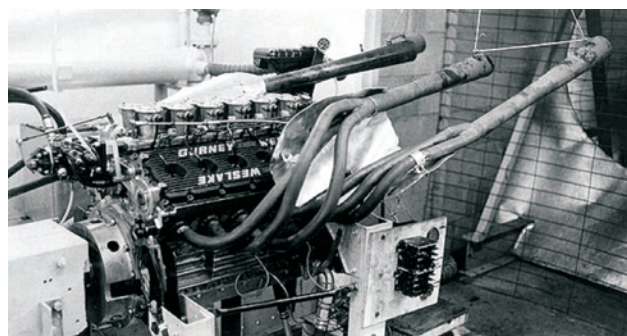


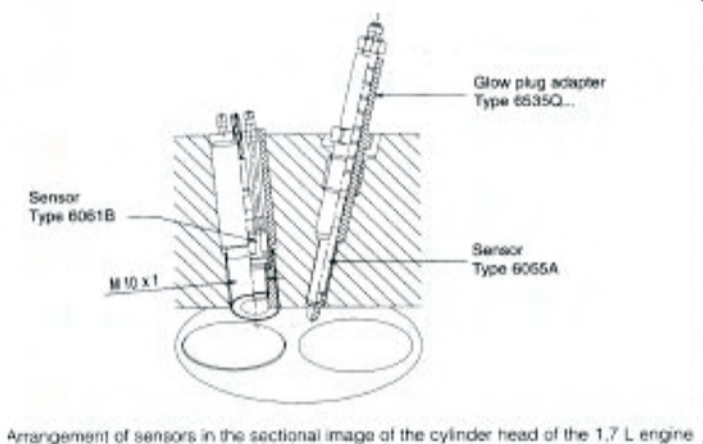
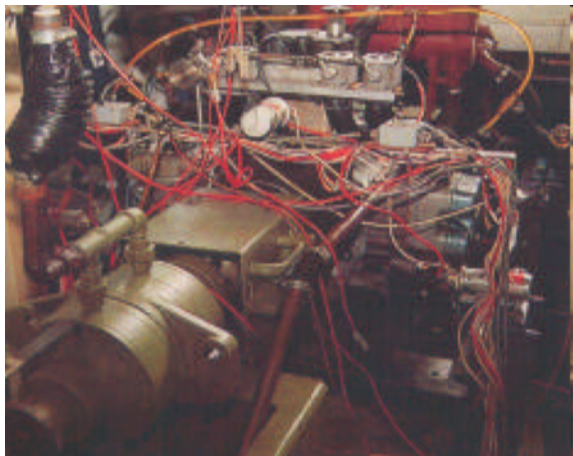
rys. 33.

Tribologia: smarowanie powierzchni roboczych łożysk stanowiło istotny problem w związku z dużymi siłami bezwładności działającymi w suwach pozbawionych zapłonu. Aż do lat 60-tych prędkości obrotowe silników rzadko przekraczały 7000 obr/min, co pozostawiało odpowiednio dużo czasu na wymieszanie i spalenie mieszanki. Ze wzrostem prędkości gęsta mgła olejowa w skrzyni korbowej zaczęła stanowić przeszkodę, na pokonanie której potrzebna była odpowiednio duża siła by obrócić wał korbowy z korbowodami. Bez oprzyrządowania i wiedzy, jaką dysponujemy obecnie, konstruktorzy mieli związane ręce. Kiedy Cooper Climax zniknął z horyzontu, jego miejsce zajęły inne silniki. Harry Weslake i Tim Wall – główny mechanik zakładów Dana Gurneya, rys. 34 – skonstruowali bardzo nowoczesny silnik Gurney Weslake, rys. 35. Silnik ten po raz pierwszy testowano w laboratoriach Tecalemit w Plymouth w 1966 roku. Proszę zauważyć, że ciągle nie było termopar, czujników ciśnienia czy automatycznej rejestracji danych – fa-



ing surfaces due to the high inertia of the non firing stroke became a problem, and up until the 1960's engine speed rarely exceeded 7,000 rev/min, at this speed there was a lot of time for mixing and burning of the mixture. As engine speeds increased, the oil mist within the crankcase became a problem and the power required to push the crankshaft and rods through a dense oil mist was significant. With out the instrumentation and the knowledge we have to day, the development engineer's hands were tied. As Coventry Climax dropped out of the picture others moved up. A very innovative engine was the Gurney Weslake (Fig. 34) designed by Harry Weslake and Tim Wall, Dan Gurneys chief mechanic. This engine was first run at the Tecalemit facility in Plymouth





Arrangement of sensors in the sectional image of the cylinder head of the 1,7 L engine

scynujące czasy.

Przepisy Formuły 1 się zmieniły i dopuszczały udział 3 litrowych silników wolnossących i 1,5 litrowych silników doładowanych.

Większość producentów poświęciła wiele czasu i wysiłku na doładowanie dotychczas używanych silników 1,5 litrowych natomiast Keith Duckworth i Mike Costin zwrócili się do firmy Ford z prośbą o finansowanie nowego projektu silnika 3 litrowego, oznaczonego później jako DFV, rys. 36. Stał się on jedną z najlepszych konstrukcji w historii F1.

W tych czasach inżynier zajmujący się rozwojem konstrukcji dysponował wieloma udogodnieniami, które były mu wielce pomocne. Powszechnie dostępne były już termopary, produkowano także przetworniki do pomiaru ciśnienia w cylindrze, a najważniejsze, że pojawił się komputer i zajął swoje miejsce w sterowni hamowni silnikowej. W ten sposób inżynierowie dysponowali podstawowym zestawem przyrządów do rejestracji danych i pewnego rodzaju sterowania silnikiem, rys. 37.

## 5. Współczesne badania silników wyczynowych

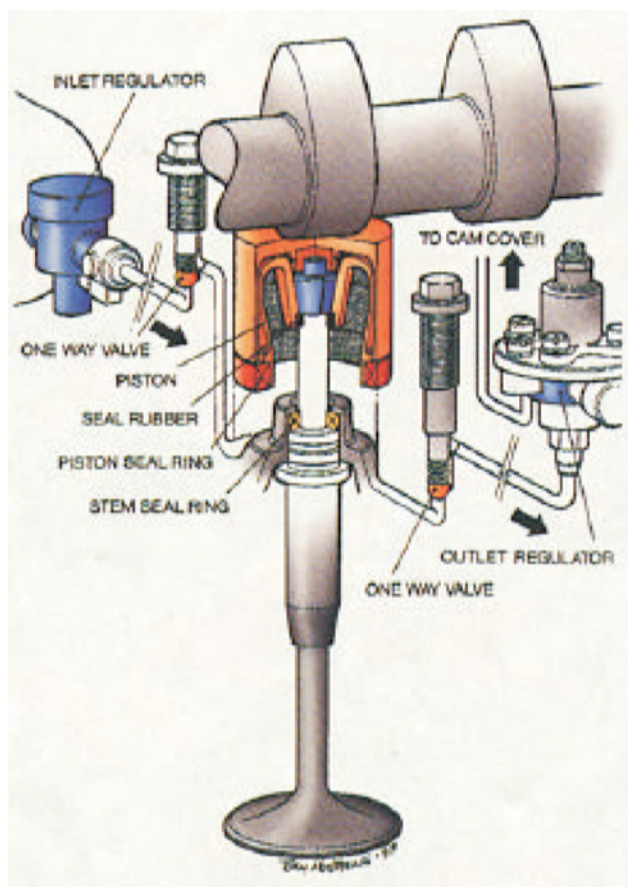
Czy dzisiejsze silniki rozwijające moc 900 KM i pracujące z prędkością 20000 obr/min są rzeczywiście tak dobre? Maksymalną moc tego rzędu rozwijał silnik DFV z roku 1967. Obserwowana jest prawidłowość, że mierzone średnie ciśnienie użyteczne spada wraz ze skróceniem okresu przeznaczanego na spalanie. Wewnętrzne straty wzrastają czterokrotnie z podwojeniem prędkości obrotowej. Wentylacyjne straty mocy są tak duże, że w celu zmniejszenia oporów spowodowanych mgłą olejową skrzynię korbową dzieli się na dwie oddzielne przestrzenie. Przy prędkości 12 000 obr/min pojawia się siła 7 ton działająca wzdłuż korbowodu i podobna podczas ruchu tłoka w przeciwnym kierunku. Jak zawory mogą działać przy takiej prędkości, rys. 38?

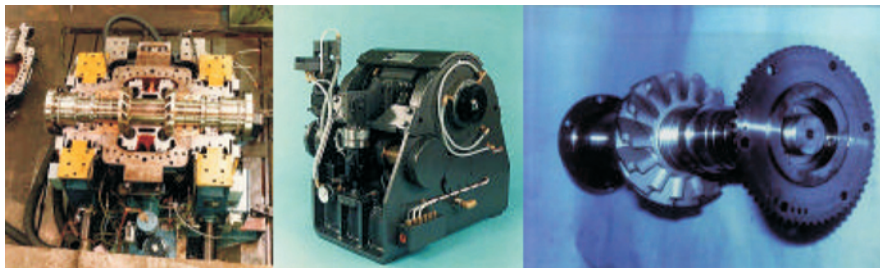
Hamulce służące do obciążania silników musiały nadążać za tak znacznym wzrostem prędkości obrotowych. Obecnie Froude dysponuje konstrukcją zdolną pochłonąć moc 2500 KM przy prędkości 30 000 obr/min z dokładnością określenia momentu obrotowego 0,25%, rys. 39.

in 1966. Note there were still no thermocouples, no pressure transducers and no automatic data logging, exciting times.

The regulations changed for Formula 1 and now requirement was for a 3 litre normally aspirated engine or a 1.5 litre engine supercharged/turbocharged.

Most manufacturers spent much time and effort trying to supercharge last years 1.5 litre engines, but Keith Duckworth and Mike Costin went to Ford and asked for financial backing for a new design 3 litre engine, the DFV, Fig. 36. This become the most successful engine in F1 history.





At this time the Automotive Research engineer had a number of developments that helped enormously, Thermocouples became readily available, in cylinder pressure transducers were being produced and most importantly the computer had arrived and was sitting in the dynamometer control room. The engineer had rudimentary data acquisition for the first time and some sort of control, Fig. 37.

Chemicalny skład paliwa może powodować istotne różnice w rozwijanej mocy i – aby zapewnić jednakowe warunki pomiaru – został opracowany spektrometr do analizy składu paliw i olejów, rys. 40.

Ponieważ pomiar zużycia paliwa wykonywany na bieżąco podczas badań silnika ma pierwszorzędne znaczenie, wykorzystano układ wykorzystujący do tego celu efekt drgających rurek Coriolisa, rys. 41.

Pomiar ciśnienia w cylindrze oraz odczyty wartości prędkości obrotowej umożliwiają inżynierom odtworzenie warunków pracy silnika na torze wyścigowym w warunkach hamownianych, szczególnie jeśli chodzi o zmienność kolejnych cykli i prędkość spalania przy szybkościach obrotowych rzędu 18 000 obr/min (silniki samochodów F1 obecnie mają 10 cylindrów). Wykorzystanie lasera do badań przezroczystych modeli wydatnie przyczyniło się do pogłębienia wiedzy na temat tworzenia mieszanki i spalania a obserwacja szybkiego wypływu spalin umożliwia zauważenie różnic pomiędzy cylindrami.

Do badań współczesnego silnika samochodu rajdowego WRC hamulec powinien charakteryzować się następującymi

### 5. Today race engine testing procedures

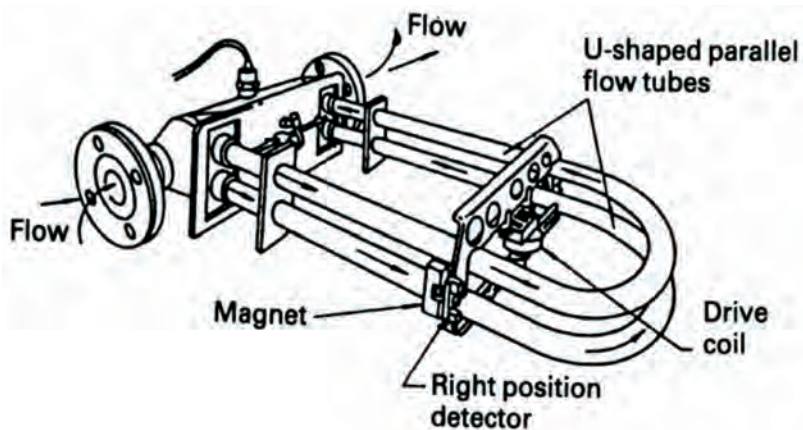
Which nearly brings us up to date, are the 900 BHP engines running at 20,000 rev/min really so good? Its peak power bmep is roughly equal to that of the 1967 DFV. The trend is that bmep falls as the combustion event has a correspondingly short time to take place. Internal losses quadruple with the doubling of the running speed. Windage is such a problem that the crankcase is divided into separate chambers to reduce the total oil mist. At 12,000 rev/min there are 7 tons force going up the con rod with a similar sum on the return stroke. How do the valves operate at this speed, Fig. 38?

Engine dynamometers have to keep place with this huge increase in speed, and now Froude have a machine that will absorb 2,500 BHP at a rated speed of 30,000 rev/min. with torque accuracy of 0.25%, Fig. 39.

The chemical composition of the fuel made a significant difference to the power developed, and to ensure that all entries had the same fuel specification a fuel and oil spectrometer was developed, Fig. 40.

The measurement of fuel used whilst under test with in the test cell became of crucial importance and a system utilising the “Coriolis” effect of vibrating tubes was adopted, Fig. 41.

In cylinder pressure measurement, and high speed data logging has enabled the engineer to replicate on circuit conditions on the test bed, cyclic variability and burn rate measured for each cylinder at speeds up to 18,000 rev/min (F1 engines to day have 10 cylinders). Laser work with trans-



parametrami:

Maksymalna prędkość obrotowa 10 000 obr/min;

Maksymalny moment 1000 N·m;

Gradient prędkości: 10 000 obr/s;

Symulacja cyklu do 10 Hz;

Standardowy zestaw do zbierania danych: 96 kanałów o częstotliwości 50 Hz;

Dodatkowy zestaw do szybkiego zbierania danych: 16 kanałów o częstotliwości 10 GHz;

Indykowanie ciśnienia w cylindrze: co 0,05° OWK.

Pomieszczenie hamulca zwykle ma wymiary 3,8 m szerokości, 6 m długości oraz 4,5 m wysokości oraz jest akustycznie i mechanicznie odizolowane od pomieszczenia hamowni, rys. 42.

Ze względu na poziom obciążeń i ograniczoną żywotność dzisiejszych silników F1, konieczne jest opracowanie specjalnych programów wykonywania charakterystyk, a typowe badanie może przebiegać jak podano w tablicy 1.

Następnym krokiem po procesie docierania jest wykonanie charakterystyki pełnej mocy, która jednak kończy się przed osiągnięciem maksymalnej prędkości. Wykorzystuje się ją do regulacji współczynnika nadmiaru powietrza, wyprzedzenia zapłonu, kontroli ciśnienia oleju itd. Czas poświęcony na tego typu badania należy ograniczyć do minimum by jedynie uzyskać dynamiczną stabilizację rejestrowanych parametrów.

Następnie wykonuje się znowu charakterystykę zewnętrzną, tym razem osiągając prędkość maksymalną. Otrzymuje się w ten sposób krzywą charakterystyczną dla określonego silnika zanim zostanie dobrana do konkretnego toru wyścigowego. Zarejestrowane wartości parametrów mechanicznych i elektrycznych zostają uporządkowane i przypisane do danego silnika.

Wykresy zmian dawki paliwa i kąta zapłonu zwykle oparte są na mapie gęstości prędkości, w której ustawienia zapłonu i dawki paliwa wynikają z prędkości i otwarcia przepustnicy. Dane pochodzące z wzorcowania przedstawia się zwykle w postaci wykresów trójwymiarowych. Typowa mapa uwzględniająca dane nt. prędkości i położenia przepustnicy podzielona jest siatką 24x24 punktów pomiarowych (w sumie 576 punktów). Dla każdego z tych punktów odpowiednio dopasowywane są wartości współczynnika

parent engines greatly adds to the knowledge of combustion and fuel air mixing, and high speed gas emission monitoring enables one to differentiate between cylinders.

When testing a current World Rally Championship en-

| Prędkość obrotowa, obr/min/ Speed, rev/min | Moment obrotowy, N·m/ Torque, Nm | Czas pracy, min/ Time, minutes |
|--|----------------------------------|--------------------------------|
| 3500                                       | 60                               | 10                             |
| 5000                                       | 80                               | 10                             |
| 6500                                       | 100                              | 10                             |
| 8000                                       | 150                              | 7                              |
| 9500                                       | 250                              | 5                              |
| 11000                                      | 300                              | 5                              |
| 15000                                      | 500                              | 2                              |

gine, the dynamometer specification is significant:

Maximum speed 10,000 rev/min;

Maximum Torque 1,000 Nm;

Speed gradient 10,000 rev/sec;

Cycle simulation to 10 Hz;

Standard data acquisition 96 channels at 50 Hz;

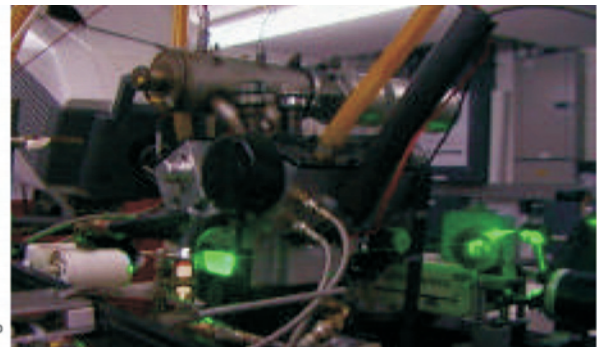
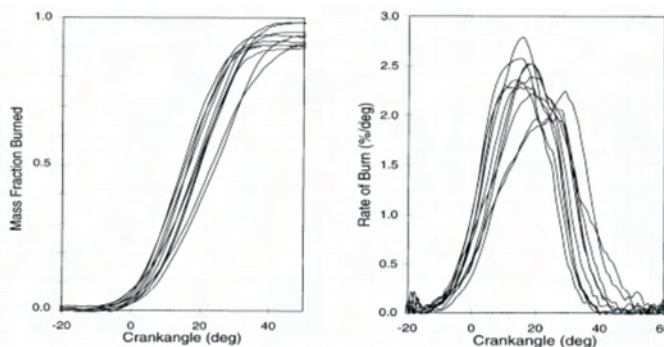
Additional high speed data acquisition 16 channels at 10 GHz;

Cylinder pressure indication 0.05 degree crankshaft angle.

The dynamometer cells tend to be in the region of 3.8 metre wide, 6 metre long and 4.5 metre high, they are acoustically and mechanically isolated from the control room, Fig. 42.

Due to the high stress levels and limited life of a F1 engine today, they require specific programs for run in and power curves, a typical break in cycle would be, as shown in Table 1.

The break in would be followed by a preparatory power curve, this is terminated below maximum speed. It is used to enable adjustment of fuel/air ratio, spark advance, oil pressure check etc. The time spent on this test is kept to a minimum, just sufficient to guarantee dynamic stabilisation





of the monitored parameters. A full power check then takes place and the engine is run up to its maximum speed. This is the official curve that characterises the engine before being released for any particular circuit. The values of the mechanical and electrical parameters are collated and attached to the engine.

Fuel and ignition mapping is usually based upon a speed density system where both the spark and fuel calibrations are based on engine speed and throttle opening. Three-dimensional look up tables are used to store the calibration data. Typically the engine speed-throttle plan is divided into a matrix of 24x24 test points (576 points). At each test point, fuel/air ratio and spark are adjusted for best torque and smooth running.

At high engine speeds, the losses due to wind age within the crankcase can be significant, also when pulling over 3.5 g unusual things can take place with the oil in the crankcase and dry sump system. Oil management and blow-by both receive a great deal of attention.

Mathematical modelling plays a very important part in the design and development of these very highly stressed engines, it is important however to remember what was done in the past and have a basic understanding as why various designs were either successful or deemed to be a total failure. It is also worth looking back and calculating the BMEP at maximum power of a typical F1 engine of 1965 and comparing it with an engine of 2005. The 2005 engine has only a 10% increase in BMEP.

nadmiaru powietrza i kąta wyprzedzenia zapłonu zapewniające możliwie najlepszy przebieg krzywej momentu i płynną pracę.

Przy dużych prędkościach silnika straty wentylacyjne w skrzyni korbowej mogą być znaczne. Duże przyspieszenia (rzędu 3,5 g) zmuszają do stosowania systemu suchej miski olejowej. Z tego względu smarowanie i przedmuchy do skrzyni korbowej muszą być wnikliwie analizowane.

Bardzo istotną rolę w pracach nad wysilonymi silnikami odgrywa modelowanie matematyczne. Należy jednak pamiętać

*Artykuł recenzowany*

## Skróty i oznaczenia / Abbreviations and Nomenclature

BHP – konie mechaniczne KM / Brake Horse Power

BMEP – średnie ciśnienie użyteczne / Brake Mean Effective Pressure

HMS – statek Jej Królewskiej Mości / Her Majesty Ship

psi – funt na cal kwadratowy / pound per square inch

ULEV – pojazd o ultraniskiej emisji / Ultra Low Emission Vehicle



Kazimierz LEJDA\*

## Systemy wtryskowe szybkoobrotowych silników wysokoprężnych i tendencje ich dalszego rozwoju

Aktualny rozwój motoryzacji jest uwarunkowany minimalizacją negatywnych skutków w odniesieniu do otaczającego środowiska. Wynika to nie tylko z ograniczeń odnośnie limitów zwizków szkodliwych w spalinach wprowadzanych przez kolejne normy, ale również gwarantuje sukces rynkowy danego pojazdu. Przeprowadzone badania preferencji klientów salonów motoryzacyjnych w krajach UE potwierdziły, że przy kupnie samochodu osobowego kierują się głównie bezpieczeństwem ekologicznym oraz bezpieczeństwem użytkownika w warunkach ruchu drogowego. Dopiero dalsze miejsca zajmują takie kryteria, jak osiągi i trwałość, które dotychczas były dominujące.

Analiza kierunków rozwoju tłokowych silników spalinowych wskazuje wyraźnie, że dominującą konstrukcją staje się silnik o zapłonie samoczynnym, z bezpośrednim wtryskiem paliwa i doładowany turbosprężarką o regulowanej geometrii. Silniki te wykazują dobre wskaźniki pracy, znaczne wartości sprawności ogólnej oraz właściwości ekologiczne korzystniejsze niż silniki o zapłonie iskrowym.

Uzyskanie pożądanych wskaźników eksploatacyjnych przez silnik wysokoprężny w dużym stopniu zależy od zastosowanych w tych silnikach systemów wtryskowych. Treścią artykułu są charakterystyki układów wtryskowych montowanych do współczesnych szybkoobrotowych silników o zapłonie samoczynnym, stanowiących jednostki napędowe samochodów osobowych. Opisano układy sterowane elektronicznie z pompami rozdzielcowymi, z indywidualnymi zespołami wtryskowymi oraz z zasobnikiem ciśnienia. Określono ponadto wymagania stawiane systemom wtryskowym.

Słowa kluczowe: szybkoobrotowy silnik wysokoprężny, systemy wtryskowe, wtryskiwacz, pompa wtryskowa, elektroniczne sterowanie

### Injection systems of high-speed diesel engines and development trends

Current development of automotive industry is conditioned by the minimization of negative effects in relation to the environment. It results from the restrictions regarding exhaust emission limits which are introduced by the consecutive standards but it also guarantees market success of a given vehicle. Research carried out regarding customer preferences in UE countries have confirmed that during the purchase of a car they make decisions based on vehicle's ecological properties and the safety of use in road conditions. Next such criteria follow as performance and durability which has so far been dominant.

The analysis of the development trends of internal combustion engines clearly shows that the dominant engines are direct injection compression-ignition VGT engines. These engines have better work indices, significant values of total efficiency and most favorable ecological properties as opposed to spark-ignition engine.

The obtainment of desirable utilization indices by diesel engine depends to a high degree from the injection systems applied in these engines. In the article characteristics of injection systems which are fitted in modern high-speed diesel engines as prime vehicle drive unit have been discussed. Systems with distributor injection pumps, with individual injection units and with pressure accumulators have too been presented. The requirements from injection systems have been qualified herein.

Key words: high-speed diesel engine, injection systems, injector, injection pump, electronic control

### 1. Wstęp

W ostatnich latach sukcesywnie następuje wyraźny postęp w rozwoju konstrukcji i sposobie sterowania układów wtryskowych silników wysokoprężnych przeznaczonych do pojazdów użytkowych. Stymulacja tego postępu, jak to niejednokrotnie bywa w przypadku urządzeń technicznych, jest wymuszona przez normy legislacyjne i rynek. W przypadku silników wysokoprężnych są to uregulowania prawne dotyczące poziomu emisji substancji toksycznych, widma hałasu i aspektów recyklingu. Z drugiej strony, użytkownicy pojazdów oczekują dalszej minimalizacji kosztów eksploatacji, wyrażonej głównie zmniejszeniem zużycia paliwa, przy zachowaniu odpowiednio wysokich właściwości dynamicznych samochodu.

### 1. Introduction

The recent years see the gradual and conspicuous progress in the development of structures and methods of control of injection systems in high-speed diesel engines designed for heavy duty vehicles. The stimulation of such progress is forced by the legislative norms and the market, as it often happens to technical equipment. In case of high-speed diesel engines these are the law regulations concerning the emission levels, noise spectrum and recycling aspects. On the other hand, the vehicle users expect the further minimization of operating costs, expressed mainly by the reduction of fuel consumption, maintaining the vehicle's dynamic properties at the same time.

The said circumstances caused significant acceleration

Wymienione okoliczności spowodowały znaczne przyspieszenie prac badawczych i rozwojowych odnośnie silników wysokoprężnych. Poprawa parametrów ekologicznych i użytkowych jest zdeterminowana przebiegiem procesu tworzenia i spalania mieszanki paliwowo-powietrznej. Na proces tworzenia odpowiedniej makro- i mikrostruktury mieszanki decydujący wpływ posiada system wtrysku paliwa, stąd też postęp w tym zakresie jest najbardziej widoczny.

## 2. Wymagania odnośnie systemów wtryskowych

Działanie tłokowego silnika spalinowego polega na zamianie energii chemicznej zawartej w dostarczonym do komory spalania paliwie na pracę mechaniczną, która jest odbierana na wale korbowym w postaci momentu obrotowego. Aby mógł być zrealizowany proces przemiany chemicznej na pracę mechaniczną w silniku wysokoprężnym, należy:

- dostarczyć do przestrzeni nadłokowej powietrze,
- zapewnić odpowiednie sprężenie powietrza, aby uzyskać temperaturę przewyższającą temperaturę samozapłonu par paliwa,
- dostarczyć do komory spalania paliwo w odpowiedniej ilości, stosownie do obciążenia silnika,
- przygotować właściwą strukturę mieszanki paliwowo-powietrznej,
- spowodować samozapłon mieszanki,
- przetworzyć uzyskane w wyniku spalania ciśnienie gazów spalinowych na pracę mechaniczną.

Dostarczenie paliwa w odpowiedniej postaci oraz jego penetrację i rozmieszczenie w przestrzeni komory spalania należy do systemu wtryskowego. Warunkuje on bezpośrednio jakość przygotowanej mieszanki i przebieg procesu spalania, co z kolei przekłada się na parametry użytkowe, ekologiczne i ekonomiczne pracy silnika. Spośród wielu czynników wpływających na jakość przygotowania mieszaniny palnej i właściwe spalanie, które są bezpośrednio uzależnione od systemów wtryskowych, można wymienić [2, 8, 9]:

- ciśnienie i prędkość wtryskiwanego paliwa,
- początek, czas trwania i koniec wtrysku,
- charakterystyki procesu wtrysku i przebiegu wtrysku,
- wielkość jednorazowej dawki paliwa,
- usytuowanie strumienia wtryskiwanego paliwa w komorze spalania.

Znaczenie tych czynników jest różne i związane głównie z systemem wtrysku (wtrysk pośredni lub bezpośredni), rodzajem komory spalania (wstępna, wirowa, zasobnikowa, toroidalna, kulista, systemu M) oraz wymaganiami dotyczącymi konkretnego typu silnika.

Optymalizacja silników wysokoprężnych wymaga doboru parametrów systemów wtryskowych do zmieniających się w czasie rzeczywistym różnych obciążeń i prędkości obrotowych, które są nieodłącznie związane z pracą silników trakcyjnych. Zrealizowanie tego zadania wymaga precyzyjnego sterowania parametrami procesu i przebiegu wtrysku.

Do podstawowych wymagań stawianych systemom wtryskowym, które muszą być zgodne z aktualnie obowiązującymi przepisami normalizacyjnymi i homologacyjnymi odnośnie czystości spalin i hałaśliwości pracy oraz oczekiwanym zmniejszeniem zużycia paliwa, możemy zaliczyć

of research and development work related to high-speed diesel engines. The improved environmental and operating parameters are determined by the process of formation and combustion of the fuel-air mixture. The process of creating the proper macro- and microstructure of the mixture is significantly affected by the fuel injection system, therefore the progress in this field is most conspicuous.

## 2. Requirements towards high-speed diesel engine injection systems

The operation of the piston combustion engine consists in the transformation of the chemical energy contained in the fuel supplied to the combustion chamber into the mechanical work received as the torque on the crankshaft. In order to perform the chemical transformation into the mechanical work in a high-speed diesel engine, one should:

- supply air to the combustion chamber,
- provide appropriate air-compression, in order to obtain temperature exceeding the fuel vapor self-ignition temperature,
- supply appropriate amount of fuel to the combustion chamber, correspondingly to the engine load,
- prepare appropriate structure of the fuel-air mixture,
- induce self-ignition of the mixture,
- transform the combustion gas pressure obtained as a result of combustion into mechanical work.

The supply of fuel in an appropriate form and its penetration and distribution inside the combustion chamber are included in the injection system. It directly conditions the quality of the mixture prepared and the course of the combustion process, which in turn translates into operating, environmental parameters as well as the engine operation economy. Out of the numerous factors influencing the quality of the combustible mixture preparation and the proper combustion that are directly dependent on the injection systems, the following can be enumerated [2, 8, 9]:

- pressure and speed of the fuel injected,
- beginning, duration and end of injection,
- injection process and course characteristics,
- size of a single fuel dose,
- location of the fuel injected spray in the combustion chamber.

The significance of the factors varies and is mainly related to the injection system (indirect or direct injection), type of combustion chamber (preliminary, rotary, storage, toroidal, spherical, M system) and requirements related to a specific engine type.

The optimization of the high-speed diesel engines requires the matching of the injection system parameters to the loads and engine speeds, inherently related to the operation of traction engines and varying in real time. The accomplishment of this task requires precise control over the injection process and the parameters of its course.

The basic requirements made towards the injection systems, that are to comply with the currently applicable standardization and homologation regulations concerning the purity of exhaust and noise of operation as well as the

[2, 9]:

- możliwość sterowania procesem wtrysku w zależności od obciążenia, prędkości obrotowej i temperatury silnika,
- możliwość adaptacyjnej zmiany dawki paliwa (przebiegu wtrysku) w zależności od obciążenia, prędkości obrotowej i temperatury silnika oraz ciśnienia powietrza dolotowego,
- zapewnienie optymalnych prędkości otwierania i zamykania iglicy rozpylacza oraz wartości wzniosu iglicy dla zmieniających się dynamicznie warunków pracy silnika,
- możliwość wytworzenia odpowiednio wysokich ciśnień wtrysku dostosowanych indywidualnie do aktualnych warunków pracy silnika,
- zapewnienie precyzyjnej powtarzalności dawki paliwa w poszczególnych cylindrach oraz w kolejnych cyklach pracy stosowanie do aktualnego obciążenia, prędkości obrotowej i stanu cieplnego silnika,
- możliwość aplikacji do różnych typów silników wynikających z konkretnych zastosowań (samochody osobowe, ciężarowe, pojazdy szynowe, urządzenia stacjonarne itp.).

Aby spełnić wymagania współczesnych silników wysokoprężnych systemy wtryskowe muszą być sterowane elektronicznie. Hydromechaniczne układy wtrysku paliwa, pomimo zaawansowanych konstrukcyjnie i technologicznie rozwiązań, tylko w ograniczonym zakresie umożliwiają spełnienie wymagań oczekiwanych przez producentów i użytkowników silników wysokoprężnych.

### 3. Charakterystyka współczesnych systemów wtryskowych

Rozwój silników wysokoprężnych obecnie, w tym silników szybkoobrotowych, zmierza w kierunku wtrysku bezpośredniego i układów wysokociśnieniowych, gdzie ciśnienia wtrysku przekraczają znacznie wartości 100 MPa. Tradycyjne rzędowe pompy wtryskowe, sterowane hydraulicznie, nie są w stanie spełnić aktualnych wymagań

reduced fuel consumption, may include [2, 9]:

- the possibility of controlling the injection process depending on the load, engine speed and engine temperature,
- the possibility of adaptive change of fuel dose (injection course) depending on the load, engine speed and engine temperature,
- providing the optimum speeds of opening and closing of the spray needle and the needle lift values for the dynamically changing operating conditions of the engine,
- possibility of creating appropriately high pressures of injection adapted individually to the current operating conditions of the engine,
- providing the precise repeatability of the fuel dose in the particular cylinders and in the subsequent operating cycles, according to the current load, engine speed and thermal condition of the engine,
- the possibility of application to various types of engines resulting from specific applications (passenger cars, trucks, railed vehicles, stationary equipment, etc...).

In order to fulfill the requirements of the modern high-speed diesel engines, the injection systems must be electronically controlled. The hydro-mechanical fuel injection systems, despite high-tech structural and technological solutions, enable the compliance of the requirements expected by the manufacturers and users of high-speed diesel engines only to a limited extent.

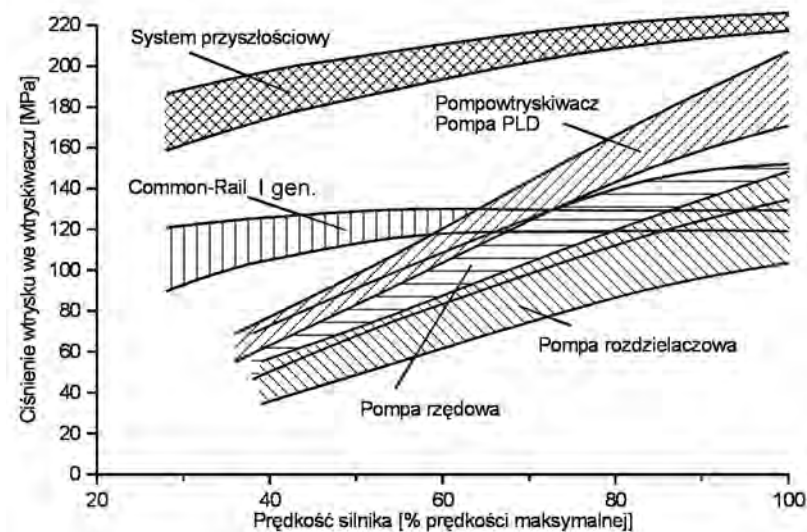
### 3. Contemporary injection system characteristics

The development of diesel engines, including the high-speed diesel engines, tends to direct injection and high-pressure systems, where the injection pressures significantly exceed 100 MPa. The traditional in-line injection pumps, hydraulically controlled cannot meet the requirements expected of high-speed diesel engines. This refers both to the injection pressures and dosing repeatability. Fig. 1 presents the possibility of obtaining the appropriate injection pressures through various injection systems, both of the older and the latest generation [6].

The high-speed diesel engines now produced by automotive manufacturers are fitted with the following injection systems (Fig. 2):

- systems with distributor injection pump (axial or radial),
- systems with individual injection units (in the form of pump injectors or unit pump systems),
- accumulation systems (with pressure accumulator).

**The systems with distributor pump** are used in two pump variants: axial and radial. The fuel pressure is created therein by a single pumping section. In the axial variant, there is one piston-distributor located centrally that makes the plane-reflexive and rotating movements. The injection pressures obtained in the present solutions reach the order of 140-160 MPa. The radial variant character-

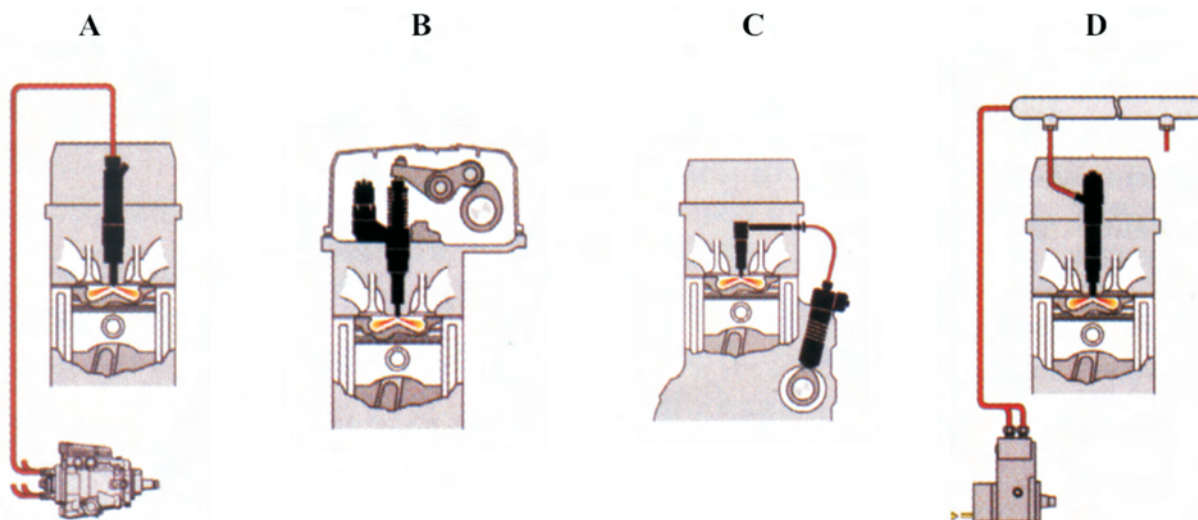


oczekiwanych od silników szybkoobrotowych. Dotyczy to zarówno generowanych ciśnień wtrysku, jak i powtarzalności dawkowania. Na rysunku 1 przedstawiono możliwości uzyskiwania odpowiednich ciśnień wtrysku przez różne systemy wtryskowe, zarówno starszej, jak i najnowszej generacji [6].

Szybkoobrotowe silniki wysokoprężne produkowane obecnie przez koncerny motoryzacyjne są wyposażone w następujące systemy wtryskowe (rys. 2):

- układy z rozdzielaczową pompą wtryskową (osiową lub promieniową),
- układy z indywidualnymi zespołami wtryskowymi (w postaci pompowtryskiwaczy lub jednocylindrowych pomp wtryskowych),
- układy zasobnikowe<sup>1)</sup> (z zasobnikiem ciśnienia).

Układy z pompą rozdzielaczową są stosowane w dwóch



odmianach pompy: osiowej i promieniowej. Ciśnienie paliwa jest w nich wytwarzane przez jedną sekcję tłoczącą. W odmianie osiowej występuje centralnie usytuowany tłok-rozdzielacz, który wykonuje ruchy posuwisto-zwrotne i obrotowe. Uzyskiwane ciśnienia wtrysku w obecnych rozwiązaniach sięgają rzędu 140-160 MPa. Odmiana promieniowa charakteryzuje się przeciwnie poruszającymi się tłoczkami wewnątrz pierścienia krzywkowego. Osiąga się tutaj ciśnienia wtrysku dochodzące do 170-180 MPa. Wtryskowy układ zasilania w tym systemie składa się z pompy rozdzielaczowej, przewodu wysokociśnieniowego i wtryskiwacza.

Współczesne pompy rozdzielaczowe są sterowane elektronicznie za pomocą elektrozaworów. Dzięki temu możliwy jest wtrysk sekwencyjny, z podziałem dawki na

izes with backward moving small pistons inside the cam ring. The injection pressures obtained here reach 170-180 MPa. The injection supply system in this system consists of the distributor pump, high-pressure pipe and the injector.

The modern distributor pumps are electronically controlled by means of electrical valves. Thus the sequential injection is possible, divided into the initial (pilot) dose, main dose and secondary injection. Thanks to the initial dose, especially for the units with undivided combustion chamber, the operating noise and the  $\text{NO}_x$  content in the exhaust gases are reduced. The secondary injection phase influences the reduction of particulate emission PM.

The latest generation distributor pumps are fitted with an independent controller or are integrated with the engine's controller. The processes of generation of the pressure and course of injection are mutually correlated. The engine

speed of the driving unit is controlled by the regulating unit selecting the fuel dose. The electro-hydraulic injection changer matches the injection initiation to the momentary engine operation conditions (load, engine speed and coolant temperature) and weather conditions (ambient pressure and temperature). The main units of the distributor injection pump in the axial variant are shown in Fig. 3.

In the case of the systems with distributor pump, it is significant to conduct and profile (bend) high-pressure conduits that must be of absolutely equal length. This assembly requirement is the consequence of the pressure wave run in the pipe, the waves being the main source of disturbances in the injection process. One must remember that the distributor pumps are exceptionally sensitive to the diesel oil quality (including the presence of water).

**The Unit Injector Systems** are currently fitted in the high-speed diesel engines in two solutions: with the application of pump-nozzles or unit injection pumps. The founda-

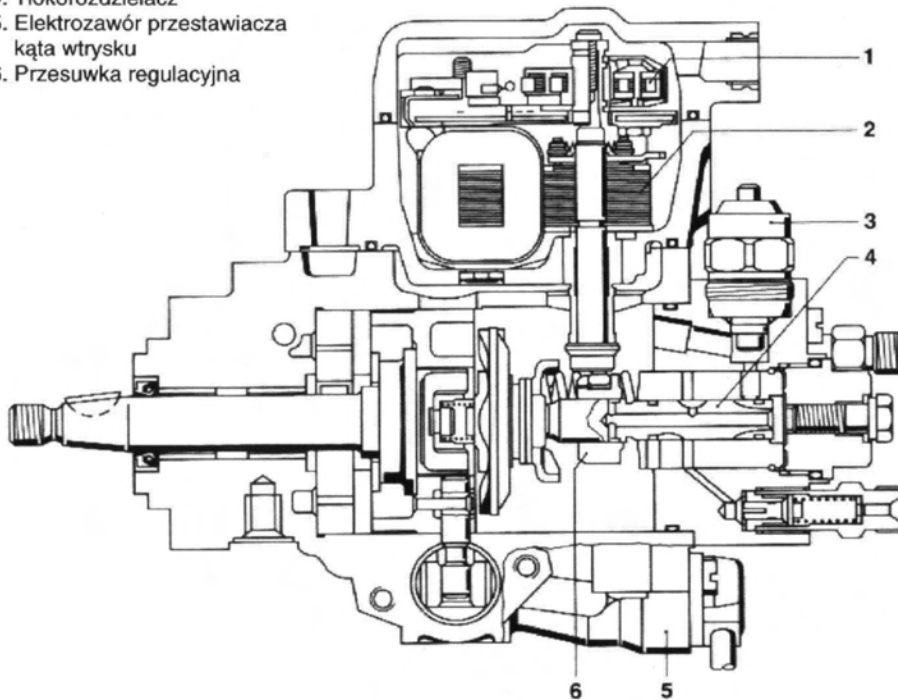
<sup>1)</sup> W literaturze spotyka się różne określenia: układy zasobnikowe, akumulatorowe (akumulacyjne) lub z j. ang. *common rail* (przyp. red.)

wstępną (pilotową), główną i dotrysk. Dzięki dawce wstępnej, zwłaszcza dla jednostek z niedzieloną komorą spalania, uzyskuje się zmniejszenie hałaśliwości pracy oraz obniżenie zawartości  $\text{NO}_x$  w spalinach. Faza dotrysku paliwa wpływa na zmniejszenie emisji cząstek stałych PM.

Pompy rozdzielaczowe najnowszej generacji posiadają niezależny sterownik lub są zintegrowane ze sterownikiem

#### Rozdzielaczowa pompa wtryskowa sterowana elektronicznie

1. Czujnik położenia przesuwki
2. Nastawnik dawki paliwa
3. Elektromagnetyczny zawór odcinający
4. Tłokorozdzielacz
5. Elektrozwór przestawiacza kąta wtrysku
6. Przesuwka regulacyjna



silnika. Procesy generowania ciśnienia i przebiegu wtrysku są wzajemnie skorelowane. Regulacji prędkości obrotowej jednostki napędowej dokonuje nastawnik, dobierający dawkę paliwa. Elektrohydrauliczny przestawiacz wtrysku dopasowuje początek wtrysku do chwilowych warunków pracy silnika (obciążenia, prędkości obrotowej i temperatury cieczy chłodzącej) oraz atmosferycznych (ciśnienia i temperatury otoczenia). Główne zespoły rozdzielaczowej pompy wtryskowej w odmianie osiowej pokazano na rysunku 3.

Istotną sprawą w przypadku układów z pompą rozdzielaczową jest odpowiednie ukształtowanie przewodów wysokiego ciśnienia, które muszą być bezwzględnie równej długości. Ten wymóg montażowy wynika z charakteru przebiegu fal ciśnienia w przewodach, które stanowią główne źródło zakłóceń w procesie wtrysku. Należy pamiętać, że pompy rozdzielaczowe są wyjątkowo wrażliwe na jakość oleju napędowego (w tym na obecność wody).

Układy z indywidualnymi zespołami wtryskowymi występują obecnie w szybkoobrotowych silnikach wy-

tion for such solutions was the elimination of high-pressure conduits from the system, such conduits deform the course of the injection process, influencing the mixture formation quality and its combustion.

The pump injector is one compact unit constituting a combination of the pressurizing system (small piston – small cylinder) of the injection pump and the injector sprayer. Each pump injector is an individual unit for a separate cylinder. The essence of this solution is the lack of high pressure pipe in the system, which used to disturb the fuel flow into the combustion chambers where pressure oscillates, which affects the dosing dispersion resulting in turn in the improper engine operation.

The pump injectors may be driven mechanically or hydraulically, depending on the solution. There is a cam shaft located in the head, with a mechanical drive, where the pump injector piston is actuated by an individual cam and lever (Fig. 4).

The piston structure is simple, without controlling edges because the function of fuel dose control and injection initiation was taken over by the electromagnetic valve. It is started by ECM (*Electronic Control Module*). The piston stroke is constant and its run depends on the cam's outline.

The amount of the fuel dose injected into the cylinder depends on the time of electric current supply to the electromagnetic valve, fixed by the ECM, depending on the fuel dose and piston speed in the working cylinder. The pump injectors with the power drive allow for the performance of higher pressures than in the accumulation systems, reaching even up to 200 MPa.

The injection systems with hydraulically driven pump injectors are an extraordinary solution [5]. They are also electronically controlled while the piston's travel in the working cylinder is actuated by the engine oil gathered in the accumulator. The diagram of such system is shown in Fig. 5. There are two liquid circuits here: oil and fuel. The task of the oil circuit is to conduct the engine oil from the oil sump to the oil accumulator and produce pressure ca. 25 MPa. Pressures of that order are produced by small piston oil pump and the constant pressure value in the collector is maintained by the RPCV. The fuel circuit serves for supplying the diesel oil to the pump injector sprayers. The pressure in the circuit is ca. 0.2 MPa and is controlled by the control valve.

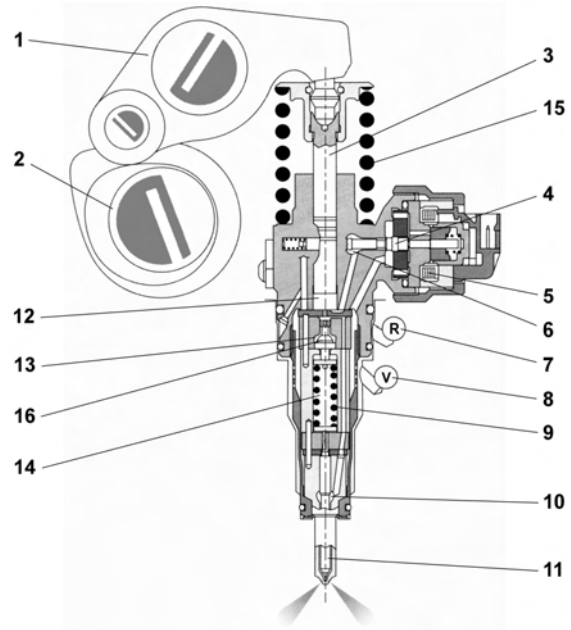
sokopiężnych w dwóch rozwiązaniach: z zastosowaniem pompowtryskiwaczy lub jednocylinrowych pomp wtryskowych. Podstawą tych rozwiązań było wyeliminowanie z systemu przewodów wysokociśnieniowych, które deformują przebieg procesu wtrysku, wpływając na jakość tworzenia mieszanki i jej spalanie.

Pompowtryskiwacz stanowi jeden zwarty zespół, łączący w sobie układ tłoczący (tłoczek–cylinderek) pompy wtryskowej i rozpylacz wtryskiwacza. Każdy pompowtryskiwacz jest indywidualnym zespołem dla oddzielnego cylindra. Istotą tego rozwiązania jest brak w systemie wtryskowym przewodów wysokiego ciśnienia, które zakłócają przepływ paliwa do komór spalania. Powstają tutaj bowiem wahania ciśnienia, które wpływają na rozrzuty dawkowania, co skutkuje niewłaściwą pracą silnika.

W zależności od rozwiązania, pompowtryskiwacze mogą być napędzane mechanicznie lub hydraulicznie. Przy mechanicznym napędzie występuje wałek krzywkowy umieszczony w głowicy, gdzie przez indywidualną krzywkę i dźwignię uruchamiany jest tłok pompowtryskiwacza (rys. 4).

Konstrukcja tłoka jest prosta, bez krawędzi sterujących, ponieważ funkcję sterowania wielkością dawki paliwa i początkiem wtrysku przejął zawór elektromagnetyczny. Jest on uruchamiany przez ECM (*Electronic Control Module*). Skok tłoka pompowtryskiwacza jest stały, a jego przebieg zależy od zarysu krzywki. Wielkość wtrysniętej do cylindra dawki paliwa zależy od czasu zasilania prądem zaworu elektromagnetycznego, ustalanego przez ECM w zależności od aktualnych warunków obciążenia silnika. Maksymalne ciśnienia tłoczenia dla danych warunków pracy silnika zależą od wielkości dawki paliwa oraz prędkości tłoka w cylindrze roboczym. Pompowtryskiwacze z napędem mechanicznym umożliwiają realizację wyższych ciśnień niż w systemach zasobnikowych, bo dochodzą one nawet do 200 MPa.

Oryginalnym rozwiązaniem są układy wtryskowe z pompowtryskiwaczami napędzanymi hydraulicznie [5]. Są one

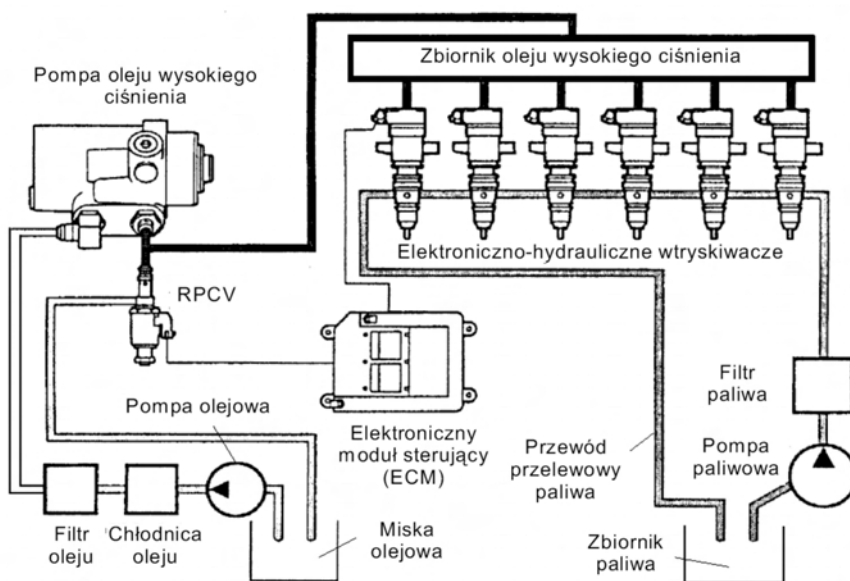


The latest injection systems with hydraulically driven pump injectors allow the performance of the injection pressures within the range 160-170 MPa. The important thing is that the injection pressures do not depend on the engine speed or load (the dose amount). Another advantage is the

lack of the cam shaft in the head additionally loading the engine system and complicating the valve mechanics, particularly in the multi-valve systems.

The electronic control of the electromagnetic valve in both types of the pump injectors enables the performance of the sequential injection, usually two-phase (pilot and principal dose), for the whole range of loads and engine speeds.

The individual injection unit in the form of a one-cylinder injection pump differs from the pump injector by the structural separation of the injector from the pump that generates high pressures within the range 180-200 MPa. Both units are connected by a short high-pressure pipe [1]. The fuel dose and injection timing



również sterowane elektronicznie, natomiast przesuw tłoka w cylindrze roboczym jest uruchamiany olejem silnikowym kumulowanym w zasobniku. Schemat takiego układu jest przedstawiony na rysunku 5. Występują tutaj dwa obwody cieczowe: olejowy i paliwowy. Zadaniem obwodu olejowego jest doprowadzenie oleju silnikowego z miski olejowej do zasobnika oleju i wytworzenie tam ciśnienia ok. 25 MPa. Ciśnienia tego rzędu wytwarza wysokociśnieniowa tłoczko-wa pompa oleju, a stała wartość ciśnienia w kolektorze jest utrzymywana przez zawór RPCV. Obwód paliwowy służy do dostarczania oleju napędowego do rozpylaczy pompowtryskiwaczy. Ciśnienie w obwodzie wynosi ok. 0,2 MPa i jest kontrolowane przez zawór sterujący.

Najnowsze układy wtryskowe z pompowtryskiwaczami napędzanymi hydraulicznie pozwalają na realizację ciśnień wtrysku w granicach 160-170 MPa. Ważnym jest to, że ciśnienia wtrysku nie zależą od prędkości obrotowej i obciążenia silnika (wielkość dawki). Zaletą pozostaje również brak wałka krzywkowego w głowicy, który dodatkowo obciąża i komplikuje układ rozrządu silnika, szczególnie w systemach wielozaworowych.

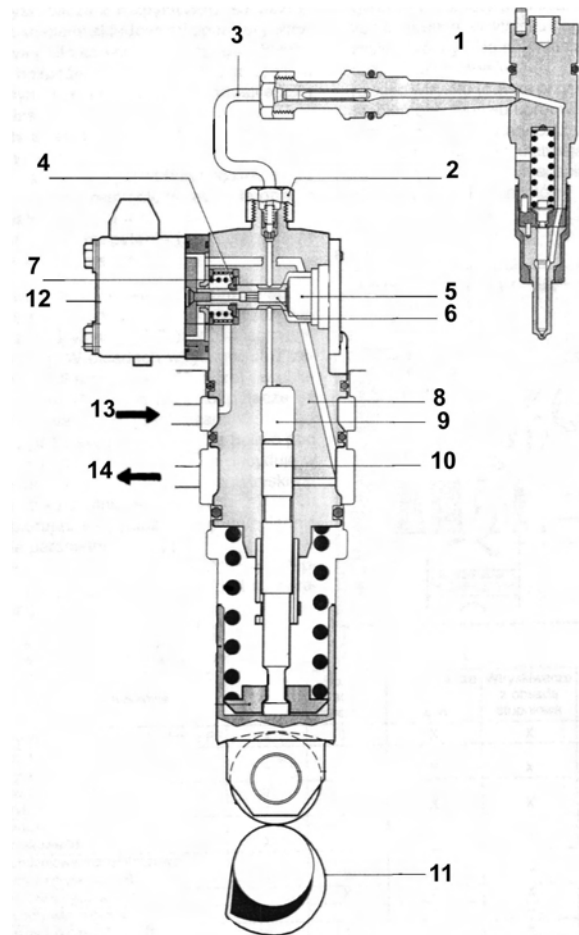
Elektroniczne sterowanie zaworem elektromagnetycznym w obu typach pompowtryskiwaczy umożliwia realizację wtrysku sekwencyjnego, zazwyczaj dwufazowego (dawka pilotowa i zasadnicza), dla całego zakresu obciążeń i prędkości obrotowych silnika.

Indywidualny zespół wtryskowy w postaci jednocylindrowej pompy wtryskowej różni się od pompowtryskiwacza konstrukcyjnym oddzieleniem wtryskiwacza od pompy, która generuje wysokie ciśnienia w granicach 180-200 MPa. Oba zespoły są połączone między sobą krótkim przewodem wysokociśnieniowym [1]. Sterowanie dawką paliwa oraz czasem trwania wtrysku odbywa się za pomocą zaworu elektromagnetycznego usytuowanego na wylocie z układu tłoczącego pompy. Budowę zespołu wtryskowego w systemie z jednocylindrową pompą wtryskową przedstawia rysunek 6.

Napełnianie pompy paliwem odbywa się wówczas, gdy tłok pompy porusza się w dół (zawór elektromagnetyczny jest otwarty). Obrót krzywki powoduje wzrost ciśnienia w przestrzeni tłoczenia nad tłokiem, a jednocześnie dopływ prądu do cewki elektromagnesu zamyka zawór elektromagnetyczny. Pod wpływem gwałtownie narastającego ciśnienia następuje, po przekroczeniu ciśnienia otwarcia, wznios iglicy rozpylacza i wtrysk paliwa. Realizacja dwufazowości wtrysku jest możliwa przez zastosowanie wtryskiwacza z dwoma sprężynami.

Najnowszej generacji rozwiązania tego systemu polegają na umieszczeniu jednocylindrowych pomp każdego cylindra we wspólnej obudowie. Znajduje się tutaj również wałek krzywkowy napędzający poszczególne tłoczki, który z uwagi na generowane w pompach wysokie ciśnienia, jest sprzęgnięty przekładnią zębatą z napędem od wału korbowego silnika.

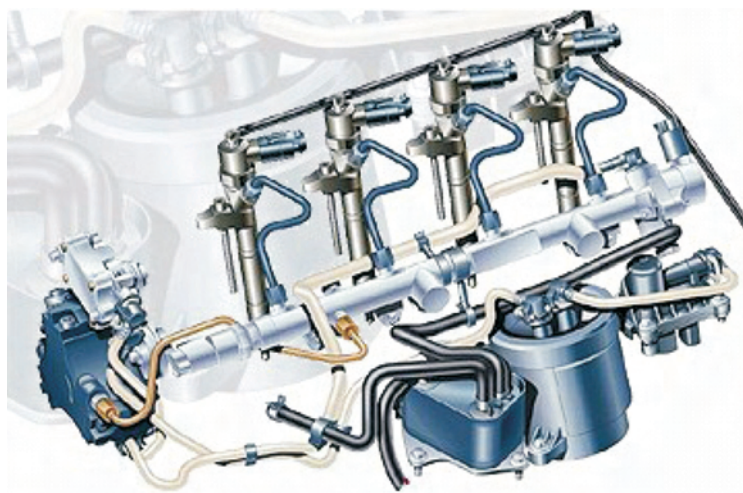
**Układy zasobnikowe** charakteryzują się, w odróżnieniu od pozostałych systemów, rozdzieleniem funkcji wytwarzania ciśnienia i przebiegu wtrysku. Paliwo nie jest tutaj



are controlled by means of the electromagnetic valve situated at the outlet from the pumping system. The structure of the injection unit in the system with a single-cylinder injection pump is presented in Fig. 6.

The pump is filled with fuel when the piston of the pump travels downwards (the electromagnetic valve is open). The cam's turn causes the growth of pressure in the space above the piston, simultaneously the current flow to the electromagnet closes the electromagnetic valve. Under the growing pressure, upon exceeding the opening pressure, the sprayer needle rises and the fuel is injected. The two-phase injection performance is possible by using a two-spring injector.

The state-of-the-art solution of the system consist in placing the single-cylinder pumps of each cylinder in a common housing. There is a cam shaft here driven by the particular small pistons, the cam shaft, due to the high pressures



łoczone do wtryskiwaczy ale do zasobnika, w którym jest kumulowane pod wysokim ciśnieniem. Wielkość wytwarzanego ciśnienia wtrysku nie zależy tutaj od chwilowej prędkości obrotowej oraz obciążenia silnika i jest utrzymywana na stałym poziomie dla wszystkich wtryskiwaczy. Układ wtryskowy typu zasobnikowego pokazano na rys. 7.

Wysokie ciśnienie w układzie jest wytwarzane przez pompę wysokociśnieniową, która przetłacza paliwo do zasobnika. Stąd poprzez krótkie przewody paliwo jest doprowadzane do wtryskiwaczy. Pracą wtryskiwaczy sterują zawory elektromagnetyczne pod wpływem impulsów z urządzenia sterującego. Ciśnienie paliwa w zasobniku jest regulowane przez tensometryczny czujnik i zawór regulacyjny poprzez sygnały wysyłane z elektronicznej jednostki sterującej.

Systemy zasobnikowe zapewniają pożądaną dla danego silnika zmienność przebiegu wtrysku oraz wielkość dawki wtryskiwanego paliwa. Umożliwiają realizację wielofazowego wtrysku, co powoduje cichszą pracę silnika i obniżenie składników toksycznych w spalinach. W układach zasobnikowych uzyskujemy ciśnienia przekraczające 160 MPa.

#### 4. Prognozy rozwoju systemów wtryskowych

Wszystko wskazuje na to, że rozwój szybkoobrotowych silników wysokoprężnych w najbliższej przyszłości będzie determinowany nadal sukcesywnym obniżaniem składników toksycznych w spalinach i redukcją hałasu, wraz z jednoczesnym zmniejszaniem zużycia paliwa. Tendencje zmian odnośnie redukcji toksyn od chwili wprowadzenia pierwszej normy Euro 1 pokazano w tabeli 1 [10]. Analiza danych dowodzi, jak radykalne zmiany w stosunkowo krótkich przedziałach czasowych są limitowane legislacyjnie.

Uzyskanie rozsądnego kompromisu pomiędzy oszczędnością paliwa a emisją składników toksycznych, szczególnie w zakresie wydzielania tlenków azotu  $\text{NO}_x$  i cząstek stałych PM, jest w chwili obecnej najtrudniejszym wyzwaniem. Ograniczenie zużycia paliwa jest związane ze zmniejszeniem emisji do otoczenia dwutlenku węgla  $\text{CO}_2$ , który potęguje efekt cieplarniany ze wszystkimi konsekwencjami wynikającymi z tego tytułu. Dalsze jednoczesne zmniejszanie

generated in the pumps is coupled with the drive from the engine crankshaft by a gear.

**The accumulation systems** are characterized, contrary to the other systems, with the separation of the pressure generation function and the course of injection. The fuel is not pumped in the injectors here, but in the accumulator where it is stored under high pressure. The amount of the injection pressure in this case does not depend on the momentary engine speed or load of the engine and is maintained on a constant level for all the injectors. The accumulation type injection system is shown in Fig. 7.

High pressure in the system is generated by the high-pressure pump that pumps the fuel over into the accumulator. Further the fuel is conducted through the short high-pressure pipe to the injectors. The injectors' operation is controlled by electromagnetic valves under the impulses from the controlling device. The fuel pressure in the accumulator is regulated by a tensometric sensor and regulating valve through the signals transmitted from the electronic control unit.

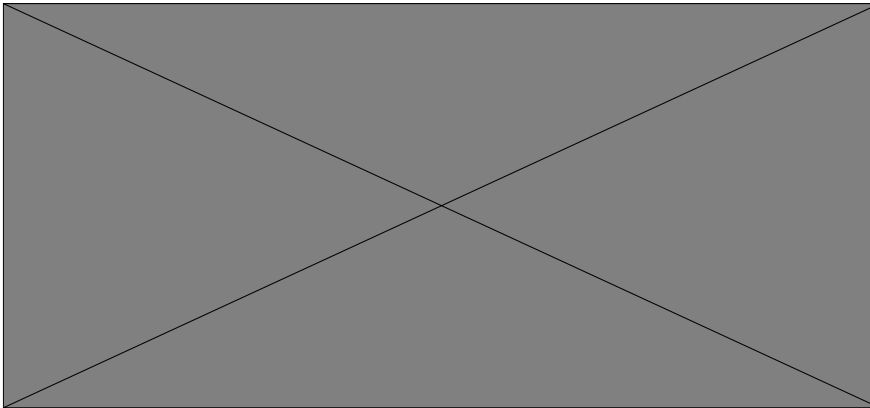
The accumulation systems provide a variable course of injection demanded for a particular engine and the amount of injected fuel dose. They allow the performance of a multi-ple injection, which causes the lower noise level of the engine and reduction of the emissions in the exhaust gases. The pressures obtained in the accumulation systems exceed 160 MPa.

#### 4. Injection systems development forecasts

Everything indicates that the development of high-speed diesel engines in the nearest future shall still be determined by the gradual reduction of the exhaust emissions and reduction of noise, together with a simultaneous increase in fuel economy. The trends concerning the exhaust emissions reduction since the introduction of Euro 1 standard are shown in Table 1 [10]. The data analysis proves that the dramatic changes within relatively short time intervals are limited by the legislation.

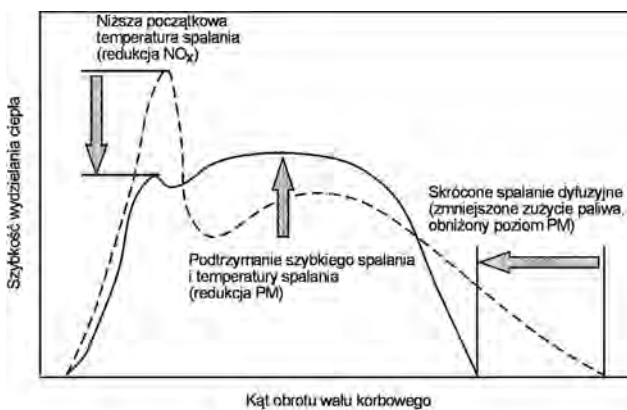
Obtaining a reasonable compromise between fuel economy and exhaust emissions, particularly in the scope of  $\text{NO}_x$ , PM emissions is the most difficult challenge at present. Fuel consumption restriction is related to the reduction of  $\text{CO}_2$  emission, the latter increasing the greenhouse effect with all the consequences related thereto. The further simultaneous fuel consumption and the reduction of the pollutant content in the exhaust gases may only be achieved through the introduction of state-of-the-art supply systems combined with the change of the course of the combustion process [3].

The leading automotive concerns carry out intensive work on reduction of power losses and achievement of general efficiency of diesel engines approaching 50%. Reducing of friction and thermal losses is very important for the reduction of fuel consumption and the level of exhaust emissions, nevertheless the optimum course of the combustion process shall always remain decisive for obtaining the demanded results. Therefore, the present work concentrates mainly on the issues related to examine as many physical-



zużycia paliwa i składników toksycznych w spalinach może być osiągnięte tylko poprzez wprowadzanie systemów zasilania nowej generacji w połączeniu ze zmianą przebiegu procesu spalania [3].

W czołowych koncernach prowadzone są intensywne prace dotyczące obniżania strat mechanicznych i osiągnięcia sprawności ogólnej silników wysokoprężnych zbliżonej do 50%. Redukowanie tarcia i strat ciepła jest bardzo ważne dla obniżenia zużycia paliwa i emisji toksyn, niemniej optymalny przebieg procesu spalania pozostanie zawsze decydującym dla uzyskania pożądaných rezultatów. Stąd też obecne prace koncentrują się głównie na zagadnieniach poznania jak największej ilości zjawisk fizykochemicznych warunkujących prawidłowe spalanie. Analiza teoretyczna oraz badania eksperymentalne wskazują, że charakter przebiegu procesu spalania winien być wyraźnie zmodyfikowany. Przebieg pożądaný dla tego procesu, z zaznaczeniem oczekiwanych



chemical phenomena conditioning the proper combustion as it is possible. The theoretical analysis and experimental research indicate that the nature of the course of the combustion process should be conspicuously modified. The course demanded for such process, the expected effects marked, are explained in Fig. 8.

Providing the desired course of heat emission is principally conditioned by the course of the injection process, performed by the injection systems. The application of a multiple injection is important for the course of the combustion process. At present in the case of new generation of accumulator injection systems, a five-phase fuel

injection is already applied (Fig. 9). Each phase performs a specific function before and after the dose. The pilot dose affects the noise reduction due to the reduction of the combustion pressure increase  $dp/d\alpha$ . the pre-injection intensified the combustion of PM particles in the filters, whereas the secondary injection impacts the increase of  $NO_x$  conversion in the DENOX catalytic reactor.

Particularly the pilot injection and its time interval between the dose and the beginning of the main dose injection is significant for the combustion process. Due to the limited pressure growth rate and heat discharge during the initial combustion phase, particularly with partial loads, it assures the noise emission reduction,  $NO_x$  and smoke reduction. The impact of the pilot injection on the combustion process parameters is illustrated in Fig. 10 [3], whereas Fig. 11 presents the pilot dose amount effect on smoke and noise emission [11].

The multiple fuel injection requires the application of new generation injectors. At the present stage of the development of these units, the injectors should be piezoelectric. They are characterized with shorter time of response to voltage impulse than the injectors with electromagnetic valves. The short response times enable the multiple injection performance with very low level of dose dispersion and in a more accurate time. Another characteristic of a piezoelectric



efektów, wyjaśnia rysunek 8.

Zapewnienie pożądanego przebiegu wydzielania ciepła warunkowane jest w zasadniczym stopniu przez przebieg procesu wtrysku, realizowany przez systemy wtryskowe. Ważną sprawą dla jakości przebiegu procesu spalania jest powszechne stosowanie wtrysku wielostopniowego. Już obecnie, w przypadku nowych generacji zasobnikowych układów wtryskowych, spotyka się pięciofazowy wtrysk paliwa (rys. 9). Każda faza przed i za dawką główną spełnia określoną funkcję. Dawka pilotowa wpływa na obniżenie hałasu z uwagi na zmniejszenie przyrostu ciśnienia spalania  $dp/d\alpha$ . Przedwtrysk powoduje zmniejszenie ilości paliwa dostarczonego w okresie opóźnienia samozapłonu, co skutkuje dodatkowo obniżeniem emisji  $NO_x$ . Powtrysk intensyfikuje spalanie cząstek stałych PM w filtrach, natomiast dotrysk wpływa na zwiększenie konwersji  $NO_x$  w reaktorze katalitycznym DENOX.

Szczególnie wtrysk pilotujący i jego odstęp czasowy między dawką a początkiem wtrysku dawki głównej jest istotny dla procesu spalania. Z powodu ograniczonej szybkości przyrostu ciśnienia oraz wywiązywania się ciepła w początkowej fazie spalania, zwłaszcza przy częściowych obciążeniach, zapewnia on redukcję emisji akustycznej, obniżenie  $NO_x$  i zadymienia. Wpływ wtrysku pilotującego na parametry procesu spalania ilustruje rys. 10 [3], natomiast na rys. 11 przedstawiono wpływ wielkości dawki pilotującej na zadymienie i emisję hałasu [11].

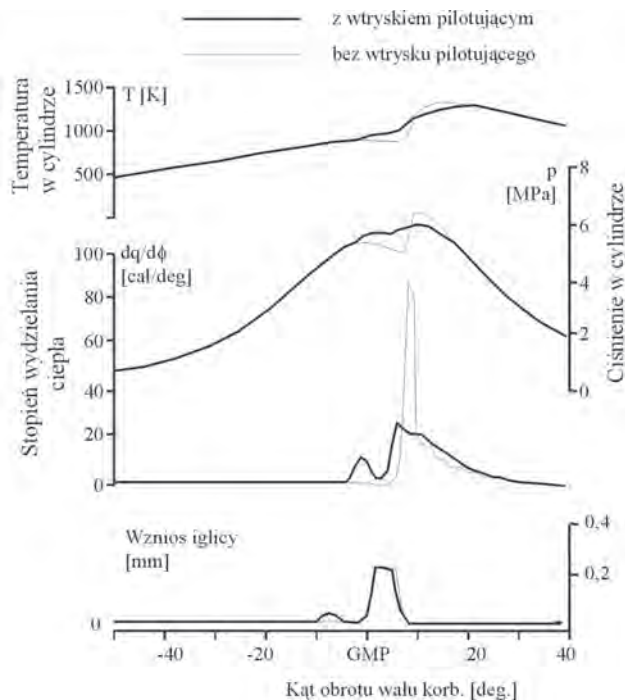
Wielofazowy wtrysk paliwa wymaga zastosowania nowej generacji wtryskiwaczy. Na obecnym etapie rozwoju tych zespołów powinny to być wtryskiwacze piezoelektryczne. Charakteryzują się one krótszym czasem reakcji na impuls napięcia niż wtryskiwacze z zaworem elektromagnetycznym. Krótkie czasy reakcji umożliwiają realizację wtrysku wielofazowego o bardzo małym rozrzucie dawek i w dokładniejszym czasie. Ponadto wtryskiwacz piezoelektryczny charakteryzuje się znacznie mniejszymi wymiarami. Główne części składowe tego wtryskiwacza oraz porównanie ich wielkości ilustruje rys. 12 [11].

Dalszy rozwój wtryskiwaczy piezoelektrycznych (oznaczonych wtryskiwaczami IV generacji) przewiduje możliwość zastosowania zmiennej geometrii wtrysku oraz ciśnienia wtryskiwania paliwa rzędu 250 MPa [11]. Opracowanie takiego wtryskiwacza sygnalizuje firma Bosch (tzw. system HADI – *Hydraulically Amplified Diesel Injector*).

Biorąc pod uwagę zasygnalizowane uwarunkowania kształtowania procesu spalania, przyszłe systemy wtryskowe muszą optymalnie realizować wtrysk paliwa w sposób wielofazowy. Dlatego też układy wtryskowe, zdolne do całkowitego i ciągłego kontrolowania charakterystyk wtrysku w zależności od zmieniających się dynamicznie warunków pracy silnika, muszą być oparte o rozbudowane algorytmy sterowania elektronicznego. Występują tutaj jednak istotne problemy związane z wysokimi ciśnieniami i prędkościami przepływającego paliwa, co stawia bardzo duże wymagania współczesnej elektronice.

## 5. Podsumowanie

Rynek motoryzacyjny na przestrzeni ostatnich kilku lat



injector is its much smaller size. The main components of this injector and comparison of their sizes are illustrated in Fig. 12 [11].

The further development of piezoelectric injectors (labeled as generation IV injectors) provides the possibility of application of variable injection geometry and fuel injection pressure around 250 MPa [11]. The development of such injector is signaled by Bosch (so-called HADI system – *Hydraulically Amplified Diesel Injector*).

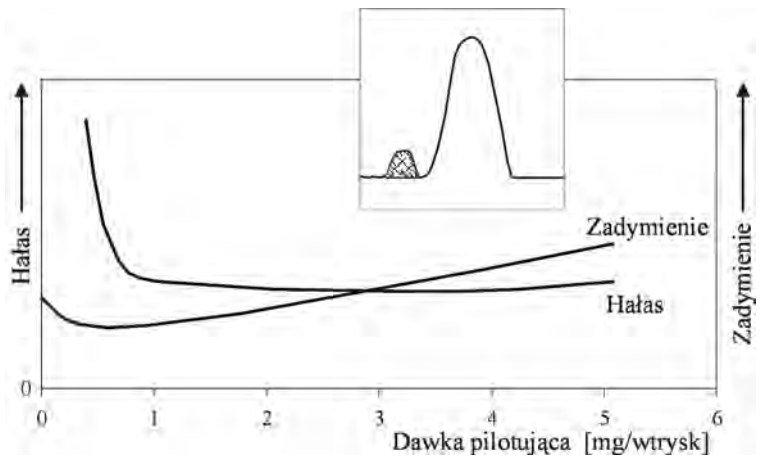
Considering the conditions of the combustion process signaled above. Therefore the injection systems capable of entire and continuous injection characteristics control must be based on the extended electronic control algorithms. However, there are significant problems related to high pressures and fuel flow rates, which makes the requirements towards the modern electronics really high.

## 5. Summary

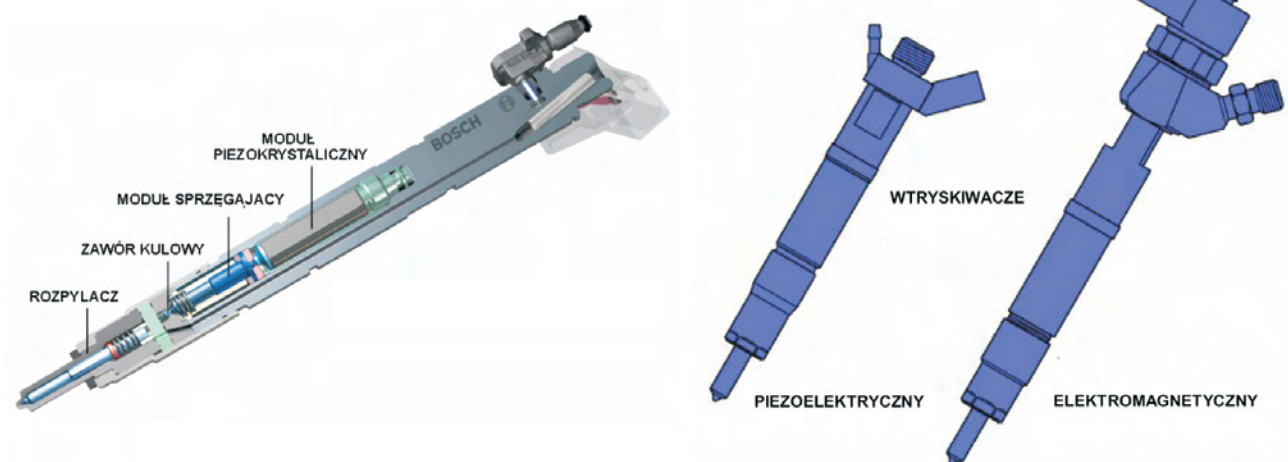
The automotive market, throughout the last few years, is subject to conspicuous changes in the scope of clients' preferences. The sales of diesel engine cars gradually grow. Compared to the engine with spark-ignition, the diesel engine has a higher efficiency, lower fuel consumption and longer life. A diesel engine is much more easily adaptable to supercharging, which enables the obtainment of significant power gains without changing the stroke volume or engine speed. In a diesel engine that works with a large air surplus, the combustion is more beneficial, the effect being the lower carbon and hydrocarbons content in the exhaust gases. From the end user's point of view, the most important effect is the operation cost economy as the diesel engines not only consume less fuel, but the fuel itself is cheaper than gasoline.

ulega wyraźnym zmianom w zakresie upodobań klientów. Sukcesywnie wzrasta sprzedaż samochodów osobowych wyposażonych w silniki o zapłonie samoczynnym. W porównaniu z silnikiem o zapłonie iskrowym silnik wysokoprężny charakteryzuje się wyższą sprawnością, mniejszym zużyciem paliwa i większą żywotnością. Znacznie łatwiej jest go przystosować do doładowania, co umożliwi uzyskiwanie znacznych przyrostów mocy bez zmiany objętości skokowej lub prędkości obrotowej. W silniku wysokoprężnym, który pracuje ze znacznym nadmiarem powietrza, uzyskuje się korzystniejsze spalanie, czego efektem jest mniejsza zawartość w spalinach tlenku węgla i węglowodorów. Z punktu widzenia użytkownika najbardziej istotnym jest efekt ekonomiczny kosztów eksploatacji, ponieważ silniki wysokoprężne zużywają nie tylko mniej paliwa, ale jest ono zwykle tańsze od benzyny.

Zalety i wzrost popularności silników wysokoprężnych powodują, że uważa się je za przyszłościowe źródło napędu w samochodach osobowych. Przewiduje się, że w 2008 roku udział aut z silnikiem Diesla w ogólnej liczbie sprzedanych



The advantages and popularity growth of diesel engines cause that it is considered the future source of drive in passenger cars. It is anticipated that in 2008 the share of diesel engine cars in the total number of cars sold will reach almost 60% in Europe. The automotive manufacturers advanced at work over new structures and technologies in diesel engines



nowych samochodów osiągnie w Europie prawie 60%. Koncerny samochodowe zaangażowane w prace nad nowymi konstrukcjami i technologiami w silnikach wysokoprężnych oraz oferujące szeroką paletę modeli wyposażonych w takie jednostki napędowe z pewnością odnotują w najbliższych latach znaczny wzrost sprzedaży [7].

Rozwój szybkoobrotowych silników wysokoprężnych jest ukierunkowany wyraźnie na wtrysk bezpośredni i wzrost ciśnień wtryskiwanego paliwa, przekraczających wartość 150 MPa. Tendencja ta wymusiła intensywne prace badawcze i rozwojowe nad nowymi generacjami systemów wtryskowych. Muszą one zapewnić takie parametry mieszanki i

and offering a wide range of models fitted with such drive units shall certainly note a significant growth of sales [7].

The development of high-speed diesel engines is expressly targets at the direct injection and growth of the injected fuel pressures, exceeding 150 MPa. Such tendency forced intensive research and development works over new generations of injection systems. They must provide such parameters of mixture and the course of the combustion process to meet the future requirements related to pollutant emissions in the exhaust gases and reduction of CO<sub>2</sub> (due to the greenhouse effect). These are the basic criteria determining the trends in the development and improvement of high-speed diesel

przebieg procesu spalania, aby spełnić przyszłe wymagania dotyczące emisji toksyn w spalinach oraz obniżenie CO<sub>2</sub> (ze względu na efekt cieplarniany). Są to podstawowe kryteria wyznaczające kierunki rozwoju oraz doskonalenia szybkoobrotowych silników wysokoprężnych i ich systemów wtryskowych.

Przedstawione w niniejszym artykule wybrane zagadnienia dotyczące rozwoju w najbliższej przyszłości systemów wtryskowych do silników wysokoprężnych sygnalizują skalę problemów przed jakimi stoją konstruktorzy i producenci tych urządzeń. Klasyczne systemy wtryskowe nie są w stanie zapewnić właściwego przebiegu procesu wtrysku. Spełnienie przyszłych wymogów dotyczących poziomu zanieczyszczeń w spalinach i redukcji hałasu, w powiązaniu z obniżeniem zużycia paliwa, wymaga zastosowania elektronicznych systemów sterujących. To z kolei jest uwarunkowane wprowadzeniem rozbudowanych algorytmów przebiegu wtrysku, które można opisać tylko skomplikowanymi trójwymiarowymi powierzchniami. Algorytmy muszą uwzględniać również dodatkowe parametry kontrolne i funkcje sterujące, a wszystko wymaga bezwzględnego zastosowania sprzężeń zwrotnych wielkości regulowanych.

Elektronizacja klasycznych układów paliwowych może spełnić wymagane kryteria w najbliższym okresie. W dalszej perspektywie tylko układy nowej generacji będą w stanie sprostać wymogom homologacyjnym narzuconym barierami ekologicznymi. Niewątpliwie będą to systemy o charakterze zasobnikowym, które zapewniają większą precyzję sterowania przebiegiem wtrysku. Ponieważ analitycy rozwoju motoryzacji przewidują, że silnik spalinowy będzie przez najbliższe 30-40 lat podstawowym źródłem napędu w

engines and their injection systems.

The selected questions presented in this paper concerning the development of the injection systems for diesel engines in the nearest future, signalize the scale of issues the construction engineers and manufacturers of such devices must face. The classic injection systems cannot provide the proper course of the injection process. Fulfilling the future requirements related to exhaust emissions and noise reduction combined with the fuel economy increase, required the absolute application of electronic control systems. This, in turn, is conditioned by the introduction of extended injection course algorithms that may only be described by complicated 3D surfaces. The algorithms must also take account of the additional control parameters and functions and everything requires the strict application of adjusted values feedbacks.

The incorporation of electronics into classic fuel systems may meet the criteria required in the period to come. In the further perspective only new generation systems shall be able to cope with the homologation requirements imposed by the environmental barriers. Undoubtedly, the systems shall be of an accumulative nature, providing greater precision of the control of the course of injection. As the automotive development analysts anticipate that the combustion engine shall be the basic drive source in the 30-40 years to come, the issue of improving the injection supply systems remains an open question.

*Artykuł recenzowany*

## Literatura/Bibliography

- [1] Dutko R., Lejda K.: Systemy wtrysku UIS i UPS w szybkoobrotowych silnikach wysokoprężnych. Materiały XII Międzynarodowej Konferencji Naukowej SAKON'01, Rzeszów 2001.
- [2] Falkowski H., Hauser G., Janiszewski T., Jaskuła A.: Układy wtryskowe silników wysokoprężnych. WKŁ, Warszawa 1989.
- [3] Hikosaka N.: A View of the Future of Automotive Diesel Engines. SAE 972682.
- [4] Janiszewski T., Mavrantzas S.: Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokoprężnych. WKŁ, Warszawa 2001.
- [5] Lejda K.: Koncepcje rozwoju i przyszłość szybkoobrotowych silników wysokoprężnych. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów PW, Nr 1/36/2000.
- [6] Lejda K.: Wybrane aspekty rozwoju systemów zasilania silników wysokoprężnych. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów PW, Nr 2/41/2001.
- [7] Lejda K.: Ekologiczne aspekty bezpieczeństwa w rozwoju pojazdów samochodowych. Mat. II Międzynarodowej Konf. Naukowej nt. „Prawno-ekonomiczne i techniczne aspekty bezpieczeństwa w ruchu drogowym”, Rzeszów 2004.
- [8] Sobieszczęński M.: Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych. WKŁ, Warszawa 2000.
- [9] Zabłocki M.: Wtrysk i spalanie paliwa w silnikach wysokoprężnych. WKŁ, Warszawa 1976.
- [10] Emission Standards for Light and Heavy Road Vehicles. ACID News, N°3/2004.
- [11] Katalogi, biuletyny i materiały informacyjne firm z lat 2002-



Piotr BOGUŚ\*  
Jerzy MERKISZ

## Wykrywanie zjawiska wypadania zapłonu w silniku o zapłonie samoczynnym w oparciu o grupowanie danych w krótkoczasowej analizie sygnałów wibroakustycznych

*W pracy zaprezentowano rezultaty badań nad nowymi metodami diagnostycznymi silników spalinowych. W pracy opisano zastosowanie krótkoczasowej analizy sygnałów oraz wybranych technik rozpoznawania obrazów do diagnostyki wypadania zapłonu w silniku z ZS z wykorzystaniem sygnałów wibroakustycznych. Badania dotyczyły, przede wszystkim, silnika lokomotywy spalinowej. W zakresie niedrogowych źródeł zanieczyszczeń powietrza lokomotywy spalinowe stanowią znaczący czynnik. W zakresie tym pojawiły się wprawdzie przepisy prawne ograniczające zanieczyszczenia (np. Karta UIC 623 1-2-3 w Europie), ale ciągle brak jest jednolitych obligatoryjnych standardów monitorowania emisyjnie krytycznych uszkodzeń. Tego typu obligatoryjne systemy diagnostyki pokładowej (ang. OBD – on-board diagnostic systems) zostały już wprowadzone dla samochodów osobowych (OBD II, EOBD). System OBD dokonuje ciągłego monitorowania podstawowych parametrów systemu i jednym z jego głównych zadań jest wykrywanie wypadania zapłonu. Powyższe spostrzeżenia stały się impulsem do szukania nowych metod w zakresie diagnostyki silników spalinowych. Głównym celem badań było rozróżnienie pomiędzy stanem normalnej prawidłowej pracy silnika i stanem wypadania zapłonu. Zaproponowana metoda została zainspirowana metodami krótkoczasowej analizy Fouriera. W podejściu tym oblicza się wartości wybranych parametrów w oknie czasowym przesuwanym się wzdłuż sygnału. Dla każdej pozycji okna otrzymuje się zbiór wartości parametrów, który reprezentuje punkt w odpowiedniej wielowymiarowej przestrzeni parametrów. Wówczas ewolucja czasowa sygnału może być obserwowana jako odpowiedni wykres w przestrzeni parametrów. Można oczekiwać, że różne stany systemu (np. wypadanie zapłonu) będzie można rozróżniać jako różne położenia punktów w przestrzeni parametrów. W celu ich wykrywania zaproponowano w pracy grupowanie danych w przestrzeni parametrów. Pierwsze rezultaty pokazują, że jest możliwe rozróżnienie grup w przestrzeni parametrów, które odpowiadają różnym stanom silnika.*

Słowa kluczowe: sygnały wibroakustyczne, OBD, analiza krótkoczasowa, grupowanie danych, diagnostyka silnika

### Misfire detection in a diesel engine using clustering in a short-time analysis of vibroacoustic signals

*The paper presents some results of the research on new diagnostic methods in combustion engines. It describes the application of short-time signal analysis together with pattern recognition techniques in the diagnosis of misfire in Diesel engines through vibroacoustic signals. One considered Diesel locomotive in particular. In the area of the non-road sources of combustion gases the locomotives rate relatively high as air polluters. There are some regulations in the area of locomotives (e.g. Cart UIC 623 1-2-3 in Europe) but we still observe a lack of obligatory requirements for systems monitoring emission critical damage. Such obligatory on-board diagnostic systems were introduced for passenger cars (OBD II, EOBD). The OBD system performs a continuous monitoring of basic system parameters and one of its most important tasks is misfire detection. All these facts inclined the author to research the new relevant detection methods. The main aim of the research is to distinguish between two states: normal engine operation and the state of misfire. The general idea of the method was taken from the short-time Fourier analysis. The method is based on calculation of the values of some selected parameters in the time window sliding along the signal. For each window position one has a set of parameter values which gives the point in a corresponding multidimensional parameter space. Hence, the time evolution of the signal can be observed as the evolution plot in the parameter space. We suspect that the different system states (misfire) can be distinguished by the different position of points in the parameter space. In order to detect them, the clustering in the parameter space was performed. The first results show the possibility of distinguishing some different clusters within the parameter space which may correspond to different engine states.*

Key words: vibroacoustic signals, OBD, short-time analysis, clustering, engine diagnosis

#### 1. Wstęp

W zakresie diagnostyki silników spalinowych (szczególnie silników o zapłonie samoczynnym (ZS)) można znaleźć wiele rozwiązań i podejść, wiele z nich jest używanych obecnie w zastosowaniach komercyjnych. Praca opisuje zastosowanie analizy krótkoczasowej do diagnostyki wy-

#### 1. Introduction

In the area of combustion engines diagnostic (particularly Diesel engines) one can find many methods and approaches, some of them have been used in commercial systems. The paper presents the approach bases on a short-time analysis of vibroacoustic signals taken from an engine. The paper

padania zapłonu przy użyciu sygnału wibroakustycznego pozyskanego z silnika. Głównym celem badań było rozróżnienie pomiędzy normalnym stanem działania silnika oraz przypadkiem występowania wypadania zapłonu. Zasadnicza idea zaproponowanej w pracy metody została zaczerpnięta z krótkoczasowej transformaty Fouriera.

Podejście opisane w pracy polega na obliczaniu wartości wybranych parametrów w oknie czasowym przesuwającym się wzdłuż sygnału. Dla każdej chwili czasu otrzymujemy zbiór parametrów, który odpowiada punktowi w wielowymiarowej przestrzeni parametrów. Wówczas ewolucja czasowa sygnału może być obserwowana jako zbiór punktów w przestrzeni parametrów. Można oczekiwać, że różne stany systemu będziemy odróżniać po innym położeniu w przestrzeni parametrów obiektów geometrycznych reprezentujących ewolucje czasową tego sygnału. Dla ich wykrycia przeprowadzone zostanie grupowanie danych w przestrzeni parametrów.

Badania, których wyniki przedstawiono w tej pracy, koncentrują się na silnikach ZS, w tym również na silnikach lokomotyw spalinowych. Należy pamiętać, że w zakresie niedrogowych źródeł zanieczyszczeń powietrza lokomotywy spalinowe stanowią bardzo znaczący składnik. Dla lokomotyw spalinowych istnieją pewne przepisy ograniczające ilość spalin (np. UIC 623 1-2-3 w Europie), ale zasadniczo jest brak obowiązkowych wymagań jeśli chodzi o systemy monitorujące emisyjnie krytyczne uszkodzenia. Tego typu obowiązkowe systemy diagnostyki pokładowej już od paru dobrych lat są stosowane w samochodach osobowych (OBD II w USA oraz EOBD w Europie). Typowy system OBD dokonuje ciągłego monitorowania podstawowych parametrów pojazdu i jednym z jego podstawowych zadań jest wykrywanie wypadania zapłonu. Całość powyższych spostrzeżeń stała się podstawą do podjęcia badań w zakresie nowych metod wykrywania wypadania zapłonu, szczególnie tych, które można zastosować do ciężkich silników ZS lokomotyw spalinowych.

Silnik spalinowy może być źródłem wielu typów sygnałów, które nadają się do analizy – można wymienić sygnały wibroakustyczne pochodzące od czujników przyspieszenia, całość sygnałów akustycznych pozyskiwanych mikrofonami, sygnały elektryczne pochodzące od detektorów prądów jonowych w komorze spalania, sygnały reprezentujące prędkość kątową wału korbowego, sygnały ciśnieniowe itp. [15,16]. W pracy zaprezentowano badania i wyniki dla detekcji wypadania zapłonu bazujące na sygnałach wibroakustycznych.

## 2. Metody analizy krótkoczasowej

Idea analizy krótkoczasowej zaproponowana w pracy została zaczerpnięta z koncepcji krótkoczasowego widma Fouriera. Typowe widmo Fouriera reprezentuje globalną charakterystykę sygnału, ale nie zapewnia żadnej informacji na temat lokalnych i chwilowych zmian w sygnale. Dla znalezienia lokalnych właściwości sygnału używa się zazwyczaj krótkoczasowe widmo Fouriera [2, 3, 12, 16] lub analizę falkową [9].

Krótkoczasowe widmo Fouriera polega na obliczaniu chwilowego widma w przesuwającym się oknie. Dla każ-

describes the application of short-time signal analysis in the diagnosis of misfire in Diesel engines through vibroacoustic signal. The main aim of the research is to distinguish between normal engine operation and that of misfire. The general idea of the method was taken from the short-time Fourier analysis where short-time spectrum of the signal takes place. In our approach we calculate the values of some selected parameters in the time window sliding along the signal.

For each time we have a set of parameter values and it creates the point in a corresponding multidimensional parameter space. Thus, the time evolution of the signal can be observed as the point evolution in the parameter space. Then, we suspect that the different system states can be distinguished by the different position of points in the parameter space. In order to detect that, the clustering in the parameter space should be performed.

The research focused on signals obtained from the Diesel engines and first of all locomotive diesels. In the area of the non-road sources of combustion gases the locomotives rate relatively high as air pollutants. There are some regulations in this area (e.g. UIC 623 1-2-3 in Europe) but we still observe a lack of obligatory requirements for systems monitoring emission critical damage. Such obligatory on-board diagnostic systems were introduced for passenger cars (OBD II in the U.S. and EOBD in Europe). The OBD system performs a continuous monitoring of basic power transmission system parameters and one of its most important tasks is misfire detection. All these facts inclined the authors to research the new relevant detection methods, particular those applicable in Diesel engines.

The combustion engine is a source of many signals which can be analyzed – e.g. vibration signals from the sensors mounted in the engine, all acoustic signals, signals from the ionic current detectors, signals indicating crankshaft angle velocity, pressure signals etc. [15,16]. The paper shows some results of the research on misfire detection methods which utilize short-time analysis of vibroacoustic signals obtained from Diesel engines.

## 2. Short-time analysis methods

The idea of short-time analysis presented in the paper was taken from the concept of short-time Fourier spectrum. Fourier spectrum represents a global signal characteristic, but it does not provide any information about local and instantaneous signal alterations and appears insufficient in describing any local properties and signal alterations. For local and instantaneous signal properties one can use a short-time Fourier spectrum [2, 3, 12, 16] or wavelets analysis [9].

Short-time Fourier spectrum consists in calculating the instantaneous spectrum in a sliding window. Hence, for each moment we obtain the corresponding spectrum that can alter in time. The instantaneous continuous spectrum can be defined in many ways. We present here a spectrum defined as the short-time Fourier transformation [2, 3, 12, 15, 16]. It takes the following definition (1), where  $u(i)$  is a discrete time function and  $h(n)$  is a time function called a window function. The above spectrum is a continuous spectrum which is periodical in a frequency  $f$  and depends on

dej chwili otrzymujemy widmo, które może się zmieniać w czasie. Ciągłe chwilowe widmo można zdefiniować na wiele sposobów. Widmo zdefiniowane jako krótkoczasowa transformata Fouriera [2, 3, 12, 15, 16] definiuje wzór:

$$U(f, n) = \sum_{i=-\infty}^{\infty} u(i) h(n-i) e^{-j2\pi f i T} \quad (1)$$

gdzie  $u(i)$  jest dyskretną funkcją czasu, a  $h(n)$  jest funkcja czasu zwaną funkcją okna. Powyższe widmo jest widmem ciągłym, które jest okresowe w dziedzinie częstotliwości  $f$  i zależy od funkcji okna oraz chwili  $n$ . Zwykle zakłada się, że dla każdego okna  $h(n)$  istnieje jego transformata

$$H(f) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} h(n) e^{-j2\pi f n T} \quad (2)$$

Funkcja okna powinna mieć kształt okna zarówno po stronie czasu, jak i częstotliwości. Najlepiej jeśli obydwie wielkości byłyby kształtu prostokątnego. Niestety jest to nie możliwe i w praktyce obok okien prostokątnych używa się innych, takich jak np. okno Bartleya, Hanninga, Hamminga i podobne [2, 3, 12, 16].

Również widmo falkowe daje wprost lokalne zmiany w sygnale. W wyniku jego zastosowania otrzymujemy widmo falkowe dla całego sygnału, tak, że każdy składnik ma amplitudę i określoną pozycję w czasie. Widmo falkowe bierze jednak pod uwagę cały sygnał na raz, co czyni je trudną do zastosowania w analizie typu *on-line* [9].

### 3. Techniki rozpoznawania obrazów w analizie krótkoczasowej

Podejście zaproponowane w pracy rozważa wybrane parametry w oknie czasowym przesuwanym się wzdłuż sygnału. Ogólny schemat algorytmu jest następujący [7, 8, 10]:

1. Dokonuje się wyboru szerokości okna czasowego.
2. Dokonuje się wyboru zbioru parametrów, które będą obliczane w oknie czasowym.
3. W przesuwanym się w czasie oknie, dla danej jego pozycji oblicza się wartości wybranych parametrów (patrz rys. 1).
4. Zbiór wartości parametrów dla danej pozycji okna reprezentuje punkt w wielowymiarowej przestrzeni parametrów.
5. Przesuwające się w czasie okno wyznacza zbiór punktów w przestrzeni parametrów, które odpowiadają kolejnym położeniom okna. Obiekt utworzony przez ten zbiór punktów reprezentuje ewolucję czasową w przestrzeni parametrów.
6. Porównanie różnych sygnałów bazuje na grupowaniu danych w przestrzeni parametrów i porównywaniu środków grup.

Można wziąć pod uwagę bardzo wiele parametrów obliczanych w oknie czasowym. Na przykład prążki klasycznej transformaty Fouriera (FFT), parametry statystyczne jak średnia, mediana, kolejne

the window function and the moment  $n$ . We usually assume that for each window function  $h(n)$  a Fourier transformation exists and is as follows (2).

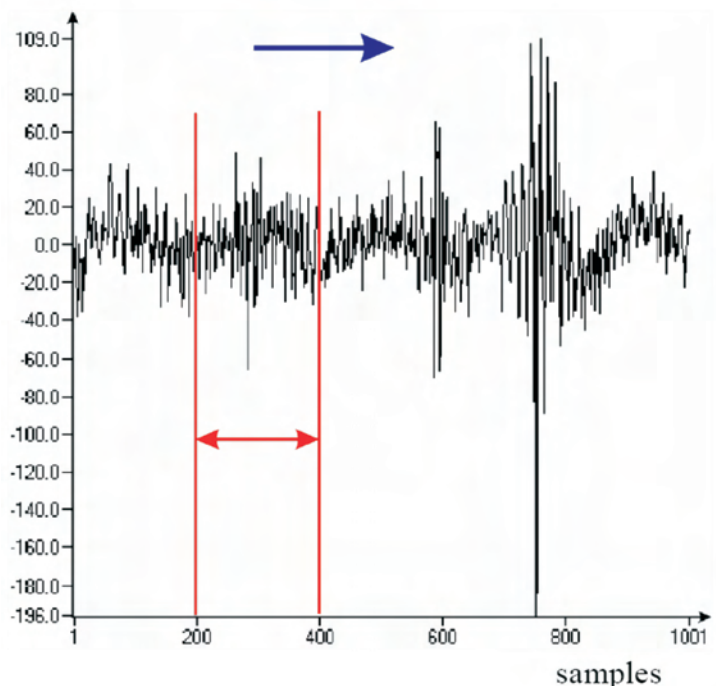
Usually a window function should have a window shape, both in the time and frequency domains. The best is when both functions are rectangular. Unfortunately this is not possible and beside the rectangular windows we use other windows such as Bartley window, Hanning window, Hamming window and the like [2, 3, 12, 16].

In turn, the wavelet spectrum gives us the local signal alteration but it takes into account the signal as a whole. For all the signals we can find the wavelet spectrum, where each component has an amplitude and a position in time. The wavelet spectrum takes into account the whole signal in time what makes difficult to apply it in on-line analysis [9].

### 3. Pattern recognition techniques in short-time signal analysis

The approach proposed in the paper consists in a consideration of particular parameters in the time window sliding along the signal. The general schema of the algorithm is as follows [7, 8, 10]:

1. Choose the width of a given time window.
2. Choose the set of parameters which will be calculated in the window.
3. In a sliding window for a given window position calculate some signal parameters (see Fig. 1).
4. The set of parameter values for a given window position represents a point in a multidimensional parameter space.
5. Sliding the window in time along the whole signal gives the



momenty itp. Zastosowanie parametrów nieliniowych jak np. wykładniki Lapunowa lub wymiary korelacyjne również okazuje się interesujące [1, 6, 9].

Grupowanie danych jest jedną z ważniejszych technik i metod stosowanych w rozpoznawaniu obrazów. Jeśli założymy, że mamy zbiór  $X$  o  $n$  elementach, to grupowanie danych oznacza podział zbioru  $X$  na  $c$  podzbiorów, których elementy są do siebie maksymalnie podobne. Wybór liczby  $c$  (mniejszej od liczby elementów  $n$ ) jest zazwyczaj arbitralny, często wynika z wiedzy *a priori* na temat danego problemu [4, 5, 12].

Najprostszy algorytm grupowania danych jest algorytm grupowania po  $c$  średnich. Algorytm ten można uzyskać znajdując ekstremum funkcji celu w postaci [4, 5, 12]:

$$J = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^c p_{ij} E_{ij} \quad (3)$$

gdzie energia  $E_{ij}$  jest zdefiniowana jako odległość Euklidesowa  $E_{ij} = d_{ij} = |x_i - y_j|^2$  pomiędzy punktem danych  $x_i$  i środkiem grupy  $y_j$ . Zakłada się ponadto, że prawdopodobieństwa  $p_{ij}$  (które można również interpretować jako wartości przynależności) wiążące punkt  $x_i$  do grupy  $j$  są opisane:

$$\forall_j \quad p_j = \begin{cases} 1 & x_i \in j \\ 0 & x_i \notin j \end{cases} \quad (4)$$

Wektor  $x_i$  jest elementem grupy  $j$  gdy odległość do środka tej grupy jest minimalna.

Algorytm grupowania po  $c$  średnich jest obciążony problemem minimów lokalnych i często trudno przy jego pomocy osiągnąć właściwe rezultaty. Jest to przyczyną dla której ciągle rozwija się i proponuje w tym zakresie nowe i lepsze algorytmy [4, 5, 14, 19].

#### 4. Pomiary

Badania zostały przeprowadzone na jednocylindrowym 4-suwowym badawczym silniku ZS typu SB 3.1 oraz lokomotywie 401Da – 427 wyposażonej w silnik 16H12A Henschel – 12V.

Dla jednocylindrowego silnika testowego pomiary były przeprowadzone z użyciem rejestratora cyfrowego TEAC RD-135T. Sygnał wibroakustyczny był mierzony w trzech prostopadłych kierunkach przestrzennych. Częstotliwość próbkowania wynosiła 12 kHz. Dokonano pomiarów przyspieszenia, prędkości drgań oraz ciśnienie w cylindrze. Prędkość obrotowa i moment obrotowy były zmieniane w zakresie:  $n = 700 \div 1700$  obr/min,  $M_o = 0 \div 90$  N·m. Pomiarów dokonano dla 21 punktów pracy dla różnych prędkości obrotowej i momentu obrotowego. Na rysunku 2 pokazano przykładowy pozyskany sygnał przyspieszania.

Dla jednocylindrowego silnika badawczego równocześnie z pomiarem wibroakustycznego sygnału przyspieszenia pozyskiwano odpowiadający mu sygnał ciśnienia w cylindrze. To dawało informacje na temat, który sygnał przyspieszenia reprezentował stan z pojawiającym się wypadaniem zapłonu. Biorąc pod uwagę wykres ciśnienia, przypadki

set of points in the multidimensional parameter space.

6. The comparison of different signals is based on the clustering in the parameter space and comparison of the cluster centers.

Many kinds of parameters calculated in a time window can be taken into consideration. For example lines of classical Fourier transformation (FFT), statistical parameters like median higher order moments etc. The application of nonlinear parameters like Lyapunov exponents, correlation dimensions etc. also appears interesting [1, 6, 9].

The clustering is one of the most important techniques of pattern recognition. If we assume we have  $n$  element data set  $X$ , the clustering means that we want to find the number  $c$  (lower than the number of elements  $n$ ) and divide data set  $X$  for  $c$  subsets, where elements are most similar to each other [4, 5, 12].

The most popular clustering algorithm is a classical hard c-means algorithm of clustering. The c-means clustering algorithm can be obtained by optimization of the objective function in a form [4, 5, 12] (3), where energy  $E_{ij}$  is defined as an Euclidean distance  $E_{ij} = d_{ij} = |x_i - y_j|^2$  between data point  $x_i$  and center of cluster  $y_j$ . It is assumed that probabilities (membership values)  $p_{ij}$  that associate data point  $x_i$  to cluster  $j$  are (4).

Vector  $x_i$  is considered as an element of group  $j$  when the distance to the cluster center is minimal.

Classical hard c-means algorithm of clustering poses a problem of local minima that makes a solution difficult to find. For this reason all the time the new and better clustering algorithms are developed [4, 5, 14, 19].

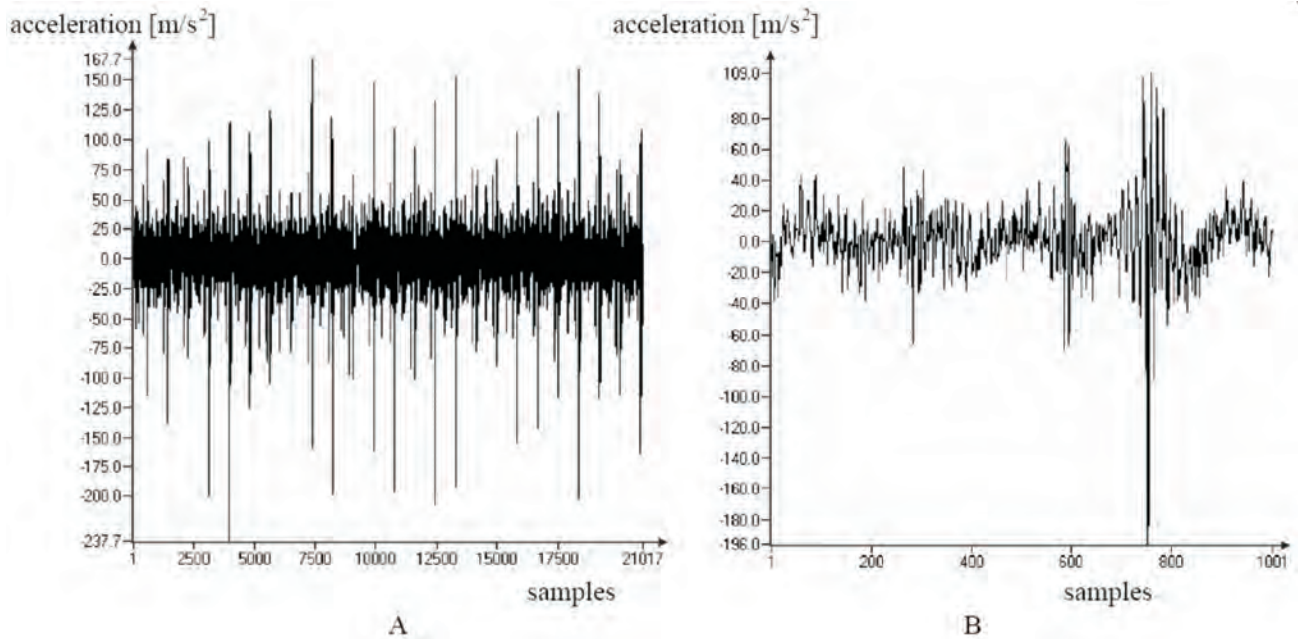
#### 4. Measurements

The tests were performed on one-cylinder 4-stroke Diesel test engine SB 3.1, 401Da – 427 locomotive with a 16H12A Henschel – 12V engine.

For the one-cylinder test engine the measurements of the pressure and vibrations were performed through signal recorder TEAC RD-135T. The vibroacoustic signal was measured in three space directions with the use of a piezoelectric sensors Brüel & Kjaer 4391. The sample frequency was 12 kHz. The following quantities were measured: acceleration, vibration velocity and cylinder pressure. In the tests revolutions and torque were changed in the range:  $n = 700 \div 1700$  rev/min,  $M_o = 0 \div 90$  N·m. The measurements were performed for 21 working points with different torque and revolutions. Fig. 2 presents an example of the acceleration signal which was examined.

For the one-cylinder test engine measurements together with the vibroacoustic signal the corresponding pressure signal was acquired. This gave us the knowledge of which acceleration signal represents the state of misfire. Taking into account the plots of the cylinder pressure the misfires were identified as significant decreases of the pressure plot peaks.

For the locomotive engine two kinds of signals were compared: an improper signal (misfire simulated by disconnection of one cylinder) with a proper signal (all cylinders operative).



wypadania zapłonu były identyfikowane jako znaczące obniżenie się szczytowych wartości ciśnień.

Dla silnika lokomotywy spalinowej porównywano dwa podstawowe rodzaje sygnałów: sygnał nieprawidłowy (wypadanie zapłonu symulowane poprzez odłączenie jednego cylindra) oraz prawidłowy (wszystkie cylindry pracują).

Dla silnika lokomotywy spalinowej czujnik został przymocowany na korpusie silnika na cylindrze 1. Pomiarów dokonano z użyciem 16-kanałowego cyfrowego rejestratora TA11 GOLD, który wykorzystuje piezoelektryczny czujnik 4395 produkowany przez Brüel & Kjaer oraz programy pozyskiwania i analizy danych. Pomiarów dokonywano dla trzech wartości prędkości obrotowych wału korbowego: 650-680 obr/min (bieg jałowy), 1100 obr/min i 1500 obr/min, w trzech fazach: wszystkie cylindry pracują, odłączono cylinder 1, odłączono cylinder 4. Sygnał był rejestrowany w trzech kanałach, każdy reprezentujący składową w jednym kierunku przestrzennym: równoległym do osi głównej lokomotywy, horyzontalnym-prostopadłym i pionowym-prostopadłym do osi głównej lokomotywy. Częstotliwość próbkowania wynosiła 20 kHz.

Wszystkie otrzymane sygnały były następnie analizowane przy użyciu oprogramowania MATLAB. Do grupowania danych zastosowano klasyczny algorytm grupowania po c średnich.

## 5. Wyniki

W analizie krótkoczasowej sygnałów pozyskanych z jednocylindrowego silnika badawczego rozważano 11 parametrów: prążki FFT od 1 do 5; średnią, momenty od 2 do 5 oraz medianę. Szerokość okna, w większości przypadków, była wybrana jako okres (lub pół okresu) trwania cyklu pracy

For the locomotive engine an acceleration sensor was mounted into the engine body on cylinder 1. The measurements were performed through a TA11 16-channel digital recorder produced by GOLD which incorporates a 4395 piezoelectric sensor manufactured by Brüel & Kjaer, the acquisition program and analysis software. The measurements of the locomotive engine were taken in three engine speed values: 650-680 rev/min (idle run), 1100 rev/min and 1500 rev/min, in three measurement phases: all cylinders operative, cylinder 1 disconnected and cylinder 4 disconnected. The signal was registered in three channels, each channel representing a component in one of three directions: parallel to the main longitudinal locomotive axis, horizontal-transverse and vertical-transverse to the main longitudinal locomotive axis. The sampled frequency was 20 kHz.

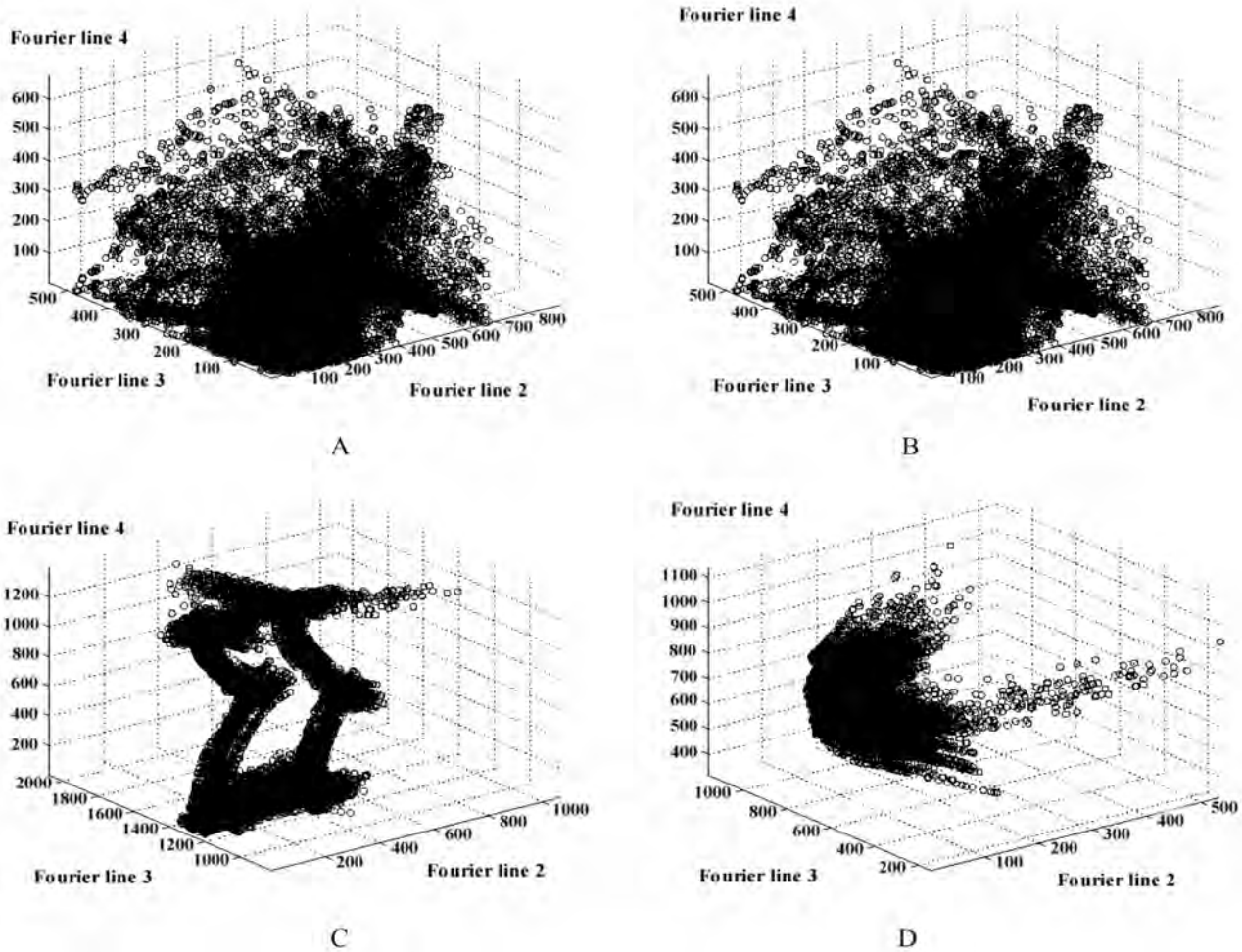
The obtained engine signals were processed through the MATLAB software. In clustering a classical c-means algorithm of clustering was used.

## 5. Results

In short-time analysis for signals taken from one-cylinder test engine eleven parameters were considered: FFT lines from 1 to 5; mean; moments from 2 to 5 and the median. The window width was chosen as time (or half time) of the engine cycle of work (four strokes).

Fig. 3 presents an example of a parameter subspaces obtained for signal with some misfire events (detected by comparison with pressure plots) for different window width. The choice of window width influences the object shape in the parameter space.

In turn, Fig. 4 presents the effect of clustering in the parameter space from the Fig. 3.



silnika (4-suwowego).

Rys. 3 pokazuje przykład podprzestrzeni parametrów otrzymanej dla sygnału w przypadku wprowadzenia zapłonu

(wykrytymi poprzez porównanie z odpowiednim wykresem ciśnienia) dla różnych szerokości okna. Okazuje się, że wybór szerokości okna znacząco wpływa na kształt uzyskanych obiektów w przestrzeni parametrów.

Rys. 4 pokazuje dalej efekt grupowania danych w przestrzeni parametrów dla przypadku z rys. 3.

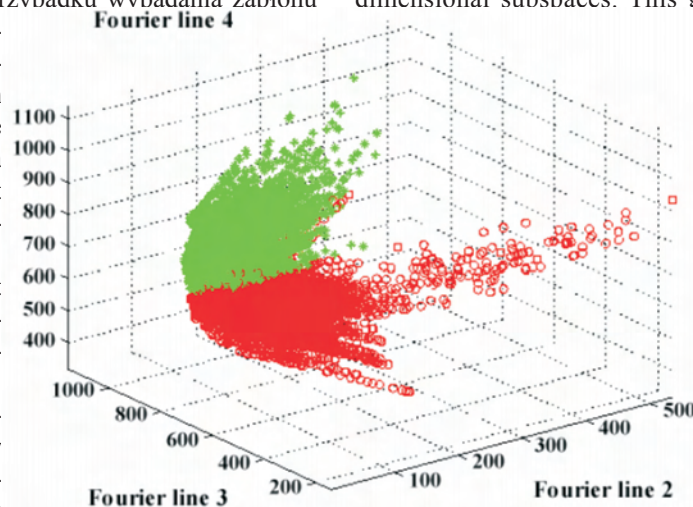
Podczas analizy wzrokowej zobaczyć możemy jedynie rzutowanie 11-wymiarowej przestrzeni parametrów do najwyżej trójwymiarowej podprzestrzeni. To powoduje, że po przeprowadzeniu

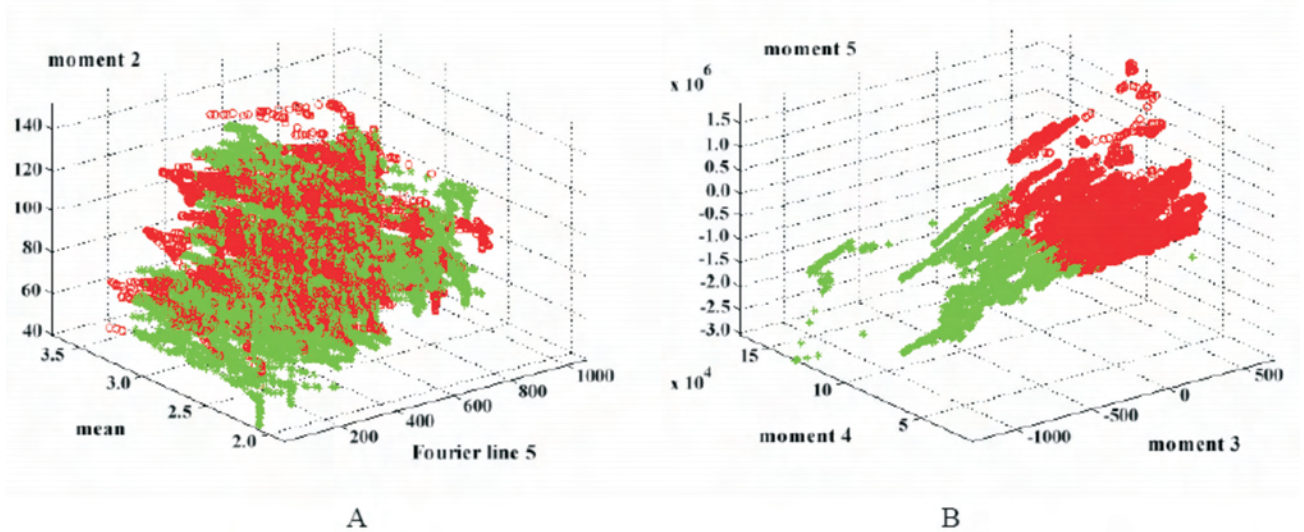
It must be noted that we can observe only the projection of a full 11-dimensional parameter space into the three dimensional subspaces. This gives us a possibility that

the clusters which are well distinguished in one subspace are quite undistinguishable in the other (see Fig. 5).

The analysis of locomotive signals was performed in two cases: for signals without preprocessing (the signals in the form obtained exclusively from a recording device) and for signals with preprocessing (by using FIR filter).

For signals taken from the locomotive engine the window width were taken as 0.1 second

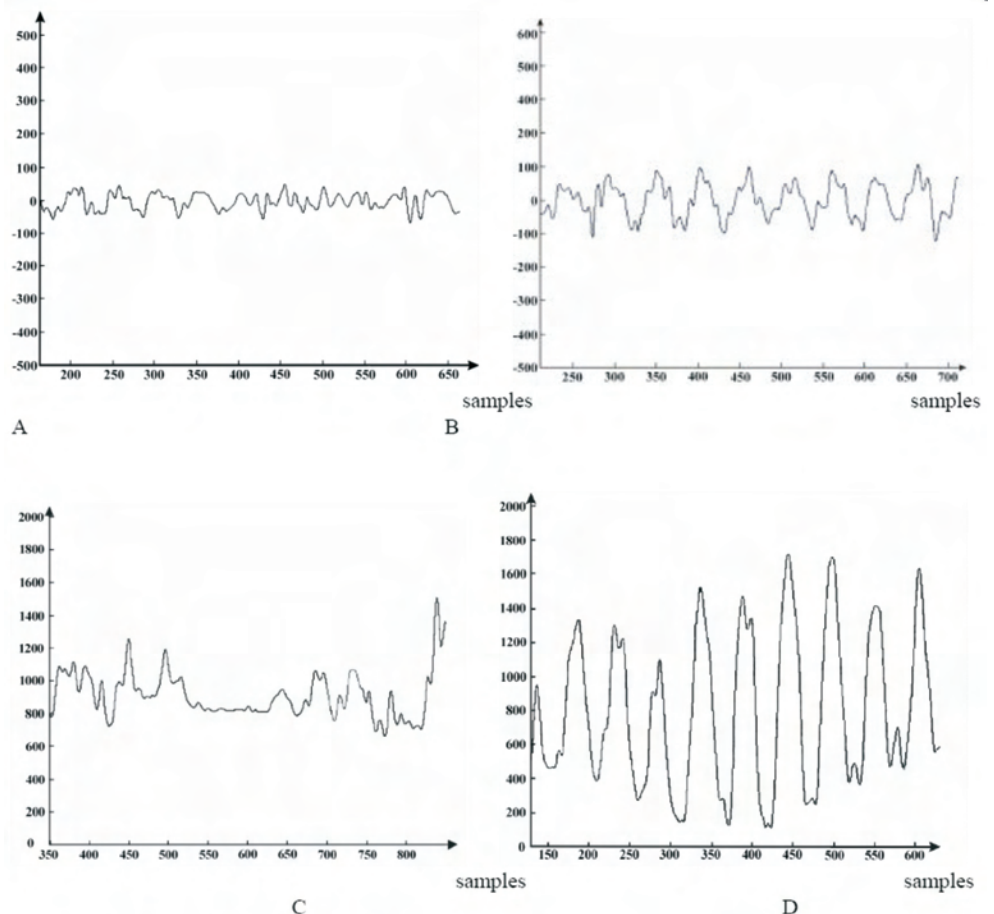


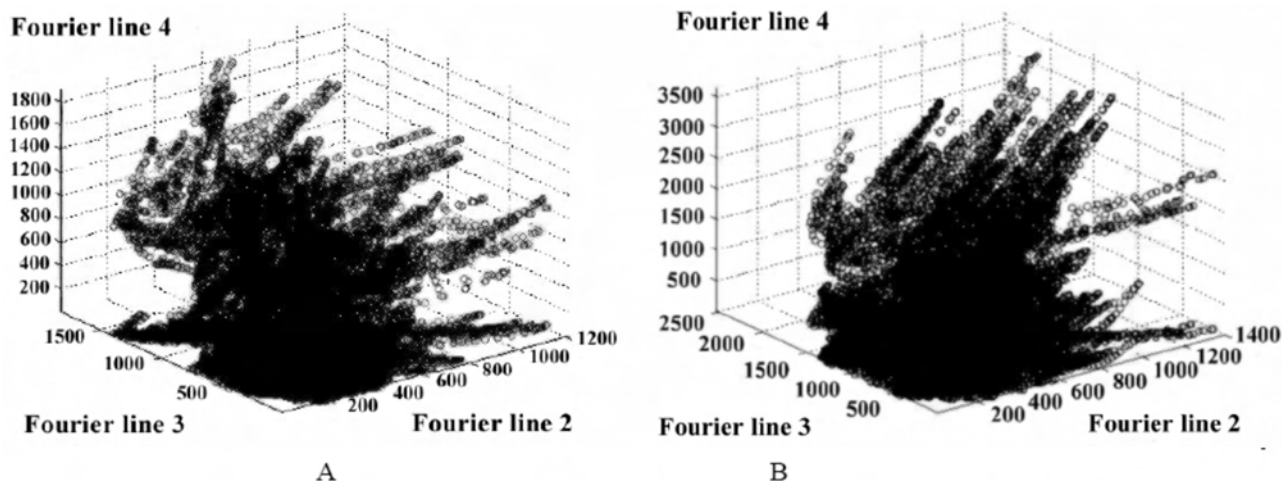


grupowania danych, grupy, które w jednej trójwymiarowej (2000 samples) and 0.01 seconds (200 samples). In each podprzestrzeni są dobrze rozróżnialne, mogą się okazać nie rozróżnialne w innej podprzestrzeni (patrz rys. 5).

Analiza sygnałów dla silnika lokomotywy została przeprowadzona dla dwóch przypadków: bez przetwarzania wstępnego (analizowano sygnały w postaci otrzymanej wprost z urządzenia rejestrującego) i z przetwarzaniem wstępnym (używając filtra FIR).

Dla silnika lokomotywy spalinowej szerokość okna przyjęto jako 0,1 sekundy (2000 próbek) lub 0,01 sekundy (200 próbek). W każdym oknie obliczano siedem parametrów: prążki FFT od 2 do 6; wartość średnią i wariancję. Rys. 6 pokazuje fragmenty przykładowych wykresów oryginalnych sygnałów oraz odpowiadające im wykresy zmienności 3 prążka FFT. W odpowiedniej 7 wymiarową przestrzeni parametrów obliczono środki zbiorów punktów dla różnych stanów układu używając do tego celu klasyczny





algorytm grupowania po c średnich. Obserwacja wizualna przestrzeni parametrów pozwala rozpoznać, że obiekty utworzone w przestrzeni parametrów dla stanów prawidłowych i nieprawidłowych wykazują pewne zróżnicowanie (patrz rys. 7). Równocześnie obliczone wartości współrzędnych środków grup pokazują zdecydowane różnice pomiędzy stanami prawidłowymi i nieprawidłowymi.

Przeprowadzono również badania wstępne dla parametrów nieliniowych. Rys. 8 pokazuje przykładowe wykresy maksymalnych wykładników Lapunowa dla prawidłowych i nieprawidłowych sygnałów. Wykładniki Lapunowa pokazują interesujące zachowanie, ale z powodu dużej złożoności obliczeniowej nie zostały one użyte jako parametry rozważanej wielowymiarowej przestrzeni parametrów.

## 6. Wnioski

W pracy zastosowano analizę krótkoczasową dla diagnostyki wypadania zapłonu w silniku z zapłonem samoczynnym. Wybrane parametry obliczane były w oknie czasowym przesuwanym się wzdłuż sygnału, co dawało możliwość zaobserwowania ewolucji czasowej w wielowymiarowej przestrzeni parametrów. Następnie w przestrzeni parametrów stosowano techniki grupowania danych dla rozróżnienia różnych stanów silnika. Podstawowe wyniki oraz obserwacja wielowymiarowej przestrzeni parametrów okazały się obiecujące i interesujące. Ogólny widok przestrzeni parametrów pozwolił na rozróżnienie ścieżek ewolucji oknowej oraz przeprowadzenie grupowania danych.

Wypadanie zapłonu było symulowane poprzez stałe odłączenie zasilania jednego cylindra (silnik lokomotywy spalinowej) albo też występowało naturalnie w postaci pojedynczych przypadków (jednocylindrowy silnik badawczy). Dla stałego odłączenia zasilania (silnik lokomotywy spalinowej) analiza przestrzeni parametrów wskazuje na różne położenie grup odpowiadających stanowi prawidłowemu oraz z wypadaniem zapłonu. Dla naturalnego wypadania za-

window seven parameters were calculated: FFT lines from 2 to 6; a mean and a variance. Fig. 6 shows parts of some exemplary plots of the original signals and corresponding plots of their second FFT line. Eventually, having the 7 dimensional parameter space, the centers of all points for different states were calculated. In the first approach the classic c-means clustering algorithm was used to find the centers for the given signals.

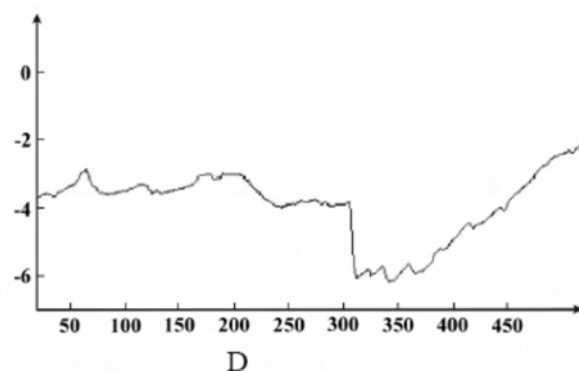
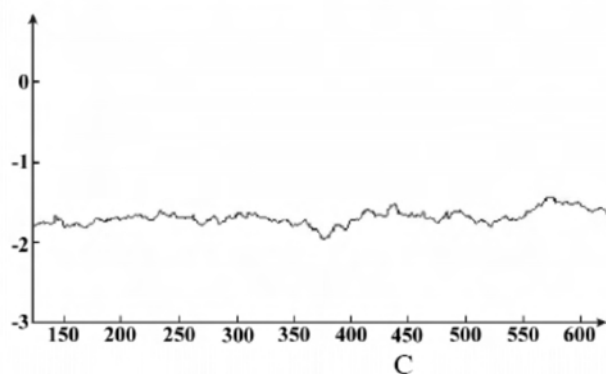
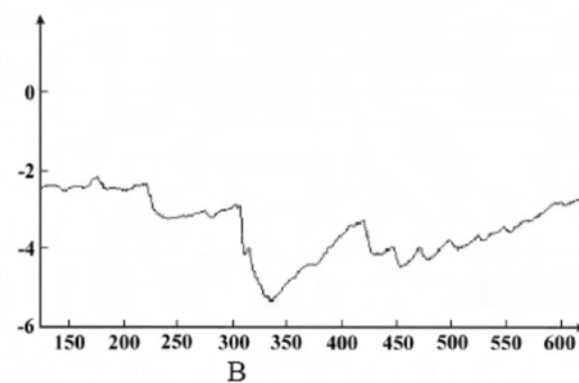
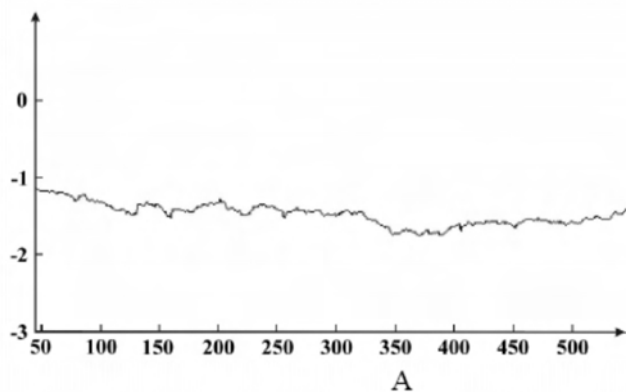
The objects created in the parameter space for proper and improper signals show some difference (see Fig. 7). Similarly, the calculated values of the center coordinates are showing significant differences for proper and improper signals.

Some introductory tests were also performed with the use of nonlinear parameters. Fig. 8 presents some exemplary plots of dominant Lyapunov exponents for proper and improper signals. The nonlinear parameters like Lyapunov exponents show some interesting behavior but because of the high computational complexity of their calculations they were not used as the parameters of the considered parameter space.

## 6. Conclusions

In the paper the short-time analysis was performed for misfire diagnostic of a Diesel engine. The selected parameters were calculated for the time window sliding along the signal what created the multidimensional parameter space where one could observe the time evolution. Next the clustering techniques were performed to differentiate engine states in a parameter space. The main results and the observation of the multidimensional parameter space seem interesting and promising. The general look of the parameter space allows to distinguish the traces of window evolution.

Misfire was simulated by permanent disconnection of one cylinder (locomotive engine) or appeared naturally as single cases (one-cylinder test engine). For permanent cylinder



plonu (jednocylindrowy silnik badawczy) można zauważyć zazwyczaj masywne centrum oraz dodatkowe zewnętrzne fragmenty, które powinny odpowiadać nieprawidłowym fragmentom sygnału. Zastosowanie algorytmu grupowania danych pozwoliło na zaznaczanie odpowiednich grup.

Ponadto większość parametrów (w tym parametry nieliniowe) pokazały dużą zmienność wartości w przesuwającym się oknie i zmiany te okazały różne dla stanu normalnej pracy silnika oraz dla wypadania zapłonu.

Uzyskane wyniki i rezultaty udowodniły przydatność metody analizy krótkoczasowej z zastosowaniem grupowania danych w przestrzeni parametrów do diagnostyki wypadania zapłonów. Obecny etap badań stanowi pierwszy krok w budowie systemu diagnostyki chwilowej on-line silnika o zapłonie samoczynnym. Wobec perspektywy przeniesienia obowiązkowych systemów diagnostyki pokładowej typu OBD na ciężkie silniki o zapłonie samoczynnym zaproponowana metoda diagnostyczna stanowi nową propozycję w tym zakresie.

Pełne opracowanie metody wymaga jednak szeregu dodatkowych badań. Zadanie badawcze okazało się bowiem bardzo złożone ze względu na wielką różnorodność możliwych schematów pomiarowych. Pod uwagę wzięto jedynie ograniczoną liczbę sygnałów oraz zastosowano ograniczoną

disconnection (locomotive engine) the analysis of parameter space shows the different position of clusters represent a proper state and a state of misfire. For natural misfire (one-cylinder test engine) one can find the massive center and some outside traces that should correspond to the improper behavior of signal fragments. The application of clustering algorithms allowed to label the given cluster.

Additionally the most of parameters (nonlinear parameters also) are showing the big values variance in sliding window and this changes are quite different for the state of engine normal work and for the misfire.

The obtained results showed the usefulness of short-time analysis with using clustering techniques in misfire diagnostic. The current research stage is a first step in building short-time on-line diagnostic system of a Diesel engine. Taking into account the perspective of carrying of obligatory on-board diagnostic systems OBD on heavy Diesel engines the proposed method create the new approach in this area.

The full study of the presented method needs some more researches. The measurement task showed us the great complexity and variety of possible measurement schemes. Only a limited number of signal examples have been utilized. Also, a limited number of window parameters have been used. The usage of larger number of parameters and different types of

liczbę parametrów obliczanych w oknie czasowym. Użycie większej liczby parametrów, a przede wszystkim, różnych ich typów powinno zapewnić lepsze odróżnienie odrębnych stanów silnika w przestrzeni parametrów. W przyszłych eksperymentach trzeba więc użyć nowych rodzajów parametrów (przede wszystkim dołożyć parametry nieliniowe) i przestrzeń parametrów o wyższym wymiarze. Należy również oczekiwać, że zastosowanie innych algorytmów grupowania danych (algorytmy rozmyte oraz bazujące na metodach fizyki statystycznej) w znaczącym stopniu polepszy wyniki grupowania w przestrzeni parametrów.

### Podziękowanie

Publikacja została wykonana w ramach pracy badaw-

parameters will give us a better differentiation of clusters representing the different engine states. Hence, in the future experiments we should consider using new parameters (nonlinear for example), and higher dimensional parameter spaces. We also expect the improvement of our results while applying some better clustering algorithms (fuzzy clustering algorithms and clustering algorithms based on the methods of statistical physics).

### Acknowledgments

The paper was supported by the grant No 5 T12D 011 25 of KBN (state Committee for Scientific Research) in Poland.

*Artykuł recenzowany*

### Literatura/Bibliography

- [1] Abarbanel H. D. I.: Analysis of Observed Chaotic Data Springer, 1996.
- [2] Allen J. B., Rabiner L. R.: A Unified Approach to Short-Time Fourier Analysis and Synthesis, Proceedings of the IEEE 65, 1558-1564, 1977.
- [3] Allen J. B.: Short Term Spectral Analysis, Synthesis, and Modification by Discrete Fourier Transform, 1977 IEEE Transactions on Acoustic, Speech, and Signal Processing ASSP-25, 235-238, 1977.
- [4] Bezdek J. C.: Pattern Recognition with Fuzzy Objective Function Algorithms, Plenum Press (Second edition), 1987.
- [5] Boguś P., Massone A. M., Masulli F., Schenone A.: Interactive graphical system for segmentation of multimodal medical volumes using fuzzy clustering, Machine GRAPHICS & VISION 7, 1998, 781-791, 1998.
- [6] Boguś P., Merkisz J., Grzeszczyk R., Mazurek S.: Nonlinear Analysis of Combustion Engine Vibroacoustic Signals for Misfire Detection, SAE Technical Paper Series, 2003-01-0354.
- [7] Boguś P., Merkisz J., Waligórski M.: Short-time methods of signal processing in combustion engine diagnostic – OBDII/EOBD perspectives, Proceedings of 29th International Scientific Conference on Combustion Engines KONES 2003, September 14-17, Wisła, Poland, 31-37, 2003.
- [8] Boguś P., Lewandowska K.: Short-Time Signal Analysis Using Pattern Recognition Methods. Lecture Notes in Computer Science. Artificial Intelligence and Soft Computing – ICAISC 2004, Springer-Verlag, 550-555, 2004.
- [9] Boguś P., Merkisz J.: Misfire Detection of Locomotive Diesel Engine by Nonlinear Analysis, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 19, Issue 4, pp. 881-899, 2005.
- [10] Boguś P., Merkisz J.: Short Time Analysis of Combustion Engine Vibroacoustic Signals with Using Pattern Recognition Techniques, SAE Technical Paper Series 2005-01-2529.
- [11] Chui C. K., Wavelets: A Mathematical Tool for Signal Processing, SIAM Society for Industrial and Applied Mathematics, 1997.
- [12] Duda R., Hart P.: Pattern Classification and Scene Analysis, Wiley Interscience, 1973.
- [13] Harris F. J.: On the Use of Windows for Harmonic Analysis with the Discrete Fourier Transform, Proceedings of the IEEE 66, 51-83, 1978.
- [14] Krishnapuram R., Keller J. M.: A Possibilistic Approach to Clustering, IEEE Transactions on Fuzzy Systems 1, 98-110, 1993.
- [15] Merkisz J., Boguś P., Grzeszczyk R.: Overview of engine misfire detection methods used in on-board diagnostics. Journal of KONES – Internal Combustion Engines 8, 326-341, 2001.
- [16] Merkisz J., Waligórski M., Boguś P., Grzeszczyk R.: Some Insights into Diesel Locomotives Misfires for the Application of an OBD System, Journal of KONES Internal Combustion Engines 9, 188-203, 2002.
- [17] Mitra S. K., Kaiser J.F. (eds.): Handbook for Digital Signal Processing, John Wiley & Sons, 1993.
- [18] Portnoff M. R.: Time-Frequency Representation of Digital Signals and Systems Based on Short-Time Fourier Analysis, IEEE Transactions on Acoustic, Speech, and Signal Processing ASSP-28, 55-69, 1980.
- [19] Rose K., Gurewitz E., Fox G. C.: A deterministic annealing approach to clustering. Pattern Recognition Letters 11, 589-594, 1990.



Michał T. BIALKOWSKI\*  
T. PEKDEMİR  
M. BRAUTSCH  
D.P. TOWERS  
G. ELSEBETT

## Pomiary gęstego aerozolu oleju rzepakowego za pomocą fazowej anemometrii dopplerowskiej

Strugi gęstego oleju rzepakowego (RSO) rozpylone pod wysokim ciśnieniem zostały przebadano metodą fazowej anemometrii dopplerowskiej (PDA). Próbkę zimnego sprężonego oleju były wstępnie ogrzewane i wtryskiwane pod różnym ciśnieniem (56,3; 76,0; 93,8; 112,5; 131,3 MPa) do osrodka o sześciu różnych gęstościach (3; 6; 15; 30; 45; 60 kg/m<sup>3</sup>). Duża gęstość RSO w istotnym stopniu oddziałuje na jakość pomiaru rozmiarów kropli i prowadzi do podobnych trudności na jakie napotkano podczas badań gęstego aerozolu oleju napędowego.

Testy rozmiarów kropli wymagały analizy wpływu napięcia fotopowielacza (PMT) oraz warunków wtrysku na określenie wielkości kropli. Dla prowadzonych badań najodpowiedniejsza czułość PMT została określona przy 1000 V. Rozkład rozmiarów kropli wykazał, że wzrost ciśnienia otoczenia skutkuje deformacją Gaussowskiego rozkładu wymiarów kropli przez przyrost liczby kropli o małych wymiarach. Ponadto, wzrost zarówno ciśnienia wtrysku, jak i ciśnienia osrodka powoduje zmniejszenie średniej średnicy kropli oraz wyraźny spadek liczby uwzględnianych kropli.

Mimo trudności z zastosowaniem techniki PDA do badań aerozolu RSO można wysnuć wniosek, że metoda może być z powodzeniem stosowana, pod warunkiem odpowiedniego dostosowania parametrów PDA.

Słowa kluczowe: struga rozpylonego oleju rzepakowego, gęsty aerozol, fazowa anemometria Dopplera

## Phase doppler anemometry measurements of a dense rapeseed oil spray

High pressure, dense rapeseed oil (RSO) sprays have been investigated using a Phase Doppler Anemometry (PDA) setup. Samples of cold pressed RSO were pre-heated and injected at various pressures (56.3, 76.0, 93.8, 112.5, 131.3 MPa) and six different ambient densities (3, 6, 15, 30, 45, 60 kg/m<sup>3</sup>). High density of RSO significantly affects the quality of sizing measurements, and leads to the similar experimental problems which have been found for the dense Diesel spray.

The sizing tests involved analysis of the influence of the photomultiplier (PMT) voltage and injection conditions on droplet validation. The sensitivity of the PMT at 1000 V was found as the most appropriate in the performed tests. The droplet size distributions revealed that the increasing ambient pressure results in a deformed Gaussian drop size distribution having larger number of small droplets. Furthermore, the increasing injection and ambient pressures lower the mean droplet diameter but result in the significant decrease of the droplet validation.

Despite the experimental difficulties of applying the PDA technique to RSO sprays it is concluded the method can be successfully used if the appropriate adjustment of PDA parameters is undertaken.

Key words: rapeseed oil spray, dense spray, Phase Doppler Anemometry

### 1. Wstęp

Olej rzepakowy (RSO) jest od dłuższego czasu obiektem zainteresowania jako potencjalny zamiennik oleju napędowego. Wiele publikacji sygnalizuje obiecujące wyniki uzyskane po zastosowaniu oleju rzepakowego w różnych silnikach wysokoprężnych [6, 10, 23, 25, 28]. Jednakże niektórzy badacze wskazują na niecałkowite spalanie, które może być skutkiem niecałkowitego spalania mieszanki powietrza i RSO [11, 24, 26, 27, 30] lub różnych wymiarów kropli.

Oczywiście zamiana oleju napędowego dowolnym paliwem nie pochodzącym z przeróbki ropy naftowej zależy od tego, czy olej zastępczy charakteryzuje się podobną skłonnością do tworzenia aerozolu. Dlatego takie parametry jak średnia średnica Sautera, średnica arytmetyczna czy średnica De Broukera powinny stanowić wskazówki do przeprojektowania lub modyfikacji układu wtryskowego i

### 1. Introduction

There has been an increasing interest in rapeseed oil (RSO) as a potential Diesel substitute. A number of literature publications have reported promising results of RSO operation in various Diesel engines [6, 10, 23, 25, 28]. However, some researchers stresses on an incomplete combustion which might have occurred due to incomplete combustion of the air/RSO mixture [11, 24, 26, 27, 30] or different droplet sizes.

It is apparent that the successful substitution of Diesel by any non-crude oil based fuel will be depending on whether they possess the same spray characteristic. Therefore, the parameters like the Sauter, arithmetic or De Broukera mean diameters should provide guidelines for redesigning or modification of injection and combustion systems to make them capable to operate on neat RSO. The tests should provide a similar set of results which had been already

systemu spalania, takiego, by stały się one zdolne do pracy na czystym RSO. Badania powinny dostarczyć podobnych wyników, jakie uzyskano dla oleju napędowego [3, 15, 20, 22] lub jego zamienników [21].

Technika fazowej anemometrii dopplerowskiej (PDA) jest jednym z najdokładniejszych narzędzi do badania rozpylonego paliwa, choć jest ona skomplikowana i wymaga wielu wstępnych badań poprzedzających zasadnicze testy. Główna trudność polega na jej stosowalności do określonego rodzaju aerozolu, jako że w większości przypadków aerozol charakteryzuje się dużą gęstością w zasadniczym stopniu wpływającą na jakość pomiaru [18]. Ważne jest, aby określić te problemy i zorientować się, jak metodę PDA dopasować do planowanego eksperymentu. Najnowsze dostępne źródła literaturowe dostarczają wyczerpujący przegląd zastosowań metody PDA do badań silników wysokoprężnych, lecz jak dotąd nie przeprowadzono odpowiedniej analizy w odniesieniu do RSO. Można mieć nadzieję, że rozpoznane problemy pomiarowe będą mogły znaleźć swe odniesienie dla RSO cechującego się odmiennymi właściwościami fizycznymi, głównie większą gęstością i lepkością.

## 2. Dotychczasowe badania metodą PDA

Większość z ostatnio zrealizowanych badań metodą PDA wykonano w nierzeczywistych warunkach silnikowych, tzn. przy niewielkim ciśnieniu wtrysku do ośrodka o ciśnieniu atmosferycznym [8, 9, 12, 13]. Wiadome jest, że w przypadku gęstych aerozoli oleju napędowego wyższe ciśnienie otoczenia zmniejsza możliwości prawidłowej obserwacji przy pomocy PDA. Wartość wyników pomiaru PDA w przypadku rozpylonego oleju napędowego była zwykle problematyczna ze względu na obecność dużych kropeł, które nie zawsze były uwzględniane w pomiarze. Koo z zespołem [16] zmniejszyli ciśnienie ośrodka z 21 MPa do 0,6 MPa by uniknąć gęstego aerozolu i poprawić dokładność. Również Araneo i Tropea [2] poprzez wydłużenie okresu wtrysku starali się osiągnąć quasi-stacjonarny aerozol i przyjęli bardzo niską wartość współczynnika kulistości (30%) w celu uzyskania danych na temat aerozolu oleju napędowego wytwarzanego w systemie *common rail*. Zastosowany układ pozwolił uzyskać dużą rozdzielczość co kompensowało bardzo małą wartość współczynnika kulistości.

Ograniczenia techniki PDA w zastosowaniu do badań gęstych aerozoli wyczerpująco omawiane są przez Ficarella i współpracowników [7]. Badano gęsty aerozol pochodzący z systemu *common rail* a oceny prędkości i wielkości kropeł dokonano dzięki możliwościom układu pomiarowego PDA. W artykule Wigley'a i współpracowników [29] oraz Kashdana i współpracowników [14] wykorzystano odmienne podejście w celu takiego zastosowania techniki LDA/PDA, by możliwe były pewne pomiary kropeł o większej średnicy. Publikacje te skupiały się na zastosowaniu techniki PDA do pomiarów w warunkach quasi-statycznych i gęstego aerozolu.

Lacoste i inni [19] zastosowali technikę PDA do badania aerozolu oleju napędowego wytworzonego w systemie *common rail* przy trzech różnych ciśnieniach wtrysku (100, 140 i 160 MPa). Autorzy rozpoznali podstawowe zasady

collected for Diesel spray reported in [3, 15, 20, 22] or its alternative [21].

Phase Doppler Anemometry (PDA) technique is one of the most accurate device to study a fuel spray, however the technique is complicated and requires a range of preliminary studies prior to the actual spray measurement. The main obstacle is its applicability to a considered type of spray, as in the most cases sprays is featured by a high density significantly affecting quality of measurement [18]. It is important to recognise these experimental problems to get to know how a PDA system can be tailored before measurement can be undertaken. The recent available literature resources offer a fairly satisfactory review on the PDA application in Diesel studies, but similar comprehensive studies on RSO have not been performed yet. It is expected that the already recognised experimental problems would be more pronounced for RSO due to its different physical properties, mainly due to its higher density and viscosity.

## 2. Previous PDA studies

Most of the recent PDA test have been performed at unrealistic engine conditions, i.e. low injection pressures and atmospheric conditions [8, 9, 12, 13]. It is recognised that a higher ambient pressure results in a dense Diesel spray more unlikely to be successfully acquired by PDA. High validation of PDA measurement of Diesel sprays has always been problematic due to a presence of large droplet sizes, which were not always validated. Koo et al. [16] reduced the ambient pressure from 21 MPa to 0.6 MPa in order to avoid getting dense sprays and enhance validation. Also, increasing of injection duration to create a quasi-stationary spray and accepting very low sphericity validation factor (30%) was applied by Araneo and Tropea [2] to collect results of Diesel sprays produced in a common rail system. The used setup provided a high validation which was compromised by a very low sphericity factor of 30%. The limitation of the PDA technique used to test dense sprays was widely discussed by Ficarella et al. [7]. A dense spray of common rail system was investigated and the velocity and diameter validations analysed in connection to the PDA setup and power. Different approaches to establish the LDA/PDA technique that would allow measurements to be made over a wide drop size range with condence were presented in paper of Wigley et al. [29] and Kashdan et al. [14]. The publications concentrate on applications of PDA under quasi-steady conditions and dense spray discussing the possible solutions.

Lacoste and his colleagues [19] used PDA to explore a Diesel spray produced using a common rail injection system at three feeding pressures (100, 140 and 160 MPa). Authors reviewed the fundamental principles of PDA and the main difficulties in application of the technique in high pressure Diesel sprays. In addition to the errors affecting the measurement of spray in general, like defocusing, shape irregularities, some other factors make measurements of the dense Diesel spray fairly difficult. An overlapping signal due to a "multiple occupancy" in the measuring volume is one of the main obstacle. A possible solution suggested by the authors was reduction of the control volume, however

metody PDA i główne trudności wynikające z zastosowanie tej techniki do rozpylonego oleju napędowego pod wysokim ciśnieniem. Oprócz znanych błędów związanych z tym pomiarem jak utrata ostrości czy nieregularności kształtu, wymieniono jeszcze inne czynniki, które dodatkowo utrudniają pomiar gęstej strugi wtryskiwanego oleju napędowego. Jako główną przeszkodę wymienić można nakładanie się sygnałów wynikające z „wielokrotnego przebywania” w objętości pomiarowej. Zaproponowane przez autorów możliwe rozwiązanie tego problemu polega na zmniejszeniu objętości kontrolnej, co jednak może prowadzić do zmniejszenia obszaru pomiarowego oraz liczby prążków interferencyjnych. Mała objętość pomiarowa może również skutkować zakłóceniami sygnału przez kroplę poruszającą się w pobliżu okna pomiarowego. Wykazano, że mimo trudności, technika PDA może dostarczyć cennych wyników dotyczących prędkości aerozolu i wielkości kropel. Mimo wszystko jednak wyniki mogą okazać się nie w pełni zadowalające.

W podobnej pracy Lacoste i inni [18] jeszcze bardziej skoncentrowali się na charakterystyce gęstych aerozoli paliwa w systemie *common rail*. Technikę PDA zastosowano do pomiarów wymiarów kropli i ich prędkości w silniku. Autorzy starannie zbadali wpływ różnych parametrów układu na charakterystykę rozpylenia. Badania mocy lasera, napięcia fotopowielacza i objętości pomiarowej wykazały wyraźny ich wpływ na mierzone średnice kropel i wymaga dokładnej regulacji przed przystąpieniem do pomiarów. Ciśnienie wtrysku i ciśnienie panujące wewnątrz cylindra wpływają zasadniczo na średnią prędkość kropli – wzrost ciśnienia wtrysku powoduje jej zwiększenie, a wzrost ciśnienia osrodka – odwrotnie, jej spadek. Zwiększając ciśnienie w cylindrze uzyskano poprawę rozpylenia. Podobne wyniki wpływu ciśnienia wtrysku uzyskali również Araneo i Coghe [1].

Kurachi ze współpracownikami [17] zastosowali układ LDV do badania oleju napędowego wtryskiwanego do wysokociśnieniowego naczynia w temperaturze pokojowej. Penetracja czoła strugi mierzona była jako opóźnienie sygnałów Dopplera od początku wtrysku do osiągnięcia przez czoło każdego z wybranych punktów pomiarowych a zasięg rozpylenia był oceniany na podstawie pomiaru odchylenia standardowego czasu opóźnienia, który wskazywał rozproszenie czasu od początku wtrysku do pojawienia się przyrostu sygnału Dopplera. Każda z mierzonych wielkości była porównywana z danymi uzyskanymi na podstawie sfotografowanych strug. Wyniki zastosowania metody Dopplera zgadzały się z wynikami uzyskanymi metodą szybkich zdjęć.

Jimenez i inni [13] opublikowali jedno z niewielu studiów dotyczących porównania charakterystyk rozpylenia paliw konwencjonalnych i biopochodnych. Za pomocą PDA mierzone były: rozkład promieniowy średnic kropli, składowa osiowa i promieniowa prędkości dla estru metylowego i oleju napędowego. Podobny wpływ rozpylenia i temperatury otoczenia jaki został zaprezentowany w [18] stwierdzono w przypadku obu paliw. Dodatkowo stwierdzono, że średnia średnica kropli zmniejsza się w temperaturze otoczenia, co

which would lead to decreasing the size of the measuring space and thus the number of fringes. The small measurement volume would also result in distortion of signal by a drop passing through close to the measuring volume. It has been showed despite the difficulties PDA can provide a valuable results of the spray velocity and droplet sizes. Nevertheless, the results might not be fully satisfactory. In similar work Lacoste et al. [18] concentrated more extensively on characterisation of dense Diesel sprays in a common rail system. The PDA technique was applied to measure droplet sizes and velocities in an engine setup. Authors carefully investigated influence of various setup parameters on the spray characterisation. Studies of laser power, photomultiplier voltage and a measuring volume revealed significant effects on measured droplet diameters and need to be carefully adjusted prior to measurements. The effect of injection pressure and in-cylinder pressure showed an increase in mean droplet velocity when the injection pressure was increased and the adverse effect of the in-cylinder pressure. Increasing the cylinder pressure led to improved spray atomisation. Similar results of the injection pressure effect were found by Araneo and Coghe [1].

Kurachi et al. [17] used a LDV system to investigate diesel sprays injected into a high pressure vessel at room temperature. Spray tip penetration was measured by the delay time of Doppler signals from injection start to spray tip arrival at each measuring point and spray breakup length was estimated by measuring the standard deviation of the delay time which indicated dispersion of the time from injection start to the Doppler signal rising. Each measured data was compared with the data estimated from spray photographs. Results of the Doppler method were well agreeing with the conventional the high speed camera technique.

One of the few studies on a comparison between conventional and bio-derived fuel spray characteristics was provided by Jimenez et al. [13]. Radial distributions of drop size, axial and radial velocity components were measured using a PDA for methyl ester and Diesel fuel. Same effect of spray injection and ambient pressure as presented in [18] were found for the both fuels. Additionally, it was found that the droplet mean diameter decreased with ambient temperature due to reduction of ester viscosity. Axial mean velocity of methyl ester were found slightly higher than for Diesel. Such effect was explained as a consequence of the higher viscosity leading to the poorer atomisation. Spray penetration results were adjusted to an empirical equation. The paper of Jimenez is a rare example of studies on bio-fuels where PDA had been applied. In this paper authors aim to validate applicability of the PDA setup to measure the dense RSO sprays and present some of the results collected during the preliminary sizing test.

### 3. Experimental details

The experiments were carried out using a two component experimental system comprises a Doppler laser unit and an injection system. The injection system consists of a bench scale Bosch CDI system combined with the high pressure spray chamber. The chamber accommodated a commercial,

wynika ze zmniejszenia lepkości estru. Osiowa średnia prędkość estru metylowego jest nieco większa niż w przypadku oleju napędowego. Można to wyjaśnić jako efekt większej lepkości powodującej gorsze rozpylenie. Uzyskane wyniki zasięgu strugi zostały dopasowane do równania empirycznego. Artykuł Jimenez jest rzadkim przykładem prac nad biopaliwami, w których posłużono się metodą PDA.

W niniejszej pracy autorzy zamierzali ocenić stosowność metody PDA do pomiaru gęstości strug RSO i przedstawić niektóre wyniki zebrane podczas wstępnych testów.

### 3. Szczegóły doświadczenia

Doświadczenie wykonano używając układ dwuelementowy składający się z lasera Dopplera oraz układu wtryskowego. Układ ten zawiera stanowiskową wersję układu Bosch GDI współpracującego z komorą wtryskową wysokiego ciśnienia. W komorze umieszczono seryjny wielootworkowy, bezstudzienkowy wtryskiwacz Mercedes (A6110700587, o średnicy otworków 0,2 mm i długości 0,92 mm) współpracujący z systemem *common rail*. Więcej danych dotyczących układu pomiarowego znaleźć można w pracy [5].

W doświadczeniu użyto próbki tłoczonego na zimno oleju rzepakowego o trzech różnych temperaturach. Próbki oleju zostały wstępnie przygotowane na stanowisku badawczym i podgrzane przed wtryskiem. Temperatura paliwa była kontrolowana w trzech różnych punktach układu i niezależnie rejestrowana i regulowana. Rozpylenie paliwa następowało przy różnych ciśnieniach ośrodka wytwarzanych z wykorzystaniem sześciofluorku siarki ( $\text{SF}_6$ ) i azotu. Ciśnienie ośrodka zmieniane było za pomocą dwustopniowego układu sterującego z wbudowanym grzejnikiem gazu koniecznym dla utrzymania stałej temperatury przez cały okres eksperymentu. Tablica 1a zawiera dane dotyczące warunków wtrysku i innych parametrów doświadczenia oraz niektórych właściwości oleju rzepakowego.

Aparaturę do Fazowej Anemometrii Dopplerowskiej dostarczyła firma Dantec (Wlk. Brytania); została ona użyta do określenia średnich średnic: arytmetycznej, Sautera i De Broukera, jak również przeciętnej prędkości kropli RSO. Źródłem światła był laser argonowo-jonowy zapewniają-

seat-hole Mercedes (A6110700587) common-rail injector (0.2 mm bore-diameter and bore length of 0.92 mm). More details of the experimental setup are presented in [5].

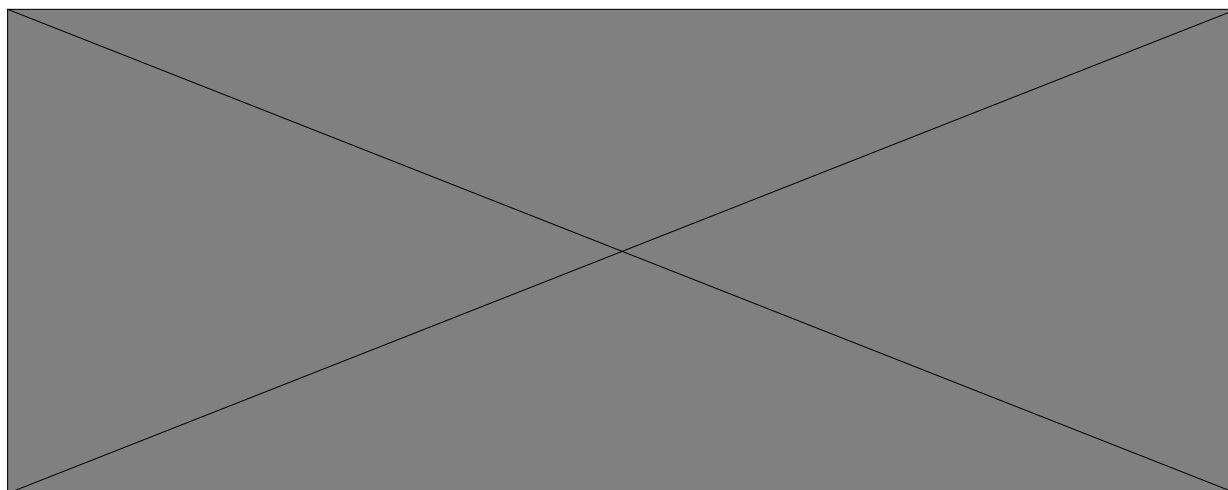
Samples of cold pressed RSO were used in experiments at three different oil temperatures. Oil samples were pre-conditioned in the injection stand and pre-heated prior to the injection. The fuel temperature was controlled at three different points of the setup and independently monitored and adjusted. Spray atomisation took place at various ambient pressures created using the pressurised sulfur hexafluoride ( $\text{SF}_6$ ) and nitrogen. The ambient pressure was altered by a two stage pressure control system with a build-in gas heater to maintain a constant ambient temperature throughout the experiments. Table 1a lists full injection conditions and experimental parameters and some properties of RSO.

A Phase Doppler Anemometry instrument provided by Dantec UK was employed to obtain arithmetic, Sauter and De Broukera mean diameters as well as an average droplet velocity of RSO. The light source was an Argon-Ion laser provided beams at two wavelengths, green ( $\lambda = 514.5$  nm) and blue ( $\lambda = 488.0$  nm). The beams were transmitted to the PDA probe through an optical fibre and then focused at the measurement volume at a focal length of 600 mm from the PDA transmitter and 30 mm downstream from the nozzle tip. The experimental PDA optical set-up is schematically showed in Figure 1. The details of the experimental PDA adjustment are placed in Table 1b.

### 4. Experimental procedure

All the sizing test were performed using two dimensional PDA setup, whereas the raw data processing was carried out with the 1D configuration only due to better validation and proper statistical presentation of the drop populations. A similar approach of a dense spray analysis was applied by Lacoste et al. [19] working with high pressure Diesel sprays. Details on the experimental setup and the procedure can be found in [4, 5].

The measurement for each injection and ambient condition was repeated 3 times at the same point for 7 consecutive injections. A measurement volume was located in the



cy promień o dwóch długościach fali świetlnej: zielonej ( $\lambda = 514,5$  nm) i niebieskiej ( $\lambda = 488,0$  nm). Promienie te docierały do czujnika PDA światłowodami, a następnie były ogniskowane w przestrzeni pomiarowej w odległości 600 mm od przekaźnika PDA i 30 mm poniżej końcówki wtryskiwacza. Układ pomiarowy pokazano schematycznie na rysunku 1. Szczegóły ustawienia układu PDA podczas doświadczenia pokazano w tablicy 1b.

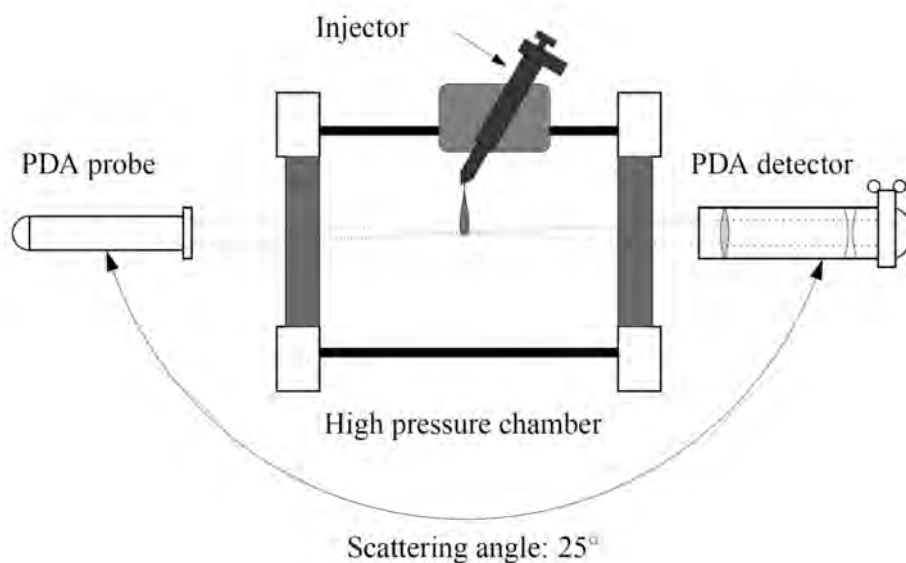
#### 4. Procedura prowadzenia eksperymentu

Wszystkie badania rozmiarów kropli przeprowadzono wykorzystując technikę dwuwymiarowej anemometrii PDA, podczas gdy obróbkę danych wykonano stosując jednowymiarową konfigurację ze względu na lepszą czułość i właściwe przedstawienie statystyczne zbioru kropli. Podobną metodę analizy gęstych aerozoli zastosowali Lacoste i inni w badaniach nad olejem napędowym rozpylonym pod wysokim ciśnieniem. Szczegóły stanowiska i procedury badawczej można znaleźć w pracy [4, 5].

Każdy pomiar wtrysku i warunków otoczenia trzykrotnie powtarzano w tym samym punkcie dla siedmiu kolejnych wtrysków. Objętość pomiarowa znajdowała się w osi strugi, przy czym maksymalne odchylenie od tej linii wynosiło  $\pm 1$  mm. Oś strugi została wyznaczona przez skanowanie prędkości w kierunku osi X, Y i Z. Przekątnik PDA został ustawiony pod kątem  $4^\circ$ . Układ optyczny odbierający sygnał umieszczono w odległości 310 mm od objętości pomiarowej pod kątem  $21^\circ$ . Stąd układ PDA pracował z kątem rozproszenia  $25^\circ$ . Osiowość, zogniskowanie PDA i weryfikacja pomiarów zostały określone za pomocą rozpylacza wody dostarczającego krople w zakresie średniej średnicy Sautera równej  $\sim 10$   $\mu\text{m}$ .

Przed rozpoczęciem pomiarów układ musiał być cechowany w celu doboru właściwego napięcia fotopowielacza (PMT) i poziomu czułości. Sprawdzono cały zakres napięć fotopowielacza, zarejestrowano średnią średnicę kropli i ją porównano. Dodatkowo zarejestrowano i zanalizowano pewną liczbę udanych pomiarów (bez nasycenia sygnału). Czułość układu PMT ostatecznie ustawiono na 1000 V, podczas gdy napięcie zapewniające pomyślny przebieg badań zmieniało się w zakresie 900 do 1200 V. Dla napięcia 1000 V sygnał losowo ulegał nasyceniu i układ wymagał ponownej stabilizacji. Dane dotyczące ustawienia PDA pokazano w tablicy 1b. Należy podkreślić, że pomiar gęstych aerozoli nadal jest bardzo trudny. Zmniejszenie niektórych błędów było ogromne, podczas gdy innych nie udało się uniknąć.

Ostateczny wynik uzyskano na podstawie przeciętnego zbioru kropli i obróbki zarejestrowanych zgrubnych danych. Zastosowano filtr statystyczny w celu oddzielenia nienormalnych średnic kropli i poprawienia wiarygodności wyników.



centreline of the spray with the maximum deviation from the centreline of  $\pm 1$  mm. The centreline of a spray was found by scanning of spray velocities in X, Y and Z direction. The PDA transmitter was positioned at an angle of  $4^\circ$ . The receiving optics were located at 310 mm from the measurement volume at  $21^\circ$ . Hence the PDA system was operating at the scattering angle of  $25^\circ$ . The alignment, focus of the PDA and validation of the measurements were checked with a water nebuliser resulting in a droplets spectrum of Sauter mean diameter of  $\sim 10$   $\mu\text{m}$ .

Prior to the spray measurements the system required calibration to choose suitable photo-multiplier (PMT) voltage and the validation level. A range of PMT voltage was scanned and drop mean diameter was recorded and compared. Additionally, the number of successful measurements (without signal saturation) for each set of PMT voltage was recorded and analysed. The sensitivity of the PMT was finally set to 1,000 V whereas the voltage for successful completion of the test varied between 900 V and 1,200 V. Randomly at 1,000 V the PDA signal got saturated and it was necessary to restabilise the PMT. A summary of PDA setup is presented in Table 1b. It needs to be stressed that measurements of dense sprays of RSO remains very difficult. Reduction of some errors is highly immense and some of them are even unavoidable.

The final presentation was based on the average drop population and processed raw output data. A statistical filter was established to separate abnormal drop sizes and to improve data reliability. The filter was build based on statistical analyses of drop populations fitting into the Gaussian distribution. It has been accepted that drop larger than  $3\sigma + \text{mean}$  ( $\sigma$ : the standard deviation) and of lower attendance than 2% in a population were rejected.

#### 5. Results and discussion

The measurements have been undertaken at three different oil temperatures, however it has been found that the

Filtr ten został zbudowany w oparciu o analizę statystyczną zbiorów kropeł pasujących do rozkładu Gaussa. Przyjęto, że krople większe niż  $3\sigma$  + średnia ( $\sigma$  jest odchyleniem standardowym) i stanowiące mniej niż 2% w zbiorze były odrzucane.

## 5. Wyniki i dyskusja

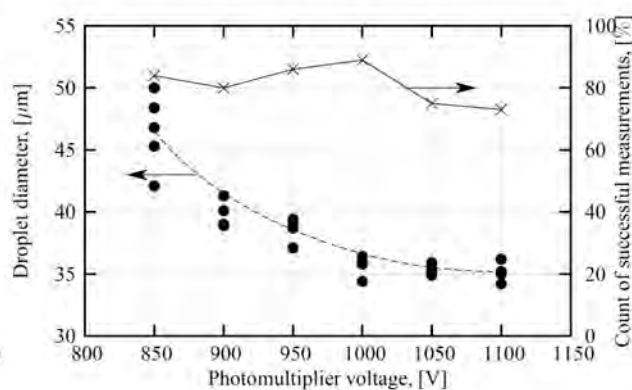
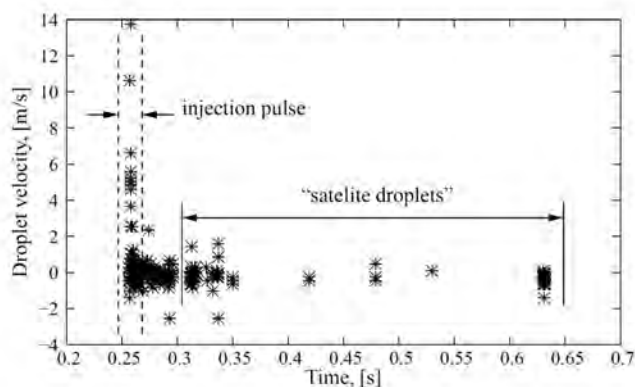
Pomiary przeprowadzono dla trzech różnych temperatur oleju, choć stwierdzono, że najlepsze rozpylenie uzyskano dla temperatury najwyższej. Wynika to ze zmniejszonej lepkości i napięcia powierzchniowego oleju. Przytaczane wyniki odnoszą się do temperatury 60°C.

Typowy sygnał przedstawiający chwilową prędkość kropli pokazano na rysunku 2a. Można zauważyć, że detektor PDA rejestruje krople o określonej szybkości i czasie dotarcia do celu nie tylko podczas samego wtrysku, ale również po zakończeniu impulsu wtrysku. Rysunek pokazuje krople zebrane po procesie przepłukania, które odpowiadają liczbie „kropeł satelitów” znajdujących się w komorze. Taka pozostałość kropeł przenosi się od wtrysku do wtrysku w wyniku ruchu gazów wywołanego rozpyleniem, które także powoduje pojawienie się „ogona” składającego się z wolno poruszających się kropeł. Zjawisko to przypomina wyniki opisane w [18, 19]. Obecność pozostałości kropeł można usunąć stosując procedurę filtrowania, jeśli znany jest czas próbkowania, choć ich wyeliminowanie w pobliżu impulsu wtryskowego jest trudne. W przedstawianych wynikach z końcowych rozkładów prawdopodobieństwa usunięto jedynie „krople-satelity”. Należy zwrócić uwagę, że na wyniki pomiarów RSO może wpływać obecność nienormalnie dużych kropeł, szczególnie w pobliżu punktu pomiarowego. Może to prowadzić do stwierdzenia większej liczby dużych kropeł niemal w każdym zbiorze. W porównaniu ze spodziewanym rozpyleniem oleju napędowego, zbiór kropli RSO składa się ze znacznej liczby dużych kropeł w zakresie średnic 60-100  $\mu\text{m}$ . Udział tych dużych kropeł o średnicach  $D_{32}$  i  $D_{10}$  jest znaczący, jednakże większa liczba kropeł o małej średnicy nie wpływa na zmniejszenie wartości średniej średnicy kropli, jak długo zauważalna liczba dużych kropeł pozostaje w zbiorze. Jednak wcześniejsze badania [19] wskazują na obecność kropeł o średnicy do 500  $\mu\text{m}$

best atomisation was reached at highest one. This is due to reduced viscosity and surface tension of oil. Hence the following results represent the highest temperature of 60°C.

A typical injection signal presenting the instantaneous droplet velocities is shown in Figure 2a. It can be seen that PDA detection collects droplets of arrival time and velocity not only during the injection but also after the injection pulse. The figure indicated drops which have been collected after the scavenging process and are due to the number of “satellite drops” present in the chamber. Such droplet residue is carried over from one injection onto another as a result of gas motion caused by spray, which also forms a “tail” consisting of slow motion floating droplets. The occurrence is similar to the findings recored in [18] and [19]. The presence of the residual drops can be excluded by applying a filtering procedure if a triggering time is known, however the expulsion of drops close to the injection pulse is difficult. In the presented results only the “satellite drops” have been removed from the final distribution sets. It needs to be highlighted that the RSO measurements could be effected by number of “abnormally large” drops present especially close to the measuring point. This might lead to the higher number of large drops present in nearly each drop population. In general the RSO drop population consisted of a significant number of larger drops within a range of 60-100  $\mu\text{m}$  in comparison to the expected Diesel spray. Contribution of these large drops in values of  $D_{32}$  and  $D_{10}$  is significant, thus the increased number of small drops does not result in reduced values of mean drop diameters since the noticeable number of large drops is present in the population. However, an earlier study [19] indicates droplet diameters of Diesel fuel up to 500  $\mu\text{m}$  for much lower injection pressures.

As discussed previously above, the PMT voltage adjustment influences measurements reliability and repeatability and there is a range of possible PMT voltages which can be used to provide such measurements. Although the final adjustment is more likely a matter of experience. Figure 2b presents the effect of the PMT voltage on mean droplet diameter. One can see the increasing number of small droplets detected when the PMT voltage rises. An increase in voltage



przy dużo niższych ciśnieniach.

Jak wspomniano wcześniej, regulacja napięcia fotopowielacza PMT wpływa na niezawodność i powtarzalność pomiarów; istnieje szereg możliwych napięć PMT, jakie można zastosować, by wykonać tego typu pomiary. Ostateczna regulacja jest kwestią doświadczenia badawczego. Rysunek 2b pokazuje wpływ napięcia PMT na średnią średnicę kropli. Można zaobserwować rosnącą liczbę rejestrowanych małych kropeł wraz ze wzrostem tego napięcia. Wzrost napięcia skutkuje większą szybkością zbierania danych i częstszym nasyceniem sygnału.

Można zauważyć, że podnosząc napięcie PMT osiąga się w miarę stabilną średnicę kropli. Napięcie PMT wybrano tak, by zmaksymalizować zbieranie danych, ale również po to by uniknąć nasycenia sygnału. Ostatecznie wybrana wartość napięcia PMT 1000 V miała pogodzić zbieranie danych i zliczanie pomyślnych pomiarów. Ostatni parametr pokazano na rysunku 2b; opisuje on procent pomiarów PDA spełniających następujące kryteria prowadzenia badań:

1. brak nasycenia sygnału,
2. liczba kropeł w zbiorze większa od 2000,
3. średnice kropeł różniące się między sobą nie więcej niż  $\pm 10\%$  odchylenia standardowego dla całkowitej liczby 10 przebiegów i wybranych warunków wtrysku.

Wybrane wyniki rozkładu wymiarów kropeł RSO pokazano na rysunku 3 dla dwóch różnych gęstości ośrodka: 15 i 60 kg/m<sup>3</sup>. Rozkład odpowiadający gęstości 15 kg/m<sup>3</sup> przypomina prawie typowy rozkład normalny, rys. 3a. Dane uzyskane dla gęstości 60 kg/m<sup>3</sup> nie układają się w podobny rozkład. Zasadniczo pik rozkładu rozmiarów kropeł wykazywały obecność jednego pik właściwie reprezentującego rozkład normalny średnic kropeł. W większości przypadków wzrost ciśnienia ośrodka powodował deformację rozkładu normalnego w kierunku większej liczby małych kropeł i wynikającej z tego większej gęstości rozpylonej strugi. Podobnego zjawiska nie zaobserwowano we wcześniejszych badaniach oleju napędowego. Można wnioskować, że wywołane ono zostało przez zwiększony opór aerodynamiczny ośrodka powodu-

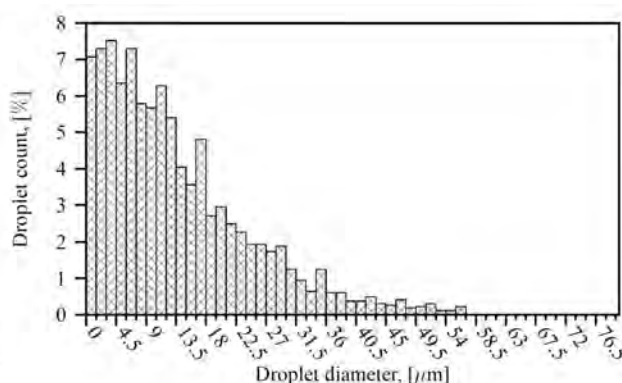
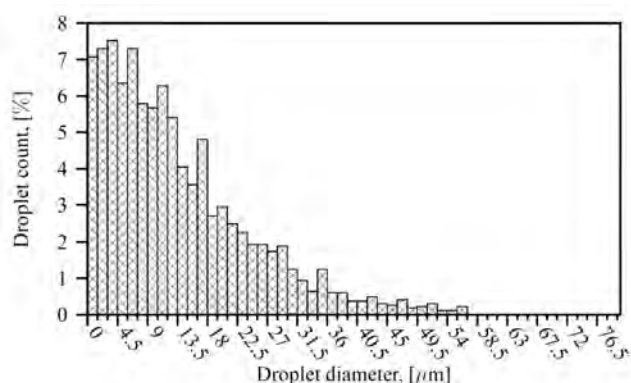
results in higher data rate and leads to more frequent signal saturation.

It can be seen that the increasing of the PMT voltage leads to relatively stable droplet diameter. The PMT voltage was selected to maximise the data acquisition but also to avoid signal saturation. The final voltage of 1,000 V was chosen as the best fit between the droplet acquisition and the count of successful measurements. The last parameter is depicted in Figure 2b and describes the percentage of PDA runs fulfilling the following criteria of featuring a run:

1. the lack of signal saturation,
2. the number of drops in a population greater than 2,000,
3. droplet diameter differ by a maximum  $\pm 10\%$  of standard deviation for the overall value for all ten runs for a selected injection conditions.

Some selected distribution results of the RSO sizing are shown in Figure 3 for two different ambient densities 15 and 60 kg/m<sup>3</sup> respectively. The distribution at 15 kg/m<sup>3</sup> resembles almost typical Gaussian distribution (Fig. 3a). The data collected at 60 kg/m<sup>3</sup> does not follow the same distribution shape. Generally, the distributions of droplet size revealed the presence of one peak well representing Gaussian droplet size distribution. Mostly, increasing ambient pressure results in a deformed Gaussian distribution having larger number of small droplets and hence a denser spray. The same behaviour has not been previously recorded for Diesel fuel. It can be concluded that such observation is caused by an effect of the aerodynamic resistance of the ambient gas enhancing the secondary break-up of drops as well as breaking up ligands. It has been elaborated that for more viscous fluids like RSO the ligands can stay together for longer (due to higher surface tension), so as the ligands are stretched by shear forces in the surrounding air and finally disintegrated tending to form smaller droplets.

The variation of mean diameters for two extreme ambient densities: 15 kg/m<sup>3</sup> and 60 kg/m<sup>3</sup> is plotted in Figure 4. The measured average droplet diameters are presented in a form of the Sauter, arithmetic and De Broukere mean



<sup>1)</sup> Ligand – to cząsteczka albo jon, który jest w związku kompleksowym z jonem albo atomem centralnym; także atom lub cząsteczka, która w reakcji podstawienia zastępuje wodór w związkach organicznych (przyj. red.)

jący rozpad zarówno cząstek paliwa, jak rozpad ligandów<sup>1)</sup>. Tłumaczy się to tak, że w przypadku płynów o większej lepkości jak RSO, ligandy dłużej pozostają razem (z powodu większego napięcia powierzchniowego) i w ten sposób są one rozciągane siłami ścinającymi działającymi w ośrodku, co w końcu prowadzi do rozpadu i tworzenia mniejszych kropeł.

Zmiany średniej średnicy dla dwóch skrajnych gęstości ośrodka: 15 kg/m<sup>3</sup> i 60 kg/m<sup>3</sup> wykreślono na rysunku 4. Zmierzone przeciętne średnice kropeł zostały przedstawione jako średnia średnica Sautera, średnica arytmetyczna i średnica De Broukera. Rysunek wyraźnie pokazuje, że podnosząc ciśnienie wtrysku osiąga się zmniejszenie średnic kropeł. Na rysunku 4a zbieżność opadają niemal liniowo, podczas gdy w przypadku większej gęstości ośrodka (rys. 4b) zarejestrowano szybki spadek przy wyższych ciśnieniach wtrysku. Oczywiście ciśnienie wtrysku ma trwały wpływ na tworzenie rozpylonej strugi. Średnie średnice kropeł są znacznie mniejsze przy wyższym ciśnieniu wtrysku, a zwiększając ciśnienie wtrysku ułatwia się rozpad RSO. Pokazana na rysunku tendencja odpowiada wynikom opublikowanym przez Lacoste'a i innych [18] oraz Araneo i Coghe'a [1].

Ostatecznie, wpływ gęstości ośrodka (ciśnienia) oraz ciśnienia wtrysku na liczbę uwzględnionych kropeł pokazano na rysunku 5. Określenie „uwzględnione krople” odnosi się do procentu kropeł wziętych pod uwagę w całym zbiorze. Uwzględnionymi kroplami są te, które mieszczą się w wyznaczonych granicach prędkości (jedna składowa) i kulistości. Stwierdzono, że wykonanie pomiarów w środowisku gęstego aerozolu było szczególnie trudne. Z tego powodu studia nad wpływem gęstości ośrodka są szczególnie interesujące. Jak można zauważyć na rysunku 5a wzrost gęstości prowadzi do niemal liniowego spadku liczby uwzględnianych kropeł. Ten łatwy do przewidzenia efekt związany jest ze wzrostem gęstości aerozolu wynikającego z większych sił ścinających działających na krople. Można stwierdzić, że zjawisko to jest łatwiej zauważalne przy wyższej temperaturze oleju, która zmniejsza lepkość, gęstość i napięcie powierzchniowe oleju. Przedstawiane dane zostały zarejestrowane przy ciśnieniu 131,25 MPa, choć podobną tendencję stwierdzono dla całego zakresu ciśnień wtrysku.

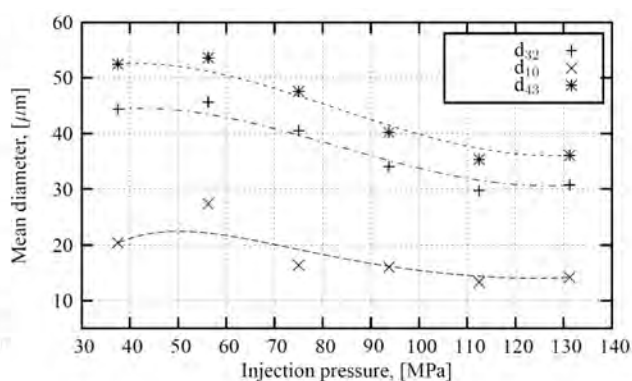
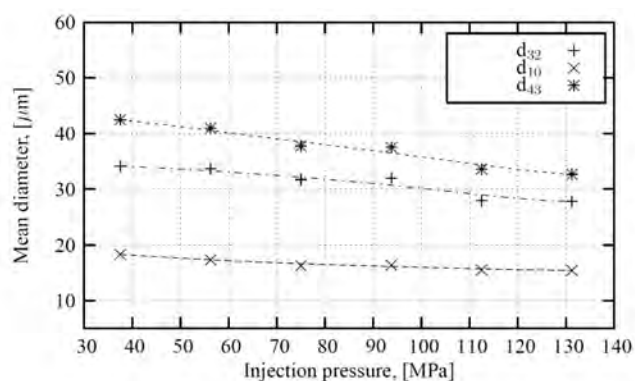
diameter. The figure clearly shows that increasing injection pressure lowers droplet diameters. In Figure 4a the slopes decrease almost linearly, whereas at higher ambient density (Fig. 4b), a rapid decrease at higher injection pressures has been recorded. It is clear that the injection pressure has an enduring effect on the spray development. The droplet mean diameters are much lower at higher injection pressure and the increasing injection pressure enhances atomisation of RSO. The trend presented in the figure is consistent with the similar publications of Lacoste et al. [18] and Araneo and Coghe [1].

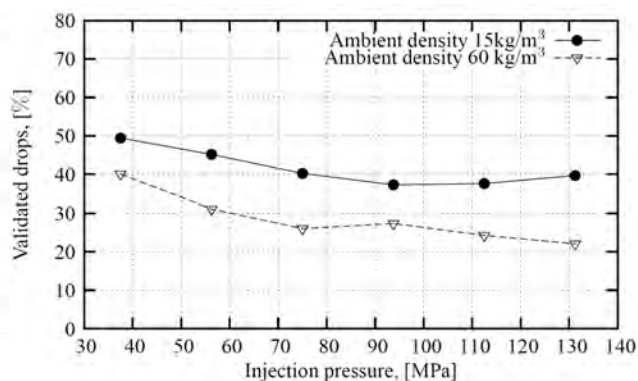
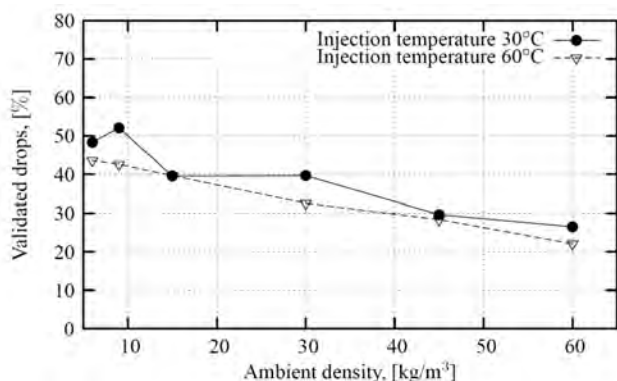
Finally, the effect of ambient density (pressure) and injection pressure on number of validated drops is presented in Figure 5. The validated drops term refers to the percentage of validated drops within a studied population. The validated drops were considered as those of meeting velocity (one component) and sphericity validation limits. It has been recognised that attaining measurements in the dense spray environment was difficult. Therefore, a study of the ambient density effect is naturally interesting. As it can be seen from Figure 5a denser ambient conditions lead to linear validation decreases almost in a linear manner. This easily predicted effect is associated with increasing density of spray due to higher shear forces stripping off the spray. One can notice that the effect is more noticeable for the higher oil temperature, which weakens oil viscosity, density and surface tension. The presented data were collected for the injection pressure of 131.25 MPa, although the same trend was found for the whole range of injection pressures.

Figure 5b presents the effect of injection pressure on the number of validated drops for two different ambient conditions. As the injection pressure increase, validation decreases by almost 20% and 50% for 15 kg/m<sup>3</sup> and 60 kg/m<sup>3</sup> respectively. It is apparent that higher injection pressure creates more dense spray, therefore the similar trend for both curves can be observed. Although, the lower ambient density enhances higher drops validation already observed in Figure 5a.

## 6. Conclusion

From the results of this research, the conclusions are briefly summarised as follows:





Rysunek 5b przedstawia wpływ ciśnienia wtrysku na liczbę uwzględnionych kropeł dla dwóch różnych ciśnień ośrodka. W miarę jak wzrasta ciśnienie wtrysku, maleje liczba uwzględnianych kropeł o ok. 20% dla ciśnienia 15 kg/m<sup>3</sup> oraz 50% dla ciśnienia 60 kg/m<sup>3</sup>. Jest oczywiste, że większe ciśnienie wtrysku tworzy gęstszy aerozol, stąd podobną tendencję obserwuje się w przypadku obu krzywych. Niższa gęstość ośrodka umożliwia zwiększenie liczby uwzględnianych kropeł, co widać z rysunku 5a.

## 6. Wnioski

Na podstawie wyników przedstawionych badań sformułowano następujące wnioski:

1. W badaniach wykorzystano rozpylony pod wysokim ciśnieniem olej rzepakowy z systemu *common rail*, który był analizowany przy pomocy aparatury do badań metodą fazowej anemometrii Dopplera. W cyklu testów stosowano różne ciśnienia wtrysku i ośrodka, do którego wtrysk następował.
2. Olej rzepakowy cechujący się dużą gęstością w istotnym stopniu wpływa na jakość pomiarów mających ustalić wymiary kropeł i wykazuje podobne problemy pomiarowe, jakie obserwowano w przypadku gęstego oleju napędowego. Ostateczna pomyślna rejestracja danych poprzedzona była podgrzaniem oleju rzepakowego i dokładną regulacją aparatury laserowej. Można zauważyć, że wzrost napięcia fotopowielacza umożliwia w miarę stabilne określenie wymiarów kropeł. Najodpowiedniejszym dla prowadzonych badań napięciem PMT było 1000 V.
3. Aby oddzielić „krople satelity” i poprawić wiarygodność pomiarów zastosowano filtr statystyczny. Rozkład wymiarów kropeł wykazał, że zwiększając ciśnienie ośrodka uzyskuje się zdeformowany rozkład normalny, w którym przeważają małe krople. Takie zjawisko można tłumaczyć wpływem oporu aerodynamicznego ośrodka wywołującego rozpad kropeł i odpadanie ligandów.
4. Zarówno wzrost ciśnienia wtrysku, jak i ciśnienia ośrodka powodują zmniejszenie średniej średnicy kropli. Jednak taki wzrost parametrów okupiony jest zmniejszeniem liczby uwzględnianych kropeł.

1. Rapeseed oil high pressure sprays produced in a common-rail injection system were tested using a PDA instrument. Various injection and ambient pressures were applied throughout the experiments.
2. High density of rapeseed oil significantly affects the quality of sizing measurements, and exhibits the similar set of experimental problems which have been found for the dense Diesel spray. Rapeseed oil pre-heating and fine adjustment of the laser instrument was applied prior to the final and successful data acquisition. It can be seen that the increasing of the PMT voltage leads to relatively stable droplet diameter. The sensitivity of the PMT at 1,000 V was found as the most appropriate in the performed tests.
3. A statistical filter was established to separate “satellite drops” and to improve data reliability. The droplet size distributions revealed that the increasing ambient pressure results in a deformed Gaussian distribution having larger number of small droplets. The observation is caused by an effect of the aerodynamic resistance of the ambient gas enhancing the secondary break-up of drops as well as breaking up ligands.
4. That increasing injection and ambient pressures lower the mean droplet diameter. However, higher ambient conditions trade off on decreasing droplet validation.

## Acknowledgements

Authors thank EPSRC and Dantec UK for the PDA system and kind assistance. Special thanks need to be addressed to Elsbett Company GmbH and Prof. Markus Brautsch for the CR injection stand.

Artykuł recenzowany

**Literatura/Bibliography**

- [1] Araneo L. Coghe A.: Effect of injection conditions on penetration and drop size of HCCI diesel sprays. In Thiesel 2002 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, 2002.
- [2] Araneo L. Tropea C.: Improving phase Doppler measurements in a Diesel spray. SAE, 2000.
- [3] Bae C., Kang J., Lee H.: Diesel spray development from vco nozzle with common-rail. 2001 Fall Technical Conference, 2001.
- [4] Bialkowski M. T., Pekdemir T., Brautsch M., Towers D., Elsbett G.: Experimental analysis of rapeseed oil atomisation characteristics. In Proceedings of Photon04, 6-9 September 2004, Glasgow, 2004.
- [5] Bialkowski M. T., Pekdemir T., Reuben R., Brautsch M., Elsbett G., Towers D.: Effect of fuel temperature and ambient pressure on a common rail rapeseed oil spray. In Proceedings of 30<sup>th</sup> International Scientific Conference on Internal Combustion Engines, KONES2004, 2004.
- [6] Dyne van D. L., Weber J. A., Braschler C. H.: Macroeconomic effects of a community-based biodiesel production system. Bioresource Technology, 1996.
- [7] Ficarella A., Laforgia D., Starace G., Damiani V.: Experimental investigation of the sprays of an axi-symmetric nozzle of a common-rail high pressure electro-injector. SAE, 1997.
- [8] Hardalupas Y., Horender S.: Phase Doppler anemometer for instantaneous measurements of droplet concentration. In 10<sup>th</sup> International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon, 2000.
- [9] Hardalupas Y., Taylor A. P., A.M.K.P, Whitelaw J. H.: Characteristics of the spray from a diesel injector. International Journal of Multiphase Flow, 1992.
- [10] He Y., Bao Y.D.: Study on rapeseed oil as alternative fuel for a single-cylinder diesel engine. Renewable Energy, 2003.
- [11] Hemmerlein N., Korte V., Richter H.: Performance, exhaust emissions and durability of modern diesel engines running on rapeseed oil. SAE Transactions, 1991.
- [12] Hosoya H., Obokata T.: Effect of nozzle configuration on characteristics of steady-state diesel spray. SAE Special Publication-Diesel Combustion Processes, 1993.
- [13] Jimenez J. E., Mendez C., Castro F., Tinaut F. V., Gimenez B.: Experimental comparison between conventional and bio-derived fuel sprays. SAE, 2001.
- [14] Kashdan J. T., Shrimpton J. S., Booth H. J., Whybrew A.: Assessment of particle characterisation via phase Doppler anemometry and automated particle image analysis techniques. SAE 1997.
- [15] Kennairst D. A., Crua C., Lacoste J., Heikal M. R., Gold M. R., Jackson N. S.: In-cylinder penetration and break-up of diesel sprays using a common-rail injection system. SAE, 2002.
- [16] Koo J. H., Hong S. T., Shakal J. S., Goto S.: Influence of fuel injector nozzle geometry on internal flow characteristics. SAE 1997.
- [17] Kurachi K., Serizawa T., Wada K., Kato S., Ito H.: Investigation of measurement of diesel spray breakup length by using doppler signals. SAE, 2001.
- [18] Lacoste J., Crua C., Heikal M., Kennairst D.: PDA characterisation of dense diesel sprays using a common-rail injection system. SAE, 2003.
- [19] Lacoste J., Kennairst D., Begg S., Heikal M. R.: Phase doppler anemometry measurements of a diesel spray. In The Total Vehicle Technology (TVT), Institution of Mechanical Engineers Automobile Division Southern Centre, 2002.
- [20] Laguitton O., Gold M., Kennairst D., Crua C., Lacoste J., Heikal M.: Spray development and combustion characteristics for common-rail diesel injection systems. In IMechE Conference on Fuel Injection Systems, 2002.
- [21] Lee C. S., Reitz R. D.: Effect of liquid properties on the breakup mechanism of highspeed liquid drops. Atomisation and Spray, 2001.
- [22] Lee K., Reitz R.: Investigation of spray characteristics from a low-pressure common rail injector for use in homogeneous charge compression ignition engine. Measurement Science and Technology, 2004.
- [23] McDonnell K. P., Ward S. M., McNulty P. B., Howard-Hildige R.: Results of engine and vehicle testing of semirefined rapeseed oil. Transactions of the ASAE, 2000.
- [24] Nwafor O. M.: Effect of varying fuel inlet temperature on the performance of vegetable oil in a diesel engine under part-load conditions. International Journal of Ambient Energy, 1999.
- [25] O'Rourke P. J.: Collective drop effects on vaporising liquid sprays. PhD thesis, Princeton University, 1981.
- [26] Perkins L. A., Peterson C. L., Auld D. L.: Durability testing of transesterified winter rape oil (*brassica napus* L.) as fuel in small bore, multi-cylinder, dl, cl engines. SAE Technical Paper Series, International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition, 1991.
- [27] Peterson C. L., Auld D. L., Korus R. A.: Winter rape oil fuel for diesel engines: recovery and utilisation. Journal of JAOCs, 198.
- [28] Vellguth G.: Performance of plant oils and their monoesters as fuels for diesel engines. SAE, 1983.
- [29] Wigley G., Heath J., Pitcher G., Whybrew A.: Experimental analysis of the response of a PDA system to a partially atomized spray. In 10<sup>th</sup> International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon, 2000.
- [30] Ziejewski M., Goettler H. J.: Design modifications for durability improvements of diesel engines operating on plant

Zbigniew J. SROKA\*

## Obciążenie cieplne silnika spalinowego zasilanego podtlenkiem azotu – na przykładzie silnika Fiata Punto 1,2 8V

Zespół działań modernizacyjnych, prowadzących do poprawy sprawności istniejącego silnika spalinowego, nazywany tuningiem, wymaga analizy zmian termodynamicznych procesu spalania oraz oceny trwałości silnika. W niniejszym artykule omówiono różne formy tuningu, zwracając szczególną uwagę na użycie podtlenku azotu. Przeprowadzono teoretyczną analizę zmiany obciążenia cieplnego tłoka i wzrostu intensywności zużycia pierścieni tłokowych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy ZI, podtlenek azotu, obciążenie cieplne, trwałość

### Thermal load of internal combustion engine fuelled by nitrogen monoxide – case study of Fiat Punto 1,2 8V

An improvement of efficiency of modern combustion engines is otherwise known as automotive tuning. It needs thermal and durability analyses. Various forms of automotive tuning have been discussed in this paper but the application of nitrogen monoxide (NOS) has been given special attention. Some analyses of thermal load of piston and wear rate of piston rings have been performed.

Key words: SI internal combustion engine, Nitrous Oxide Systems (NOS), thermal load, durability

#### 1. Tuning silnika spalinowego

W technice motoryzacyjnej, *tuning* oznacza zespół czynności modyfikujących istniejący już obiekt (pojazd) w celu zmiany wyglądu lub (i) poprawy parametrów jego pracy. Jest on kojarzony przede wszystkim z „uatrakcyjnianiem” zewnętrznego wyglądu pojazdu (spoilery, felgi, lusterka, kolorystyka itp.) – jest to tzw. *tuning* optyczny. W odniesieniu do silnika spalinowego, *tuning* jest modernizacją, która ma na celu wywołanie zmian organizacji procesu spalania, jak i ograniczenia strat energii, będących wynikiem zjawisk mechanicznych, cieplnych i chemicznych, jakie występują podczas pracy silnika. *Tuning* może obejmować zarówno czynności regulacyjne, jak i daleko idące zmiany konstrukcyjne. Modernizacja procesu spalania ma prowadzić do poprawy wskaźników pracy silnika, ze szczególnym uwzględnieniem modyfikacji charakterystyki momentu obrotowego w całym zakresie prędkości obrotowej, której konsekwencją jest między innymi wzrost maksymalnej mocy, co w sposób bezpośredni przenosi się na wzrost prędkości pojazdu. Praktyczną realizację zmiany charakterystyki momentu obrotowego w istniejącym silniku spalinowym można uzyskać przez modernizację poszczególnych mechanizmów i układów, które umożliwią:

- zwiększenie współczynnika napełnienia cylindra,
- zwiększenie gęstości ładunku,
- zmianę współczynnika nadmiaru powietrza,
- zwiększenie pojemności skokowej silnika,
- zwiększenie prędkości obrotowej mocy maksymalnej,
- zwiększenie sprawności ogólnej silnika.

Najczęściej modernizacji ulegają układy mające bezpośredni wpływ na powyżej przedstawione parametry, tj.: układ dolotowy, układ wylotowy, układ rozrządu, zespół tłok–cylinder, komora spalania oraz system zasilania.

#### 1. Tuning of a combustion engine

In automotive engineering, tuning refers to a group of modification works on an object (vehicle) to change its looks and/or to improve its operating parameters. First of all, tuning is understood as a decorative process of a vehicle by providing additional equipment such as spoilers, mirrors, new fashion tire bands, change of color etc. Such tuning is referred to as “visual tuning”. As regards the engine, tuning (previous name in the Polish language “rasowanie”) should be considered as modification works in order to change the organization of the combustion process with a view to reduce the energy losses. These losses are caused by mechanical, chemical and thermal phenomena co-existing during the engine operation. The said tuning can cover both regulatory (control) and redesign works related to the engine. Modification of the combustion process has to improve engine operating parameters by changing its torque in the whole range of rpm. It brings changes in power and thus, vehicle speed. Many variations of torque characteristics can be obtained by a modification of the engine components:

- charging level,
- density of air-fuel mixture,
- air excess coefficient (A/F ratio),
- displacement,
- engine speed for maximum power,
- effective efficiency.

Hence, most often the modifications cover engine components which have direct impact on the above mentioned parameters.

These are the parameters of: inlet manifold, exhaust system, timing, piston-cylinder, combustion chamber and fuel system.

Modification of the **inlet manifold** is carried out by

**Modernizacja układu dolotowego** jest realizowana w celu zmniejszenia strat przepływu, zwiększenia współczynnika napełniania przez zastosowanie doładowania, zmniejszenia temperatury ładunku docierającego do cylindra, jak również dla uzyskania bardziej równomiernego rozkładu ładunku między poszczególnymi cylindrami. Zabiegi te realizuje się przez odpowiednie kształtowanie kanału dolotowego, zmianę mikrogeometrii powierzchni kanału (polerowanie), zmianę wzniosu zaworu dolotowego lub zmianę kąta otwarcia przepustnicy. Istotnym elementem układu dolotowego mającym wpływ na sprawność silnika jest filtr powietrza, którego wkład lub cały kształt można dowolnie modyfikować.

Na proces napełniania, a tym samym na stosowne parametry pracy cyklu roboczego silnika, wpływa również **konstrukcja układu wylotowego**, chociaż jego znacznie jest mniejsze niż oddziaływanie układu dolotowego. Wynika to ze sposobu usuwania spalin, które są wypychane (a nie zasysane) przez tłok w czasie suwu wylotu. O ilości spalin pozostających w cylindrze po suwie wylotu, niekorzystnie wpływających na napełnienie cylindra, decyduje objętość komory sprężania, która jest wynikiem przyjętego stopnia sprężania. Modernizacja układu wylotowego, polegająca na zmianie tłumików, zmianie kształtu i długości rur, itp. prowadzą do zmniejszenia oporów przepływu lub/i wykozystania zjawisk falowych.

**Układ rozrządu** steruje wymianą czynnika roboczego w cylindrze silnika. Od jego konstrukcji zależą między innymi maksymalny wznios zaworów, szybkość ich otwierania i zamykania, początek i koniec otwarcia zaworów względem kąтового położenia wału korbowego. Modernizacja tych wielkości w znaczący sposób wpływa na parametry pracy silnika, powodując zmianę charakterystyki współczynnika napełniania.

Zwiększenie mocy i momentu obrotowego jest możliwe przez zwiększenie objętości skokowej silnika, tj. ingerencję w **budowę układu tłok-cylinder**. W praktyce zwiększenie objętości skokowej, jest możliwe do wykonania przez powiększenie średnicy cylindrów i zastosowanie większych tłoków. Zwiększenie objętości skokowej silnika powinno być połączone z modyfikacjami układu dolotowego, prowadzącego do kontrolowanego wzrostu prędkości przepływu przez kanały dolotowe. Ograniczeniem stosowania tego zabiegu jest ilość materiału bloku silnika lub grubość tulei oraz – co znacznie ważniejsze – wzrost sił bezwładności, powodujących zwiększenie obciążeń układu korbowo-tłokowego. Siły bezwładności, dodatkowo obciążające elementy silnika można zredukować przez kolejne zabiegi modyfikujące, polegające na zmniejszeniu masy obciążanych elementów. Wiąże się to ze zmianą ich przekrojów, co w efekcie może prowadzić do kolejnego ograniczenia wynikającego ze wzrostu naprężeń. Zabiegi te są więc uwarunkowane współczynnikami bezpieczeństwa przyjmowanymi przez producentów, a te zależą między innymi od stopnia zaawansowania technologicznego. Niekiedy jest możliwe znaczące zmniejszenie masy elementu wynikające z niedoskonałości dotychczas stosowanej technologii wy-

reducing the flow losses, increasing of the charging ratio by supercharging, reduction of temperature of the mixture at the start of the inlet stroke and getting uniform distribution of the charge to each of the cylinders. These works can be made by shaping of the inlet channels, changes of micro-geometry of the inlet surfaces, changes of inlet valve lift and modifications of throttle opening angle. The air filter, an important part of the inlet system can also be freely modified by giving it a new shape and changing its cartridge.

The design of an **exhaust system** has also got an influence on the combustion chamber filling process, but its significance is less important than that of the intake one. It is because of the peculiar activity – pushing out not sucking in. The amount of exhaust gases remaining in the cylinder after the exhaust cycle (disadvantageous to the filling process) depends on the clearance volume, which is a result of compression ratio. The tuning of the exhaust system can be done by changing of a silencer and shaping and changing of the pipe lengths. These modifications lead to a reduction flow losses and/or the employment of wave motion.

**Valve timing** controls the exchange of charge in the cylinder. Its design effects: maximum valve lifts, opening and closing speed of a valve against its timing. Modifications of these parameters cause changes in the combustion chamber filling ratio.

The power and torque improvement is possible through the increase of engine displacement which is possible through redesigning of the **piston-cylinder assembly**. It is most often realized by extending the diameter of a cylinder and putting a larger piston in it. The increase of the displacement obviously should go along with the modification of the inlet manifold. This is done to provide a controlled increase in the flow speed in the pipes. The size of an engine block, the thickness of cylinders and increasing the inertia forces (most important) are the limitations of this type of tuning.

An effect of the inertia force, which provides additional load to the engine components, can be minimized by the reduction of the mass of these components. This, however leads to an increased stress of the elements. That type of tuning is strictly limited by safety coefficients given by the manufacturers and depends on both the age of an engine and its level of advancement. Sometimes it is possible to seriously reduce the mass thanks to the obsolescence of the design (spruces, machining bases etc). The mentioned technology limitation, sometimes leads to a simple replacement of the existing components with new ones – made from better materials.

Another operation we can perform is decreasing the **clearance volume** without changing the cylinder diameter as opposed to increasing the displacement. It is performed to raise the compression ratio, which improves the thermal efficiency and increases the chamber filling ratio as a result of the fact that a decreased amount of exhaust gases remains in the cylinder after the exhaust stroke. That type of tuning is often performed by increasing the height of the piston crown (additional material surfacing by welding) or lowering of the cylinder head (cylinder head facing). There are some

tworzania (nadlewy, bazy obróbkowe itp.). Wspomniane ograniczenia konstrukcyjno-technologiczne prowadzą do zastępowania części standardowych elementami całkowicie nowymi, wykonanymi z „lepszych” materiałów i z użyciem technologii poprawiających ich wytrzymałość.

Zabiegiem przeciwnym do wzrostu objętości skokowej silnika jest **zmniejszenie komory spalania** (przy zachowaniu średnic tłoka i cylindra) w celu zwiększenia stopnia sprężania. Taka modyfikacja powoduje wzrost sprawności teoretycznej i cieplnej obiegu oraz wpływa na podwyższenie współczynnika napężenia, dzięki zmniejszeniu ilości spalin pozostających w cylindrze po suwie wylotu. Zabieg ten jest często wykonywany przez podwyższenie korony tłoka (napawanie dodatkowego materiału) [8] lub obniżenie położenia głowicy w stosunku do powierzchni górnej bloku silnika (tzw. planowanie głowicy). Istnieją jednak ograniczenia w stosowaniu tego zabiegu. W silnikach o zapłonie samoczynnym wielkość stopnia sprężania jest ograniczona ze względu na pogarszanie się sprawności mechanicznej. Podnoszenie stopnia sprężania w silniku o zapłonie iskrowym jest z kolei ograniczone występowaniem spalania stukowego, co znajduje odzwierciedlenie w spadku sprawności.

W starszych silnikach, z tradycyjnymi rozwiązaniami w zakresie dostarczenia, przygotowania i zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej poprawę parametrów pracy silnika można uzyskać przez **wprowadzenie lub zmianę urządzeń sterujących** ich pracą. Zmiana ich może być korzystna, a niekiedy konieczna w silnikach poddanych innym modyfikacjom wpływającym np. na szybkość spalania mieszanki (kąt wyprzedzenia zapłonu) lub prędkość przepływu powietrza.

Szczególną formą *tuningu* jest tzw. *tuning* elektroniczny (*tuning chipowy* lub *chip-tuning*). Modyfikacja dotyczy sterownika silnika i polega na wymianie lub reprogramowaniu pamięci urządzenia, zawierającej charakterystyki potrzebne do sterowania silnikiem (temperatura, ciśnienie wtrysku, kąt wyprzedzenia zapłonu lub wtrysku, ciśnienie doładowania itp.). Możliwość poprawy parametrów pracy silnika przez *chip-tuning* wynika z faktu, że dane wprowadzone do pamięci sterownika są wynikiem kompromisu eksploatacji silnika w różnych warunkach. Podczas *tuningu* znany jest cel przeznaczenia silnika, np. silnik ma być „ekonomiczny” lub będzie miał sportowe przeznaczenie, a zatem modyfikacje elektroniczne będą odzwierciedlać fragmenty stosownych charakterystyk uniwersalnych silnika, akcentowane momentem obrotowym silnika, zużyciem paliwa, czystością spalin itp. względem prędkości obrotowej.

W ostatnim czasie coraz większą popularność zdobywa **instalacja zasilania silnika podtlenkiem azotu** ( $N_2O$ ), tzw. nitro. Hamowniane badania laboratoryjne wykazują, że w wyniku zastosowania tego rozwiązania udaje się chwilowo (przez ok. 20 s) zwiększyć moment silnika o zapłonie iskrowym o 50% lub więcej w stosunku do stanu wyjściowego [8, 14, 15]. Ten krótkotrwały zabieg narzuca określoną formę jego stosowania, ale przede wszystkim wymaga oceny

limitacji co do użycia tego typu modyfikacji. W silnikach diesla poziom stopnia sprężania jest określony przez jego sprawność mechaniczną. Knocking, z drugiej strony, ogranicza wzrost stopnia sprężania w silnikach z zapłonie iskrowym i prowadzi do spadku sprawności.

W technologicznie przestarzałych silnikach, z tradycyjnym systemem zapalania i zapłonu, poprawę parametrów można osiągnąć przez zastosowanie nowych koncepcji **systemów sterowania**. Jest to konieczne z powodu konieczności kontrolowania prędkości spalania lub przepływu powietrza z innych typów *tuningu*. Bardzo ciekawym modyfikacją jest *elektroniczny tuning* nazywany **chip-tuning**. Modyfikacja jest stosowana do ECU (Elektronicznego Sterownika) i polega na jego wymianie lub reprogramowaniu pamięci (zmiany w obrotach, dawkach wtrysku, czasie zapłonu, temperaturze, turbosprężarce itp.). Chip-tuning może być stosowany, ponieważ parametry w pamięci ECU są wynikiem kompromisu parametrów pracy silnika w różnych warunkach. *Tuning* może dotyczyć „oszczędności” lub wydajności. Elektroniczne modyfikacje będą odzwierciedlać fragmenty uniwersalnych charakterystyk silnika, np. moment obrotowy, zużycie paliwa, emisje spalin itp. względem prędkości obrotowej.

W ostatnim czasie coraz większą popularność zdobywa **instalacja zasilania silnika podtlenkiem azotu** ( $N_2O$ ), tzw. nitro. Laboratorium i testy drogowe wykazały (około 20 sekund) wzrost mocy o 50% i więcej [8, 14, 15]. Takie krótkotrwałe *tuningi* wymagają specjalnej formy użycia tego systemu i potrzebują dalszych badań nad procesem spalania i trwałością silnika w pierwszym etapie.

## 2. Silnik zasilany tlenkiem azotu

Tlenek azotu –  $N_2O$  (NOS) jest niepalnym, bezbarwnym i bezwonym gazem, który powstaje w wyniku rozkładu azotanu(V) amoniu ( $NH_4NO_3$ ) w temperaturze 453–523 K. Przed  $N_2O$  zastosowaniem w przemyśle samochodowym był używany w medycynie jako środek znieczulający w XIX wieku (chirurgia i stomatologia). Tlenek azotu jest powszechnie znany jako gaz śmiechu z powodu reakcji pacjenta po jego podaniu.  $N_2O$  do zastosowań w silnikach spalinowych był używany w Siłach Powietrznych Niemiec podczas II wojny światowej [14]. NOS systemy były również używane w Wielkiej Brytanii i USA w lotnictwie. Po wojnie, w Ameryce, NOS był używany w wyścigach samochodowych. Mimo jego palności (użycie  $N_2O$  było tymczasowo zakazane), „wyścigi” (specjalny typ wyścigu – 1 milowy dystans) są nadal praktykowane.

Wstaje pytanie: Gdzie jest haczyk z użyciem NOS, wiedząc, że jest niepalny?

Odpowiedź jest: w warunkach termodynamicznych wewnątrz komory spalania (ciśnienie atmosferyczne i 463 K jest wystarczające)  $N_2O$  rozkłada się na azot i (!) tlen. Tlen uwolniony z  $N_2O$  jest używany do modyfikacji parametrów silnika. Można to osiągnąć dwiema drogami. Po pierwsze, tlen może zapewnić pełne spalanie mieszanki powietrzno-paliwowej – był używany w wspomnianym systemie lotniczym Niemiec podczas wojny, uzupełniając mieszankę tlenem z powodu jego braku na dużych wysokościach [14]. Po drugie, tlen uwolniony z tlenku azotu

procesu spalania i trwałości obiektu.

## 2. Podtlenek azotu w silniku

Podtlenek azotu ( $N_2O$ ) jest niepalnym, bezbarwnym gazem, który powstaje w wyniku rozkładu azotanu amonu ( $NH_4NO_3$ ) w temperaturze ok. 453-523 K.

Zanim  $N_2O$  został zastosowany w technice motoryzacyjnej był wykorzystywany już w XVII w. w medycynie (chirurgia i stomatologia) jako środek znieczulający. Ze względu na stan, jaki wywoływał u pacjenta zyskał potoczną nazwę „gazu rozweselającego”. Podtlenek azotu w zastosowaniach silnikowych pojawił się po raz pierwszy w niemieckim lotnictwie podczas drugiej wojny światowej [14]; lotnicze instalacje  $N_2O$  stosowano również w Anglii i Stanach Zjednoczonych. W latach powojennych w USA zaczęto stosować podtlenek azotu w wyścigach samochodowych. Mimo wielu kłopotów z wybuchami instalacji, co wiązało się z czasowym zakazem stosowania  $N_2O$ , po dzień dzisiejszy istnieje specjalna formuła tzw. „drag racing” (wyścig na krótkim dystansie 1 mili), w którym ten środek jest stosowany.

Powstaje pytanie, w czym tkwi tajemnica stosowania  $N_2O$  skoro jest on gazem niepalnym? Odpowiedź jest następująca. W warunkach, jakie panują w komorze spalania silnika spalinowego (choćby wystarczy ciśnienie otoczenia i temperatura ok. 463 K), podtlenek azotu rozkłada się na azot i tlen. W procesie modyfikacji wskaźników pracy silnika wykorzystywany jest uwolniony tlen, który albo wspomaga proces spalania zapewniając spalanie zupełne mieszanki paliwowo-powietrznej<sup>1)</sup> [14], albo umożliwia spalanie dodatkowej porcji benzyny, a spalające się w tych warunkach paliwo pozwala osiągnąć większe ciśnienie ładunku w cylindrze i stąd wspomniane przyrosty mocy. Podtlenek azotu daje takie efekty z dwóch różnych powodów i oba są wykorzystywane technicznie: po pierwsze zawiera on 36% jednostek wagowych tlenu, co czyni go bardziej konkurencyjnym wobec 23% jednostek  $O_2$  zawartych w powietrzu. Po drugie, podczas jego uwalniania z wysokociśnieniowej butli<sup>2)</sup> następuje odparowanie, któremu towarzyszy obniżenie temperatury. To implikuje wzrost gęstości tlenu, co oczywiście oznacza możliwość wprowadzenia większej jego ilości do komory spalania.

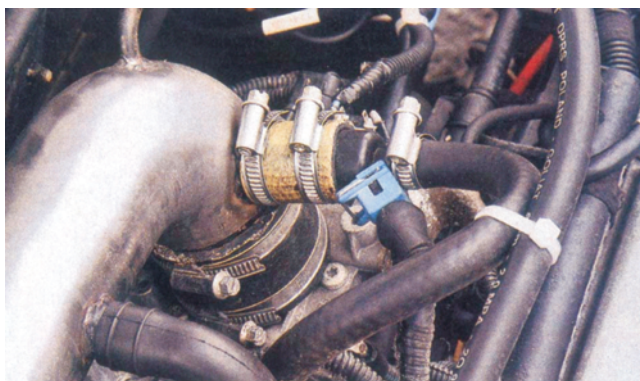
Instalacja zasilania podtlenkiem azotu przypomina swym działaniem pracę znanej instalacji gazowej zasilanej mieszanką propanu-butanu. Najpopularniejszym typem instalacji jest układ, w którym oprócz wtryskiwacza  $N_2O$  stosuje się dodatkowy wtryskiwacz paliwa. Kompletna instalacja składa się z: wysokociśnieniowej butli gazu, reduktora obniżającego i wyrównującego ciśnienie  $N_2O$ , wysokociśnieniowych przewodów doprowadzających gaz do specjalnego zaworu (tzw. pulsatora, który wtryskuje odpowiednią dawkę tego gazu do kolektora dolotowego) oraz dodatkowego wtryski-

can be used to burn additional portion of fuel. It causes high pressure inside the cylinder and then increases the power. Why does that happen? Nitrogen monoxide has got oxygen in the amount of 36% by weight vs. 23% by weight in the ambient air and this is the first advantage of its use. When Nitrogen monoxide is released from the storage tank (under 5 MPa pressure in liquid state), evaporation process with decreasing of temperature takes place. Lower temperatures increase the density of oxygen and it starts supercharging the engine. NOS is similar to LPG (*Liquefied Petroleum Gas*). The most popular NOS has got a nitrous oxide injector along with an additional fuel injector. Complete installation consists of: high pressure tank for  $N_2O$  storage, pressure regulator, and high pressure ducts including a special valve (pulsating valve) to supply the gas to the inlet manifold and, finally, an additional fuel injector. CPU controls the injection of  $N_2O$  and the fuel. Extra fuel injector inside the manifold is a weakness of the system, because of a possible explosion. To prevent explosion in the inlet ducts, the latest NOSes use standard fuel injectors to inject additional doses of fuel directly into the area before the inlet valve when  $N_2O$  is fed. Time of operation of the engine fuelled by  $N_2O$  is only several seconds. The images of NOS fitted in Fiat Punto powered by Fiat 1.2 8V are shown in Figures 1 and 2 [5].

Diagrams of power and torque performances are presented in Fig. 3.

Upper curves represent nitrous oxide supply [5].

## 3. Thermal load of components of an engine fu-



<sup>1)</sup> Wykorzystywane w lotnictwie, jak np. znany z czasów II wojny światowej niemiecki system GM1, który uzupełniał mieszankę palną w tlen, którego brakowało silnikom lotniczym na dużych wysokościach.

<sup>2)</sup> Pod ciśnieniem ok. 5 MPa, gdzie jest przechowywany w postaci płynnej.

wacza paliwa. Sterowanie wtryskiem gazu i dodatkowej porcji paliwa zajmuje się układ elektroniczny. Dodatkowy wtryskiwacz paliwa w kolektorze dolotowym zaliczany jest jednak do słabych stron takiej instalacji, gdyż istnieje niebezpieczeństwo wybuchu mieszanki w kolektorze dolotowym. By temu zapobiec, w nowszych rozwiązaniach zamiast dodatkowego wtryskiwacza paliwa wykorzystuje się fabrycznie montowane wtryskiwacze paliwa, które „przesterowane elektronicznie” dostarczają większą dawkę paliwa bezpośrednio w okolice zaworu dolotowego w chwili zasilania  $N_2O$ . Czas pracy instalacji  $N_2O$  podczas badań nie przekraczał kilkudziesięciu sekund.

Elementy składowe instalacji zamontowane w jednym z egzemplarzy Fiata Punto, gdzie zamontowany jest badany silnik 1,2 8V pokazano na rys. 1 i 2 [5].

Wykresy przebiegu krzywych mocy i momentu obrotowego pokazano na rys. 3. Górne linie obrazują przyrosty mocy i momentu związane z załączeniem instalacji zasilania silnika podtlenkiem azotu [5].

### 3. Obciążenie cieplne elementów silnika zasilanego $N_2O$

Obciążenie cieplne silnika jest pojęciem niejednoznacznym. Wiąże się ono z takimi wielkościami jak temperatura, gradient temperatury, strumień ciepła. W ujęciu globalnym obciążenie cieplne jest zdefiniowane jako strumień ciepła wywiązywany w danych warunkach w silniku, co według Wiśniewskiego [12] oznacza:

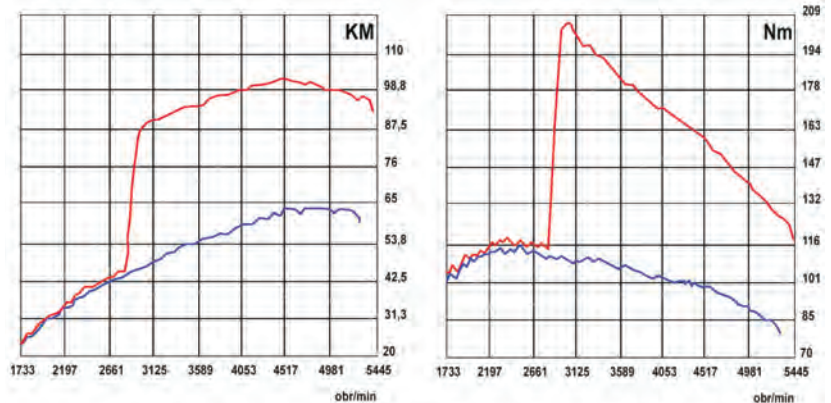
$$Q = \dots \cdot \xi \quad (1)$$

gdzie:  $W_p$  – wartość opałowa paliwa,  $B_0$  – zużycie paliwa w jednostce czasu,  $x$  – współczynnik wywiązywania ciepła w komorze spalania silnika.

Tak zdefiniowane obciążenie cieplne jest uśrednionym wskaźnikiem porównawczym, który wprawdzie nie opisuje rzeczywistych obciążeń poszczególnych elementów silnika, ale w zupełności umożliwia dokonanie opisu stanu termodynamicznego silnika. Stan ten zależy od przewodności cieplnej, kształtu komory spalania, przebiegu procesu spalania.

Parametrami, które opisują wymianę ciepła w komorze spalania są: temperatura czynnika  $T$  oraz współczynnik przejmowania ciepła na powierzchniach ścian ograniczających przestrzeń komory spalania  $\alpha_g$ . Wielkości te opisują warunki brzegowe wymiany ciepła. Są one zmienne w czasie cyklu pracy silnika, a ponadto są niejednorodne w przestrzeni komory spalania. Obliczenia tych wielkości wykonuje się przy założeniach, że czynnik roboczy znajduje się w równowadze energetycznej w dowolnej chwili oraz może być traktowany jako gaz doskonały i stanowi pod względem termodynamicznym układ zamknięty (stała ilość czynnika w cylindrze).

Podstawą obliczeń temperatury jest równanie stanu



#### elled by $N_2O$

Thermal load is an ambiguous term. It is related to such quantities as temperature, its gradients, heat transfer etc. In general, thermal load can be defined as a heat flux released inside an engine under given operating conditions (Wiśniewski) [12] – see eq. (1),

where:  $W_p$  – fuel calorific value,  $B_0$  – fuel consumption in time unit,  $x$  – heat release rate inside the combustion chamber.

Thermal load defined above (1) is an overall comparative parameter, which does not represent the load of individual engine components, but gives a possibility of describing thermal states of the whole engine. It depends on: thermal conductivity, shape of the combustion chamber and the course of the combustion process. There are two basic parameters that define heat exchange in an engine: temperature of air-fuel mixture  $T$  and the heat conductivity  $\alpha_g$  on the surface of the chamber walls. These are boundary conditions of the heat exchange. During the engine operation, their values are unsteady and non-homogenous in the combustion chamber. Analyses of these parameters are elaborated with the assumption that air-fuel mixture is in a state of energetic balance at all times and the charge can be treated as an ideal gas working in a closed system (amount of charge is constant). The temperature of mixture is derived directly from the equation of state of ideal gas (2) [2, 7], see eq. (2),

where  $p$  – combustion chamber pressure,  $V$  – volume of combustion area,  $T$  – absolute temperature of the charge,  $b$  – current coefficient of charge mole number alteration,  $n_1$  – total number of charge mole number before compression,  $MR$  – universal gas constant.

The second parameter to define thermal load of an engine is heat conductivity  $\alpha_g$ . It consists of three elements as shown in eq. (3),  $\alpha_k$  – convection heat conductance,  $\alpha_r$  – heat conductivity of flame radiation,  $\alpha_{rg}$  – heat conductivity of charge radiation.

There are a lot of formulas of  $\alpha_g$  but depending on the boundary conditions they give sometimes divergent results. To use a selected formula, appropriate conditions should be considered: compression ratio, geometry of combustion chamber, revolutions per minute etc. Wide elaboration of

gazów doskonałych o postaci [2, 7]:

$$\dots = \dots \cdot \lambda \quad (2)$$

gdzie:  $p$  – ciśnienie w komorze spalania,  $V$  – objętość przestrzeni spalania,  $T$  – temperatura bezwzględna czynnika roboczego,  $b$  – bieżący współczynnik zmiany liczby moli czynnika roboczego,  $n_1$  – całkowita liczba moli ładunku cylindra w chwili rozpoczęcia sprężania,  $MR$  – uniwersalna stała gazowa.

Drugą wielkością charakteryzującą stopień obciążenia cieplnego części otaczających komorę spalania jest współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha_g$  – zwany globalnym. Współczynnik ten tworzą: współczynnik przejmowania ciepła przez konwekcję  $\alpha_k$  oraz współczynniki uwzględniające radiację płomienia  $\alpha_r$  i gazu  $\alpha_m$ .

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_r + \alpha_m \quad (3)$$

Istnieje wiele zależności opisujących globalny współczynnik przejmowania ciepła w komorze spalania dających czasami rozbieżne wyniki, a ich zastosowanie uwarunkowane jest pewnymi ograniczeniami, uwzględniającymi parametry konstrukcyjne silników, takie jak: wymiary geometryczne komory, stopień sprężania, rodzaj komory, prędkość obrotowa silnika itp. Obszerne zestawienie stosowanych zależności zawiera praca [1]. Przykładową zależnością dla silników o zapłonie iskrowym podano poniżej:

$$\alpha_{\varphi} = 0.9 \left[ 1 + 0.0055 \varphi \right] \sqrt[3]{\varphi \cdot \varphi} \quad (4)$$

gdzie:  $w_m$  – prędkość mieszanki przepływającej przez zawór dolotowy dla położenia kąтового  $j_1$  wału,  $p(\varphi_i)$  – chwilowa wartość ciśnienia czynnika,  $T(\varphi_i)$  – chwilowa wartość temperatury czynnika.

W rozważaniach na temat obciążeń cieplnych silnika pojawiają się najczęściej analizy cieplne nie wszystkich elementów silnika, ale tzw. elementów gorących spośród grupy tłokowo-cylindrowej. Najczęściej rozważania dotyczą tłoka, dla którego, np.: w oparciu o prace np. Semenowa [9], Diaczenki [4], Kozaczewskiego [6], można wyznaczyć wskaźnik charakteryzujący obciążenie cieplne  $K_{th}$  w zależności nie tylko od warunków pracy, ale również parametrów konstrukcyjnych silnika, równanie (5). Dodatkowo, dla potrzeb niniejszych badań zmodyfikowano zależność (5) do postaci (6), w której zamieniono ciśnienie i temperaturę chwilową w okolicach zaworu dolotowego na teoretyczne wartości maksymalne, wyrażając w ten sposób chwilowe obciążenie cieplne, adekwatne do krótkotrwałego działania nitro

$$K_{th} = B \cdot c_m^{0.5} \cdot \left( 0.000981 \cdot \left( \frac{D}{\eta_v \cdot p_d} \right) \right)^{0.8} \cdot \left( 0.007499 \cdot p_e \cdot g_e \cdot \frac{T_d}{T_o} \right)^{0.8} \quad (5)$$

gdzie:  $B$  – współczynnik liczby suwów, dla silnika czterosuwowego  $B = 1$ , dla dwusuwowego  $B = 1,78$ ,  $c_m$  – średnia

heat conductivity formulas is provided by Ambrozik [1]. One of them is as follows from eq. (4),

where:  $w_m$  – velocity of mixture around the inlet valve for crankshaft angle  $\varphi_i$ ,  $p(\varphi_i)$  – instantaneous pressure of charge,  $T(\varphi_i)$  – instantaneous temperature of charge.

An analysis of thermal load of an engine does not mean an analysis of the whole engine but only its chosen components – most often “hot” parts within the combustion chamber section of an engine. Piston and piston rings are frequently considered here. Based on the tests of Semenow [9], Diaczenko [4], Kozaczewski [6] it is possible to define a thermal load coefficient of a piston  $K_{th}$ , which depends not only on the operating conditions but also the design features – see eq. (5). For this research, the Semenow’s formula has been changed from (5) to (6), to define instantaneous thermal load of a piston when the maximum pressure and temperature are expressed, being adequate to the state when  $N_2O$  is used (5), where:  $B$  – stroke coefficient, for four stroke engine  $B = 1$ , for two-stroke engine  $B = 1.78$ ,  $c_m$  – average piston speed, m/s,  $D$  – cylinder diameter, mm,  $\eta_v$  – filling coefficient,  $p_d$  – pressure of charge around the inlet valve, MPa,  $T_d$  – temperature of charge around the inlet valve, K,  $p_e$  – mean effective pressure, MPa,  $g_e$  – specific fuel consumption, g/(kW·h),  $T_o$  – ambient temperature, K, and (6),

where: as in (5) except:  $p_{mt}$  – maximum pressure of a theoretical engine cycle, MPa,  $T_{mt}$  – maximum theoretical temperature of an engine cycle, K.

The relevant literature indicates that factor  $K_{th}$  for car engines should be in the range of (3.2-7.0) and should not exceed 12.0 (independent of piston material – cast-iron or aluminum alloys) [4, 6]. Factor  $K_{th}$  helps to estimate temperature of the mid-point in the piston crown surface, eq. (7) which is important to verify the correctness of the selection of the piston material (7),

where: factor „a” includes the material characteristics and the design of piston:  $a = 0.85$  for flat crown piston made of cast-iron,  $a = 0.38$  for flat crown piston made of aluminum alloys.

Temperature  $T_{th}$  for most aluminum alloys cannot exceed volume of 620K because of a much lower tensile strength, decrease in hardness and higher unit elongation [6, 8].

All parameters connected with the thermal load, mentioned above, depend on the pressure of the charge and the mole factor of fresh air-fuel mixture. These are the results of air demand calculation indicating how much air is needed to burn a portion (1 kg) of fuel ( $M_f$ ). In the mass units, the formula for  $M_f$  is as in eq. (8),

where:  $C$ ,  $H$ ,  $O$  – mass fractions in the fuel of carbon, hydrogen, oxygen (respectively).

For the fuel model:  $C = 0.855$ ;  $H = 0.145$ ;  $O = 0$ ,  $M_f = 14.9$  kg of air should be provided to fully burn 1 kg of fuel. Nitrogen monoxide in the combustion engine changes the operating environment, which means that the amount of oxygen can be reduced by 1.6 because of 36% wt. in  $N_2O$  against 23% of oxygen in ambient air  $0.36/0.23 \approx 1.6$ . Going on the assumption that the fuelling parameters do not change and the combustion process is complete, it is possible to estimate

prędkość tłoka, [m/s],  $D$  – średnica cylindra, [mm],  $\zeta_v$  – współczynnik napełnienia, [–],  $p_d$  – ciśnienie czynnika w obszarze zaworu dolotowego, [MPa],  $T_d$  – temperatura czynnika w obszarze zaworu dolotowego, [K],  $p_e$  – średnie ciśnienie użyteczne, [MPa],  $g_e$  – jednostkowe zużycie paliwa, [g/(kW·h)]  $T$  – temperatura otoczenia [K]

$$= 0,000981 \cdot \left( \frac{1}{\eta} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{0,007499 \cdot \dots}{\dots} \right)^{0,8} \quad (6)$$

gdzie:  $p_{mt}$  – maksymalne ciśnienie obiegu teoretycznego, [MPa],  $T_{mt}$  – maksymalna teoretyczna temperatura obiegu, [K].

Literatura przedmiotu wskazuje, że wartość wskaźnika obciążenia cieplnego tłoka  $K_{\eta}$  dla silników pojazdów samochodowych powinna zawierać się w przedziale od 3,2 do 7,0, a ogólnie nie może przekraczać 12,0 [4, 6]. Wartość współczynnika  $K_{\eta}$  umożliwia określenie temperatury w środku denka tłoka, będącej istotną miarą poprawności doboru materiału na tłok

$$= 338 + 103 \cdot \dots \quad (7)$$

gdzie:  $a$  – współczynnik uwzględniający cechy konstrukcyjne tłoka i ma wartość np.  $a = 0,85$  dla tłoków z denkiem o prostej konstrukcji wykonanych z żeliwa, natomiast  $a = 0,38$  dla tłoków ze stopów aluminium.

Temperatura  $t_a$  dla większości stopów aluminium nie może być większa od 620 K ze względu na wielokrotnie obniżoną wytrzymałość na rozciąganie i spadek twardości, a także wydłużenie względne materiału [6, 8].

Omówione parametry pracy silnika, charakteryzujące jego obciążenie cieplne zależą od ciśnienia czynnika roboczego oraz współczynnika zmiany liczby moli świeżego ładunku, którego wartość jest z kolei funkcją teoretycznego zapotrzebowania powietrza do spalania 1 kg paliwa ( $M_1$ ). W ujęciu masowym zapis ten należy przedstawić

$$= \left( \frac{1}{0,3} \right) \cdot \frac{8}{3} + 8 \quad (8)$$

gdzie: C, H, O – masowe udziały odpowiednio węgla, wodoru i tlenu w paliwie.

Dla przykładowego składu paliwa  $C = 0,855$ ;  $H = 0,145$ ;  $O = 0$  wartość  $M_1 = 14,9$  kg powietrza na 1 kg paliwa.

Doprowadzenie podtlenku azotu do silnika powoduje, że pracuje on w innym środowisku niż powietrze. Oznacza to, że przy 36% udziale masowym tlenu w podtlenku azotu wobec 23% wagowych  $O_2$  w powietrzu można zmniejszyć ilość ( $N_2O$ ) w proporcji  $0,36/0,23 \approx 1,6$ .

Przyjmując założenie o niezmienności parametrów zasilania, jak i o spalaniu zupełnym ładunku, można określić wartość zapotrzebowania  $N_2O$  ( $MN_2O$ ) potrzebną do spalania 1 kg paliwa. Po podstawieniu do wzoru (8) otrzymano wartości 9,5 kg  $N_2O$ /kg paliwa. Z uwagi jednak na formę dostarczenia  $N_2O$  do silnika (z butli o wysokim ciśnieniu)

the demand for nitrogen monoxide ( $M_{N_2O}$ ) to burn 1 kg of fuel. Following (8) it is 9.5 kg  $N_2O$ /1 kg of fuel.

As mentioned in this chapter, engine is fed by  $N_2O$  from a high-pressure tank. It causes an increase in the filling ratio similar to supercharging – excess oxygen from nitrogen monoxide. An effect of this is lean mixture and an improvement of thermodynamic parameters of the engine cycle.

Below, in Table 1, are some technical data of Fiat engine 1.2 8V and the thermodynamic parameters of its cycle for standard and nitrogen monoxide supply.

Calculations have been done with the assumptions as follows:  $\lambda = 1$  (complete combustion), heat release factor  $\zeta = 0.92$ , petrol fuel with calorific value 43,000 kJ/kg. For each of the analyzed parameters the tuning factor [10] has been defined (positive or negative change in % after the tuning).

The results of theoretical analyses are in line with the laboratory tests shown in Fig. 3. The thermodynamic parameters for an engine cycle with NOS are different (higher) in comparison to the supply of ambient air. Maximum values of temperature and pressure are 40-50% above the manufacturers' standard recommendations ( $p_{mt} = 4.5-7.5$  MPa and  $T_{mt} = 2450-2800$  K) [2, 12]. Piston thermal load factor  $K_{\eta}$  larger than 12.0 (for aluminum alloy) has increased nearly by 50%. The maximum, instantaneous value of  $K_{\eta}$  is over the limit which indicates losses of thermal strength of the piston material. The contingency of a loss of the thermal load of a piston is also indicated by another parameter – temperature of the mid-point of the piston crown surface, which is over 50 K higher than the limit.

The analyses have shown that the application of nitrogen monoxide without additional tuning works (reduction of compression ratio or timing adjustment) can lead to a limited strength and reliability of the engine through the increase of wear of the engine parts or their failure. Based on the reference data [13], the mathematical model of the process of piston ring deterioration has been formed [10]. This formula considers the wear intensity of cast-iron piston rings vs. pressure inside the combustion chamber for mitigated solid friction conditions, eq. (9)

where:  $z_p$  – wear rate of cast-iron piston ring,  $cm^3/km$ ,  $p$  – pressure inside the combustion chamber, MPa.

When the data from Table 1 are used for the wear analysis, we can see a more than 100% rise in the wear rate in the case of nitrogen monoxide supply vs. standard air supply. (in values  $z_p = 0.003392$   $cm^3/km$  for standard,  $z_p = 0.007069$   $cm^3/km$  for nitrogen monoxide). Equation (9) does not include the cyclic work of an engine i.e. cyclic changing of piston ring pressure on the cylinder liners. According to the tests [11, 13] the impact fatigue of pressure changes inside the chamber can cause a 5-10 times more intensive wear. It means that the piston rings and cylinder liners can fail very quickly, as a result of rise of the temperature of friction.

Thermal load includes not only the temperature but also its gradients and heat flux. They, coincide and influence the durability of the engine. For the intensively cooled engine components, a high level of heat flux and low temperature

można zaobserwować wzrost współczynnika napelnienia podobny do doładowania, co oznacza, że tlenu uwalniającego się z  $N_2O$  jest w nadmiarze. Konsekwencją tego jest zubożenie mieszanki przy równoczesnym wzroście wartości parametrów termodynamicznych obiegu.

W tabeli 1 zestawiono dane techniczne badanego silnika Fiat 1,2 8V i wybrane wskaźniki termodynamiczne obiegu pracy tego silnika dla zasilania standardowego, jak i przy doprowadzeniu podtlenu azotu. Obliczenia prowadzono przy założeniu spalania zupełnego dla  $\lambda = 1$  ze współczynnikiem wykorzystania ciepła  $\zeta = 0,92$  dla zasilania benzyną o wartości opałowej 43 000 kJ/kg. Dla każdego parametru określano tzw. wskaźnik *tuningu* [10], tj. procentową zmianę (dodatnią lub ujemną) wywołaną *tuningiem*.

Wyniki obliczeń potwierdzają dane z badań hamownianych prezentowane na rysunku 3. Parametry termodynamiczne obiegu pracy silnika zasilanego  $N_2O$  są wyższe w porównaniu z zasilaniem standardowym z udziałem powietrza. Maksymalne wartości temperatury i ciśnienia są większe o ok. 40-50% i przekraczają wartości dopuszczalne przyjmowane przez konstruktorów podczas projektowania ( $p_{mt} = 4,5-7,5$  MPa oraz  $T_{mt} = 2450-2800$  K) [2, 12]. Wartość wskaźnika  $K_{\eta}$  wzrosła o blisko 50% i dla stosowanych tłoków przekroczyła wartości zalecane przez producenta. Chwilowa wartość obciążenia cieplnego tłoka  $K_{tm}$  przekracza dopuszczalną wartość 12, co może oznaczać utratę wytrzymałości termicznej tłoka. Na możliwość utraty własności wytrzymałościowych materiału tłoka przy stosowaniu podtlenu azotu wskazuje również temperatura środka denka tłoka, przekraczająca wartość dopuszczalną o 50 K.

Powyższa analiza wskazuje, że stosowanie podtlenu azotu wprost bez innych czynności *tuningowych* (konstruktorskich, np. zmniejszenie stopnia sprężania lub(i) regulacyjnych, np. opóźnienie zapłonu mieszanki) może prowadzić do ograniczenia wytrzymałości konstrukcyjnej tłoka i utratę niezawodności wyrażającej się przedwczesnym zużyciem lub awarią elementów silnika. Zjawiska cieplne mogą wpłynąć na zmianę wymiarów geometrycznych elementów silnika, zmianę właściwości materiałowych, pogorszenie warunków tribologicznych, przekroczenie dopuszczalnych obciążeń. Bazując na danych literaturowych [13] zbudowano model matematyczny [10] intensywności zużycia tłokowych pierścieni (pracujących w warunkach tarcia granicznego) w funkcji ciśnienia panującego w komorze spalania, w oparciu o który można wyliczyć wartość zużycia tych pierścieni:

$$= 0,00002 \cdot z_p^3 - 0,0003 \cdot z_p^2 + 0,0016 \cdot z_p \quad (9)$$

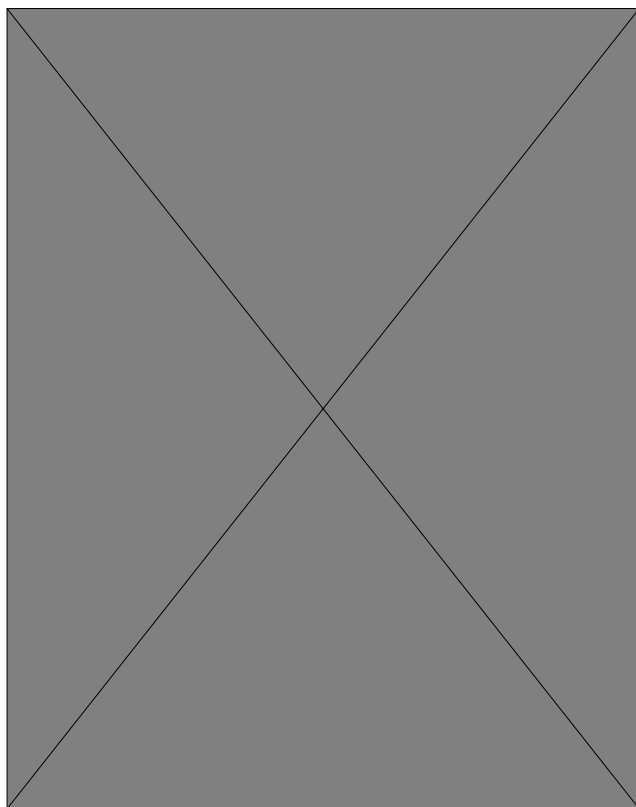
gdzie:  $z_p$  – intensywność zużycie pierścieni żeliwnych w warunkach tarcia granicznego [ $cm^3/km$ ],  $p$  – ciśnienie panujące w komorze spalania [MPa].

Przyjmując do obliczeń dane z tabeli 1 można stwierdzić, że pojawienie się ciśnień maksymalnych przy zasilaniu  $N_2O$  może oznaczać ponad 100% wzrost zużycia (w wartościach bezwzględnych dla zasilania standardowego  $z_p = 0,003392$   $cm^3/km$ , a dla nitro  $z_p = 0,007069$   $cm^3/km$ ). Wzór

gradient may occur, whereas for the parts with low thermal conductance, a high temperature gradient and low heat flux are possible. On the other hand, in the poorly cooled elements, a low temperature gradient, low heat flux and high temperature are possible. All the cases of thermal load, mentioned above, can be dangerous to the engine. Analyses of each event separately are necessary in relation to mechanical interactions.

#### 4. Summary

Nitrogen monoxide ( $N_2O$ ) in automotive engineering applications, especially in extreme sport racing takes an important place. It is because of an easy way to provide a large portion of oxygen merely from the nitrogen monoxide



(9) nie uwzględnia cyklicznej zmienności nacisków, które towarzyszą pracy silnika. Według autorów prac [11, 13] zmęczeniowy charakter oddziaływań ciśnienia panującego w komorze spalania może pogłębić zużycie 5–10 razy, a to oznacza lawinowe zużycie pierścieni i tulei cylindrowej, z którą one współpracują. Wzrost nacisków w tej parze trącej wywołuje wzrost temperatury tarcia, która powoduje dodatkowy wzrost i tak już wysokiej temperatury procesu spalania, i która również ma swój udział w procesie awaryjnego zużycia.

Obciążenia cieplne elementów silnika to nie tylko temperatura, ale również jej gradient i strumień ciepła. Wielkości te są ze sobą sprzężone i w różnych okolicznościach mogą mieć niekorzystny wpływ na trwałość elementów.

W elementach intensywnie chłodzonych może występować duży strumień ciepła przy niewielkim gradientcie temperatury. W elementach o słabej przewodności cieplnej może występować duży gradient temperatury, lecz mały strumień ciepła. W elementach słabo chłodzonych może występować mały strumień ciepła, mały gradient temperatury, lecz sam element może mieć wysoką temperaturę. Wszystkie te przypadki mogą być niebezpieczne dla konstrukcji danego elementu lub układu. Właściwa ocena wymaga szczegółowej analiza każdego przypadku, z równoczesnym uwzględnieniem oddziaływań mechanicznych.

#### 4. Podsumowanie

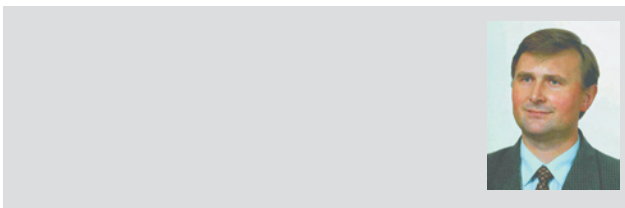
Podtlenek azotu w motoryzacji, a zwłaszcza w tzw. sporcie ekstremalnym zajmuje znaczące miejsce. Dzieje się tak ze względu na stosunkowo łatwą możliwość uzyskania znacznej ilości tlenu podczas rozprężania gazu, którego nadmiar może zapewnić spalanie dodatkowej porcji paliwa. Jest to bezpośrednią przyczyną gwałtownego lecz krótkotrwałego wzrostu momentu obrotowego i mocy silnika. Stosowanie podtlenku azotu powoduje jednak znaczny wzrost obciążeń cieplnych, które mogą prowadzić do przedwczesnego (czasami lawinowego) zużycia elementów silnika. W przypadku analizowanego silnika samochodu Fiat Punto 1,2 8V wskaźnik obciążenia cieplnego tłoka, jak i inne chwilowe parametry termodynamiczne (maksymalne ciśnienie i temperatura) znacząco przekraczają wartości dopuszczalne (o 40-70%). Temperatura środka denka tłoka przy stosowaniu

expansion. It can be used to burn additional doses of fuel, which is a direct reason for the increase in power. Nitrogen monoxide increases the thermal load, which can lead to an increased wear of engine components (frequently too quick a failure) In the case of Fiat engine 1.2 8V, the thermal load of the piston, instantaneous temperature and pressure exceed the limits by 40-70%. The temperature of the mid-point of the piston crown surface is higher than 20% when nitrogen monoxide is used, which is over the limit. The wear of the engine components could be a result of the loss of the properties of the lubricant as well. It is because of the decreasing tribological characteristics of oil such as lubricity or viscosity. Separate tests are necessary, but the tuning processes (including NOS) should undergo further analysis to give answers to the questions of automotive engineers and the people involved in car-racing in particular.

#### Literatura/Bibliography

- [1] Ambrozik A.: Klasyfikacja empirycznych zależności określających współczynnik przejmowania ciepła w tłokowych silnikach spalinowych. *Silniki Spalinowe* 4/1987.
- [2] Ambrozik A.: Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2003.
- [3] Auto Sukces. Magazyn motoryzacyjny 2/2002.
- [4] Diaczenko H.Ch. i in.: Tęplotęobmien w dwigatielach i tjeplona-prażennost ich dietalej. Maszinostojenije, Leningrad, 1969.
- [5] GT – Magazyn motoryzacyjny 2 i 3 /2002.
- [6] Kozaczewski W.: Konstrukcja grupy tłokowo-cylindrowej silników spalinowych. WKŁ, Warszawa 2004.
- [7] Kwaśniewski S., Sroka Z. J., Zabłocki W.: Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.
- [8] Ociepko J., Sroka Z.J.: Tuning silnika spalinowego o zapłonie iskrowym – modyfikacja tłoka. I Konferencja Kół Naukowych Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
- [9] Semenow W.S.: K waprosu korozijnowo iznosa w cylindrie dizjela. Sudowyye siłowyye ustanowki nr 2, 1963.
- [10] Sroka Z.J., Wolański M.: Komputerowe wspomaganie oceny termodynamicznych i wytrzymałościowych parametrów tuningowanego silnika spalinowego. *Systems* 2004, vol. 9.
- [11] Stolarski T.: Studium możliwości analitycznego określenia wielkości tarcia i zużycia smarowanych węzłów ślizgowych. IMiPKM, Politechnika Gdańska, 1977.
- [12] Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników spalinowych. WKiŁ, Warszawa 1972.
- [13] Włodarski J.K.: Tłokowe silniki spalinowe, procesy trybologiczne. WKiŁ, Warszawa 1982.
- [14] <http://www.republika.pl/.../nos.html>
- [15] <http://slave.e-edukacja.pl/.../nitro.html>

Artykuł recenzowany



Arkadiusz OPALIŃSKI\*  
Michael WILLMANN  
Ulrich MASS

## Charakterystyka akustyczna turbospreżarek szybkoobrotowych silników ZS

Zwiększenie mocy i momentu obrotowego nowoczesnych silników o zapłonie samoczynnym przy jednoczesnym obniżeniu emisji związków szkodliwych i zużycia paliwa nie byłoby możliwe bez zastosowania doładowania turbospreżarkowego. Szerokie rozpowszechnienie tego typu silników spowodowało zmianę stosunku użytkownika do hałasu emitowanego przez turbospreżarki. Współcześni kierowcy cenią sobie właściwości trakcyjne doładowanych silników ZS, jednak hałas emitowany przez turbospreżarki przestał być symbolem mocy i nowoczesności, i jest obecnie postrzegany jako czynnik obniżający komfort jazdy. Z tego powodu przy projektowaniu i testowaniu silników turbodoładowanych konieczne jest uwzględnienie nie tylko zagadnień związanych z termodynamiką i niezawodnością, ale także z akustyką.

W artykule dokonano systematyki dźwięków emitowanych przez turbospreżarki, opisano ich źródła, drogi transmisji oraz metody zapobiegania.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, turbodoładowanie, hałas, rodzaje dźwięków

### Turbocharger noises in high speed diesel engines

The continuously increasing performance data of the modern diesel engines as well as the fulfillment of the very restricted emission standards cannot be realized without the aid of the turbocharger. Due to the prevalence of the turbo charged engines the customer's attitude to the emitted noises has been changed. The customer wishes a high power output, but no longer wants to hear it. Thus the consideration of the noise characteristics during the development work is recently as important as the thermodynamic or durability issues.

This paper deals with different turbocharger noises, describes its sources, transmission routes and possibilities of noise reduction.

Key words: combustion engines, turbocharging, noise, types of noises

### 1. Wstęp

W ciągu ostatnich lat znacznie zwiększył się udział turbodoładowania zarówno wśród silników ZS, jak i ZI. Polepszenie podstawowych parametrów silników, takich jak: moc, przebieg momentu obrotowego i zużycie paliwa nie byłoby możliwe bez postępu w zakresie turbospreżarek. Oprócz tego turbodoładowanie jest podstawową technologią umożliwiającą spełnienie zaostrzonych norm emisji spalin (poza wtryskiem wysokociśnieniowym). Jest bardzo prawdopodobne, że nowe normy emisji (EU 5) mogą być spełnione tylko w silnikach doładowanych.

Ograniczenie hałaśliwości spalania, głównie przez zastosowanie wtrysku dawki pilotującej, zwiększyło zainteresowanie innymi źródłami dźwięku, w tym turbospreżarkami. Rozwiązanie konfliktu między wysoką sprawnością i niezawodnością a hałasem emitowanym przez turbospreżarki, stało się obecnie istotnym problemem przy projektowaniu nowych silników i pojazdów.

### 2. Rodzaje dźwięków emitowanych przez turbospreżarki

Rozróżnia się cztery podstawowe rodzaje dźwięków emitowanych przez turbospreżarki: dźwięk niewyrównowazeniowy, pulsacyjny, dyfuzorowy oraz stałoczęstotliwościowy (rys. 1). Dokładna ich identyfikacja jest często niemożliwa bez specjalnych pomiarów.

### 1. Introduction

The market share of turbocharged engines in passenger cars has been growing over the years, in Diesel engines and even in gasoline engines. The enormous improvements of the light duty diesel engines in passenger cars and light commercial vehicles in the customer relevant performance data as power output, lower end torque, fuel economy and noise would not be possible without progress in the turbocharger technology. On the other side the turbocharger is one of the key features to match emission standards. In face of the next regulation (EU5) it is quite probable that the fulfilling of the emission limits can only be achieved by supercharged engines.

In the past the emitted noise of Diesel engines has been decreased, especially the combustion noise by the introduction of pilot injection. In consequence the noise contribution of the turbocharger has become more significant. Solving the trade off between thermal efficiency and noise is an important part of development work.

### 2. Types of Turbocharger Noises

There are 4 main noise mechanisms by a turbocharger: unbalance-, pulsation-, twist- and constant tone (Fig. 1). All of them are similar to a whistle, very similar, and the identification often is impossible without special measurements.

The **unbalance tone** is caused by rest of unbalanced mass of the turbocharger rotor. The centrifugal force of the unbal-

**Dźwięk niewyrównoważeniowy** jest spowodowany biciem wirnika turbosprężarki i odpowiadającą mu reakcją łożysk. Wywołuje to drgania całego korpusu sprężarki i emisję fali dźwiękowej. Jej częstotliwość jest zależna od prędkości obrotowej wirnika.

**Dźwięk pulsacyjny** jest spowodowany niedokładnością wykonania kanałów łopatkowych sprężarki. Każda łopátka jest nieco inna, co wywołuje wahania ciśnienia w strumieniu powietrza. Częstotliwość pulsacji zależy również wyłącznie od prędkości obrotowej turbosprężarki.

**Dźwięk dyfuzorowy** jest uwarunkowany konstrukcyjnym ukształtowaniem skrzyni wylotowej sprężarki. Na wlocie do dyfuzora znajduje się tzw. „język”, rys. 1. Strumień powietrza opuszczającego kanał łopatkowy zostaje przerwany w miejscu przecięcia się spirali dyfuzora. Powoduje to krótkotrwały spadek ciśnienia w układzie dolotowym silnika i emisję dźwięku, którego częstotliwość zależy nie tylko od prędkości obrotowej, ale także od liczby łopatek wirnika sprężarki.

**Dźwięk stałoczęstotliwościowy** jest generowany przez ułożyskowanie wirnika i jest związany ze zjawiskami dynamicznymi w filmie olejowym. Jego częstotliwość jest prawie niezależna od prędkości obrotowej turbosprężarki i wynosi ok. 500-800 Hz.

Na rysunku 2 przedstawiono przykładową ilustrację dźwięku emitowanego przez turbosprężarkę. Na osi rzędnych oznaczono czas od rozpoczęcia pomiaru, na osi odciętych – częstotliwość, a kolor określa poziom natężenia dźwięku. Mikrofony umieszczone były na przednim prawym siedzeniu, na wysokości głowy pasażera. Pomiarów dokonano w kabinie lekkiego pojazdu użytkowego. Wykres w skali logarytmicznej przedstawia wartości częstotliwości poziomu ciśnienia akustycznego podczas przyspieszania od 1000 obr/min na trzecim biegu, przy pełnym wciśnięciu pedału gazu. Żółtym kolorem oznaczono poziom ciśnienia akustycznego 35 dB.

W czasie od zera do trzech sekund następuje wzrost prędkości obrotowej wirnika (gwałtowne wciśnięcie pedału gazu), co najlepiej widać na przebiegu dźwięku niewyrównoważeniowego, którego częstotliwość jest zgodna z prędkością obrotową wirnika. Dalszy przebieg krzywej wynika z regulacji ciśnienia doładowania przez sterownik silnika.

Przebieg dźwięku dyfuzorowego jest podobny, z tą różnicą, że jego częstotliwość jest „pomnożona” przez liczbę łopatek sprężarki.

Jeżeli chodzi o dźwięk stałoczęstotliwościowy to należy zauważyć, że wbrew nazwie również tutaj następuje zmiana częstotliwości wraz ze zmianą prędkości obrotowej (i ciśnienia doładowania) i rośnie od 500 do 900 Hz. Jest ona jednak bardzo mała w porównaniu z innymi rodzajami dźwięków i stąd określenie „stałoczęstotliwościowy” wydaje się zasadne.

### 3. Drogi transmisji dźwięku

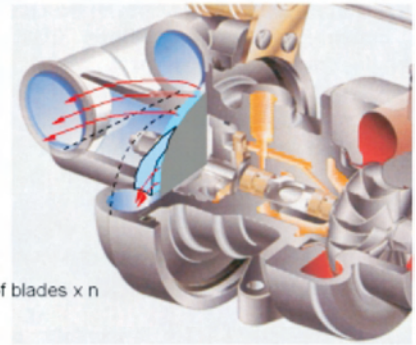
Chociaż rzeczywistym źródłem dźwięku jest turbosprężarka, to jest on subiektywnie odbierany w innych częściach pojazdu, ponieważ elementy układu wylotowego oraz inne

**Unbalance tone**  
ca. 1200..4500 Hz;  
Frequency:  $1 \times n$

**Pulsation tone**  
ca. 1200..4500 Hz;  
Frequency:  $1 \times n$

**Twist tone**  
ca. 8000..16 000 Hz  
Frequency: number of blades  $\times n$

**Constant tone**  
Frequency: ca. 500..1000 Hz; speed independent

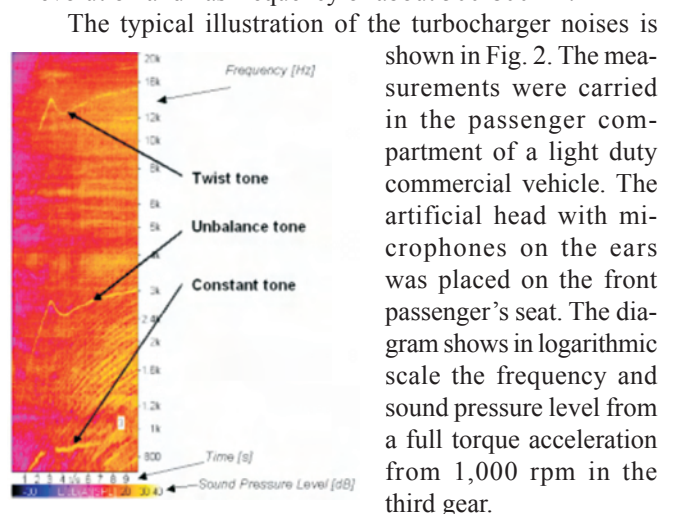


anced mass must be absorbed and this causes a sinusoidal bearing reaction and high frequent vibrations of the whole turbocharger housing. The noise is emitted from the surface of the housing. The frequency of the unbalance tone depends only on the turbocharger revolution.

The **pulsation tone** results from small tolerances among the blade channels. Each blade is little bit different and delivers a different amount of air. This causes a pressure pulsation in the air stream. The frequency of the pulsation tone depends also only on revolution.

The **twist tone** is connected with the design of the compressor housing. At the beginning of the diffusor there is a “tongue” (Fig. 1). The air stream of each blade channel is interrupted passing the housing tongue. For this reason the frequency of the twist tone depends on revolution and number of blades.

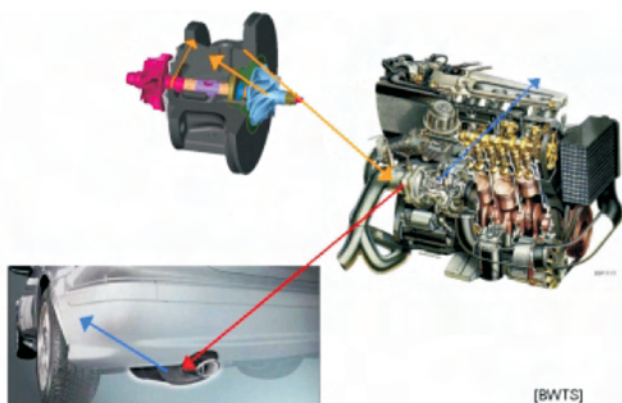
The **constant tone** is generated by the bearing of the turbocharger and results from the dynamic effects in the oil film. The constant tone is almost independent from the revolution and has frequency of about 500-800 Hz.



The yellow color indicates the measured sound pressure of approx. 35 dB. Until 3 seconds a big increase of the turbocharger

podzespoły zachowują się jak mechaniczne wzmacniacze. W przypadku dźwięku niewyrównoważeniowego i stałoczęstotliwościowego drgania turbosprężarki przekazywane są na układ wylotowy tak, że hałas jest przeważnie słyszalny z tyłu pojazdu (rys. 3).

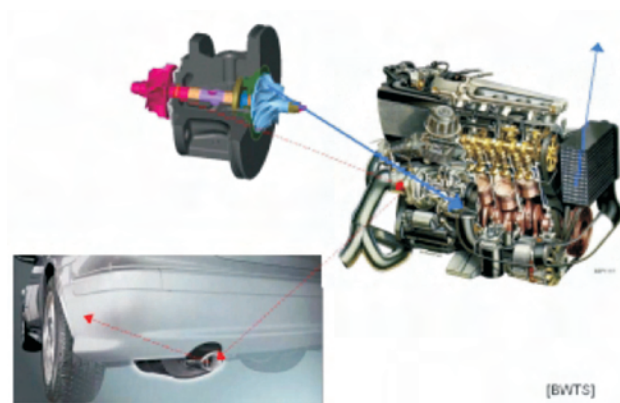
Ponieważ dźwięk pulsacyjny i dyfuzorowy generowany jest przez sprężarkę, jest on zwykle emitowany przez elementy układu dolotowego, zarówno po stronie ciśnieniowej jak i ssącej. Szczególnie znaczenie mają części o dużej powierzchni, jak np. chłodnica powietrza doładowanego



speed can be recognized with the aid of the unbalance tone (unbalance tone is directly connected with the turbocharger speed). The further course of the curve is a result of the charge pressure control. The twist tone looks similar, but the frequency is multiplied by the number of blades. The constant tone rises from about 500 up to 900 Hz.

### 3. Transmission Routes

Although the turbocharger is the source of the noise, the driver can recognize the noises at other places of the



lub obudowa filtra powietrza (rys. 4). Turbina oraz układ wylotowy mają drugorzędne znaczenie.

### 4. Metody zapobiegania emisji hałasu

Metody ograniczające hałas turbosprężarek można podzielić na dwie grupy: oddziałujące na turbosprężarkę (bezpośrednie) oraz na drogi transmisji (pośrednie).

#### Metody bezpośrednie:

- A. Dźwięk niewyrównoważeniowy:
  - wyważanie przy prędkościach obrotowych charakterystycznych dla danego typu (40 000 do 200 000 obr/min, w zależności od wielkości turbosprężarki),
  - polepszenie własności tłumiących łożysk.
- B. Dźwięk stałoczęstotliwościowy:
  - zmiana parametrów łożyska ślizgowego.
- C. Dźwięk pulsacyjny:
  - selekcja sprężarek,
  - optymalizacja metod wytwarzania sprężarek.
- D. Dźwięk dyfuzorowy
  - zwiększenie odległości między wirnikiem sprężarki a przecięciem spirali dyfuzora,
  - zwiększenie liczby łopatek sprężarki.

#### Metody pośrednie

- A. Dźwięk niewyrównoważeniowy i stałoczęstotliwościowy:
  - wibroizolacja rur wylotowych i katalizatora (rys. 5),
  - zastosowanie kolektora wylotowego o podwójnych ściankach,
  - zastosowanie kolektora wylotowego o podwójnych ściankach,
  - układy wylotowe niewrażliwe na zaburzenia rezonan-

car, because the parts of the exhaust system or intake pipes often act as a mechanical amplifier. By the constant- and unbalance tone the vibrations of the turbocharger housing are transmitted into the exhaust system and the noise is usually heard in the muffler (Fig. 3).

Since the source of the pulsation and twist tone is the compressor (rarely turbine), these noises are usually emitted by the parts of the air duct (Fig. 4). Particularly relevant are the large surface parts, like the intercoolers. The noise can be emitted either by the pressure side or by the suction side of the air duct.

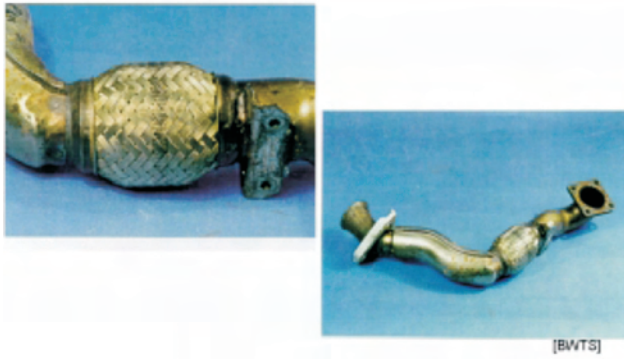
### 4. Possibilities of noise reduction

There are generally two possibilities to reduce the noise emitted by the turbocharger: improvement of the turbocharger itself (primary) or “cut off” of the transmission route (secondary).

#### Primary relief methods

- A. Unbalance tone
  - alignment at relevant speed range (40,000 to 200,000 rpm, depends on the turbocharger size),
  - improvement of the bearing attenuation.
- B. Constant tone
  - change of the bearing parameters (constant tone).
- C. Pulsation tone
  - selection of the compressor wheels (replacement),
  - improvement of the production method.
- D. Twist tone
  - enlargement of the tongue distance,
  - increase of the number of compressor blades.

Although the unbalance tone is not directly measured



sowe powyżej 600 Hz,

- wibroizolacja układu wylotowego i karoserii, szczególnie w wersjach „kombi”,
- unikanie mocowania ekranów termicznych bezpośrednio do turbosprężarki.

B. Dźwięk pulsacyjny i dyfuzorowy:

- tłumik na wylocie ze sprężarki (rys. 6),
- wibroizolacja przewodów dolotowych od karoserii,
- optymalizacja przebiegu i konstrukcji przewodów dolotowych (krótkie przewody, okrągły przekrój, unikanie skoków przekroju).

W wielu wypadkach najlepszym rozwiązaniem jest zastosowanie metod pośrednich. Dla przykładu zmiana parametrów łożyska może spowodować problemy z trwałością albo konieczność zawężenia tolerancji, co jest nieefektywne z ekonomicznego punktu widzenia. Podobnie, zastosowanie tłumika na wylocie ze sprężarki może być lepszym rozwiązaniem niż zwiększenie liczby łopatek sprężarki, ponieważ zmniejsza ono jej sprawność i powoduje pogorszenie zużycia paliwa i własności trakcyjnych (utrudnione ruszanie). Z drugiej strony, metody pośrednie zwiększają koszty produktu. Dlatego ostateczne rozwiązanie powinno uwzględniać nie tylko aspekty techniczne, ale także trwałościowe i ekonomiczne oraz ich priorytety.

## 5. Analiza akustyczna turbosprężarki

Na rysunku 7 przedstawiono porównanie poziomu natężenia dźwięku dla różnych turbosprężarek tego samego typu stosowanych w tym samym pojeździe, we wczesnej fazie prac rozwojowych. Celem badań było zlokalizowanie źródła hałasu i określenie możliwości jego ograniczenia. Dźwięk rejestrowany był podczas przyspieszania na 3 biegu, podobnie do warunków dotyczących rysunku 2.

Na obu skrajnych wykresach szczególnie wyraźny jest dźwięk niewyrównoważeniowy. Było to zjawisko trudne do wytłumaczenia, ponieważ każda wyprodukowana sprężarka przechodzi przez stanowisko wyrównowazające. Jak się później okazało przyczyną były błędy odlewnicze w postaci warstwy tlenków, które odrywały się od łopatek sprężarki dopiero podczas normalnej eksploatacji powodując wtórne niewyrównoważenie. Rozpoznanie i usunięcie tego problemu pozwoliło skupić się na pozostałych źródłach hałasu,

during production, the noise is avoided by alignment of each turbocharger. At the alignment bench there is also a check for the pulsation tone. The measured item is the pressure pulsation in a test pipe after the compressor.

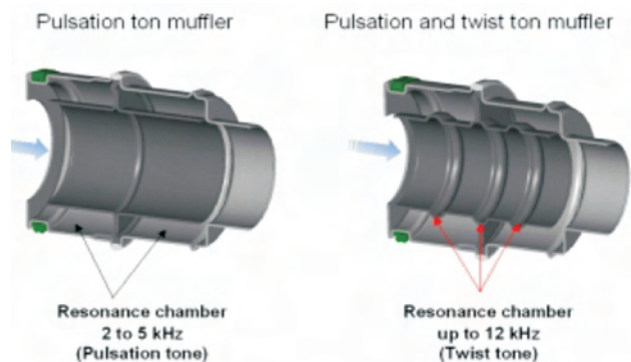
### Secondary relief methods

A. Unbalance and constant tone

- Decoupling of the exhaust pipe and the catalyst (Fig. 5),
- Double walled exhaust pipe,
- Exhaust systems with faint resonance for frequencies > 600 Hz (impedances),
- Decoupling of the exhaust system hanging from the chassis, especially for station car,
- No connecting of large-area shrouds directly with the turbocharger.

B. Pulsation and twist tone

- Muffler beyond the compressor withdrawal (Fig. 6),
- Decoupling of the intake pipes and the intercooler from the chassis,
- Improvement of the intake pipes routing and design (Short pipes, circular instead of oval or flat profile,



- Avoidance of profile steps, big wall thickness, double walled intake pipes).

In many cases only the secondary relief methods can be reasonably applied. Changing the bearing parameters due to turbocharger noise, can involve enormous rise of bearing damages by the customers or demand of tolerances narrowing. This is very ineffective from the economical point of view. An implementation of a twist muffler can be the only alternative for the twist tone, because an increase of the number of compressor's blades diminishes the compressor efficiency and the customer relevant parameters like fuel consumption or run up qualities. On the other side the secondary relief methods also increase the total costs of the products. For this reason the final solution should consider the technical, quality and economical factors with their priorities.

## 5. Noise characteristics of different turbocharger of the same type

Fig. 7 shows the comparison of different turbochargers in the same car in the early phase of development. The goal of the investigation was to determine the source of the noises

ponieważ w normalnych warunkach dźwięk niewyrównoważeniowy nie stanowi problemu (wykres środkowy).

W celu określenia wpływu dźwięku dyfuzorowego na subiektywne odczucia kierowcy w jednej ze sprężarek zwiększono liczbę łopatek. Spowodowało to przesunięcie częstotliwości emitowanego dźwięku poza próg słyszalności, który wynosi u większości ludzi ok. 15 kHz (rys. 7, lewy wykres), co zostało także subiektywnie potwierdzone przez kierowców testowych. Pole pracy tego typu sprężarki było jednak mocno zawężone i dlatego zdecydowano się zastosować tłumik na wylocie z kompresora.

W trzeciej turbosprężarce (wykres prawy) dokonano zmiany luzów łożyska. Przebieg krzywej dźwięku stałoczęstotliwościowego się nie zmienił, jednak poziom jego natężenia wyraźnie się zmniejszył, co można rozpoznać po intensywności kolorów. Uzyskanie takiego efektu w produkcji wielkoseryjnej okazało się jednak niemożliwe ze względu na konieczność zbyt dużego zawężenia tolerancji. Rachunek ekonomiczny wykazał, że korzystniejszym rozwiązaniem jest dodanie tłumika w układzie wylotowym.

**6. Podsumowanie**

W artykule przedstawiono problemy hałasliwości turbosprężarek. Problemy te nabierają aktualności z uwagi na coraz powszechniejsze stosowanie wysokiego doładowania. Dźwięk akceptowany w samochodach sportowych jest nie do przyjęcia w pojazdach codziennego użytku.

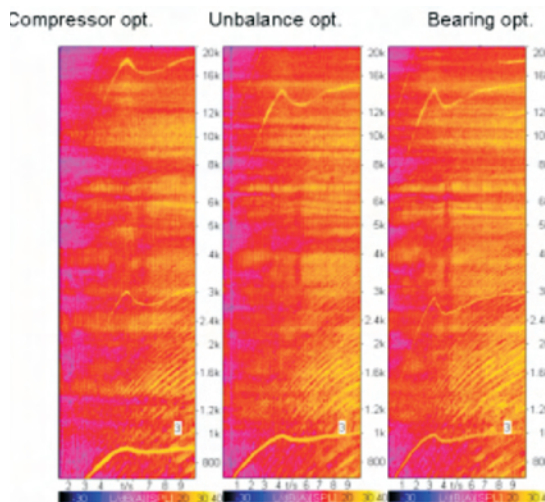
Z uwagi na podobieństwo różnego rodzaju dźwięków emitowanych przez turbosprężarki, identyfikacja ich przyczyn wymaga przeprowadzenia dokładniejszych pomiarów. Wybór środków zaradczych powinien uwzględniać ich

*Artykuł recenzowany*



and define possible relief methods. All diagrams show the full load acceleration in the third gear, similar to the methodology from Fig. 2.

Both diagrams on the left and right side show very obviously the unbalance tone. However, this is very unusual, because each turbocharger has passed the alignment bench. The causes for that were quality problems in the casting process. There were some aluminum oxides on the compressor surface, which did not break away until the first engine start.



Thus the unbalance occurred later and couldn't be recovered at the alignment test bench. Discover of this fact allowed the focusing on the constant and twist tone, because under usual conditions the unbalance is very small and can not be measured inside the car (diagram in the middle).

In order to recognize the importance of the twist tone for a subjective impression a compressor with more blades was built in. The test driver characterized the turbocharger as significantly quieter. This was confirmed by the measurements. Almost during the whole acceleration the twist tone is located above 15 kHz (left diagram), so that the majority of the people can not notice it at all. The driver heard only the unbalance and constant tone.

The compressor with more blades could not be introduced, however, because the compressor map was narrower and the car performance respectively exhaust emission results were insufficient. The solution was found in the twist tone muffler.

At the third turbocharger the bearing clearance was optimized to reduce the constant tone. The curve of the constant tone (right diagram) has the same course, but the sound pressure level has been reduced (to recognize on the color intensity). In order to reach this effect the bearing tolerances have to be very strongly reduced. An economic calculation has proved, that an additional middle muffler (exhaust pipe) is a cheaper solution than the changes at the turbocharger bearing.

**6. Conclusions**

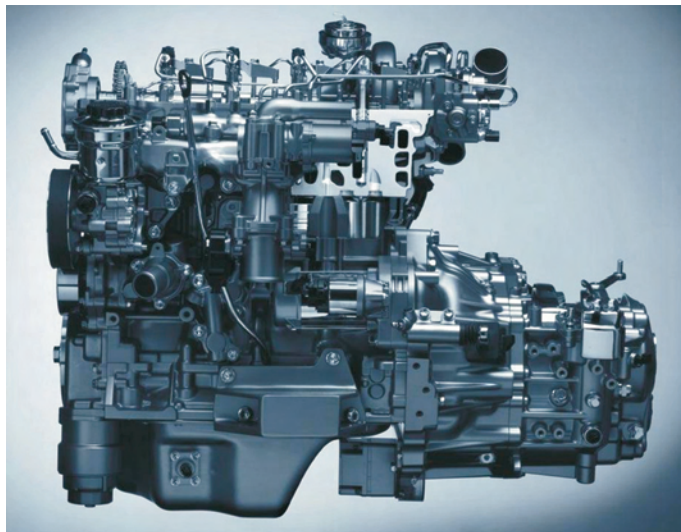
The problems of the turbocharger noises have been presented. The importance of this topic is continuously increasing since more and more "usual" engines have to be supercharged to meet the exhaust emission limits. In contradiction to the high performance engines the turbocharger noises are felt gathered in the daily use.

Because of the similarity of different turbocharger noises the recognition of the noise type by measurements is essential to define an appropriate relief method (at turbocharger

## Silnik Toyota 2,2 D-CAT – nowoczesna konstrukcja japońska produkowana w Polsce

Jedną z najważniejszych zagranicznych inwestycji oddanych do użytku w 2005 roku w Polsce są zakłady Toyota Motor Industries Poland w Jelczu Laskowicach. W zakładach tych, które wzniesiono kosztem przeszło 200 mln euro, zatrudnionych jest około 1000 pracowników a podstawowym produktem jest nowoczesny silnik o zapłonie samoczynnym o objętości skokowej 2,2 dm<sup>3</sup>. Oficjalne otwarcie zakładu nastąpiło 15 września 2005 roku, ale produkcję silników rozpoczęto już 21 marca. Głównym odbiorcą silników z Polski są zakłady Toyoty w Burnaston w Wielkiej Brytanii, gdzie montuje się je do modelu Avensis oraz zakłady w Turcji, gdzie znajdują zastosowanie w modelu Corolla Verso. Tego typu silniki są stosowane również w produkowanych w Japonii modelach Lexus 220d oraz w najnowszej wersji modelu Toyota RAV4.

Produkowany w Polsce silnik jest całkowicie nową jednostką napędową, która stopniowo będzie zastępować silnik 2,0 D-4D stosowany dotąd w pojazdach marki Toyota. W polskich zakładach nowy silnik jest produkowany w dwóch odmianach: pierwszy z nich o mocy 110 kW oznaczony jest symbolem 2,2 D-4D, a drugi o mocy 130 kW symbolem 2,2 D-CAT (*Diesel – Clean Advanced Technology*), rys. 1.



tłoka 96 mm i objętości skokowej 2231 cm<sup>3</sup>, wyposażono go w dwa wałki wyrównowazające napędzane od wału korbowego przez przekładnię zębatą.

Wymiana ładunku w każdym z cylindrów jest sterowana dwoma zaworami dolotowymi i dwoma wylotowymi, które są napędzane dwoma wałkami rozrządu. W celu zmniejszenia tarcia zawory współpracują z rolkami osadzonymi na łożyskach igiełkowych w krótkich dźwigienkach zaworowych, których podparcie stanowią hydrauliczne kompensatory luzu zaworowego. Zmniejszenie tarcia uzyskano również stosując pokrycie płaszcza tłoka warstwą specjalnego tworzywa sztucznego.

Pompa cieczy chłodzącej oraz pompa oleju umieszczone zostały pod pokrywą łańcucha rozrządu, co przyczyniło się do zmniejszenia wymiarów zewnętrznych silnika. Pompa oleju, która jest napędzana bezpośrednio od wału korbowego, współpracuje z nowym systemem kontroli układu smarowania zwanym OMMS (*Oil Management System*). W silniku jest dopuszczone stosowanie oleju syntetycznego lub mineralnego, który oprócz smarowania pełni tu również funkcje chłodzące. Tłok jest chłodzony zarówno przepływem oleju przez umieszczone w nim kanały chłodzące, jak i przez natrysk oleju na jego denko. Ponadto olej

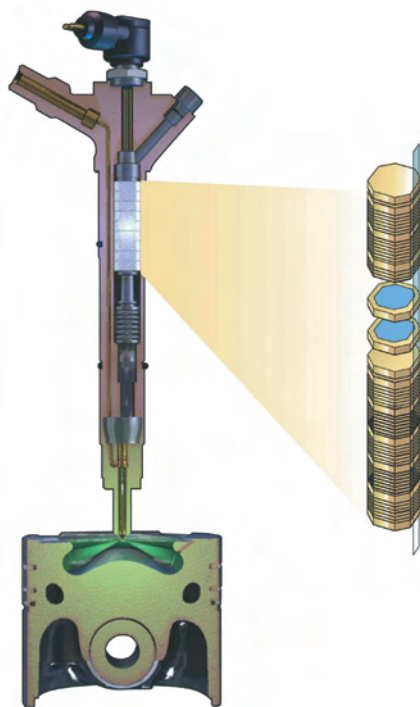
Szczególnie interesującą konstrukcją jest mocniejsza wersja silnika, której symbol D-CAT odnosi się do nowatorskiego systemu oczyszczania spalin.

Silnik odznacza się wyjątkowo małą masą, która wynosi 168 kg i jest o 15% mniejsza od masy silnika 2,0 D-4D. Uzyskano to głównie dzięki wykonaniu kadłuba ze stopów aluminium. W celu zmniejszenia sił bezwładności tego 4-cylindrowego silnika o średnicy cylindra 86 mm, skoku

przeływa przez kanały chłodzące znajdujące się między cylindrami, co zapewnia równomierne obciążenie cieplne tulei. Zadaniem systemu OMMS jest ocena jakości oleju ze względu na starzenie i zawartość sadzy, co jest ustalane na podstawie obliczeń uwzględniających prędkość obrotową wału korbowego, kąt wyprzedzenia wtrysku, wielkość dawki paliwa i współczynnik nadmiaru powietrza. Tego typu ocena jakości oleju pozwala na stosowanie zmiennych okresów jego wymiany, która w zależności od sposobu eksploatacji

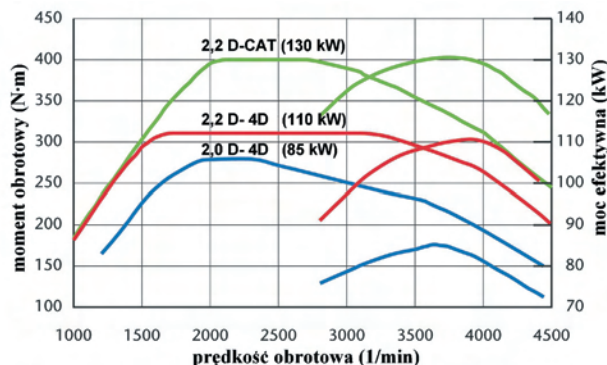
może nastąpić nawet po przebiegu 30 000 km lub po dwóch latach.

Silnik jest zasilany systemem *common rail* drugiej generacji, w którym jest stosowane maksymalne ciśnienie wtrysku wynoszące 180 MPa. Nowej generacji piezoelektryczne wtryskiwacze umożliwiają podział wtryskiwanej dawki paliwa na pięć części, przy czym układ sterowania pozwala na uzyskanie wyjątkowo małych odstępów czasowych między poszczególnymi częściami dawki, wynoszących około 0,1 ms. Rozpylacze dysponują dziesięcioma otworkami o średnicy zaledwie 0,13 mm, dzięki czemu następuje bardzo dobry rozdział i rozpylenie wtryskiwanego paliwa w całej objętości komory spalania (rys. 2). Duże ciśnienie wtrysku oraz wielo-otworkowa budowa rozpylaczy przyczynia się do łatwiejszego samozapłonu paliwa, zmniejszenia okresu jego opóźnienia oraz zmniejszenia hałasu spalania i zmniejszenia stężenia tlenku węgla i węglowodorów w spalinach.



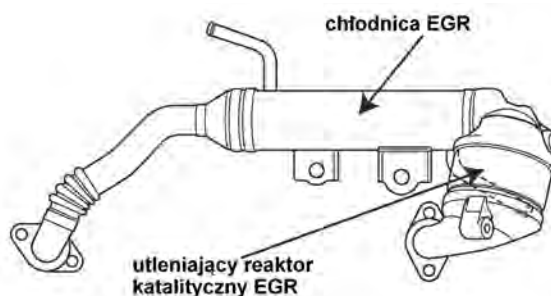
Wymienione cechy są szczególnie ważne podczas rozruchu silnika, ponieważ ze względu na małą wartość stopnia sprężania, który w wersji D-4D wynosi  $\epsilon = 16,9$ , a w wersji D-CAT  $\epsilon = 15,7$ , osiągnięta wartość ciśnienia sprężania może być zbyt mała do wystąpienia samozapłonu paliwa. Aby zagwarantować pewny rozruch zastosowano nowego typu ceramiczne świece żarowe, określane przez producenta jako świece drugiej generacji, które produkowane są metodą proszków spiekanych. W stosunku do klasycznych świec żarowych odznaczają się one większym przewodnictwem cieplnym, większą odpornością na wysoką temperaturę, większą trwałością, a ponadto w krótszym czasie nagrzewania się osiągają temperaturę większą o 100°C. Te świece, oprócz zapewnienia niezawodnego rozruchu silnika, przyczyniają się również do zmniejszenia emisji związków toksycznych oraz hałasu podczas pierwszych cykli pracy po rozruchu.

Mimo małej wartości stopnia sprężania, moc jednostkowa obu wersji silnika osiąga najwyższe wartości w stosunku do innych silników tej klasy, a efekt ten uzyskano przez zwiększone ciśnienie doładowania. Zastosowana turbosprężarka została wyposażona w zmienne położenie kierownicy, które są bezstopniowo sterowane silnikiem elektrycznym prądu stałego. W stosunku do turbosprężarki stosowanej w



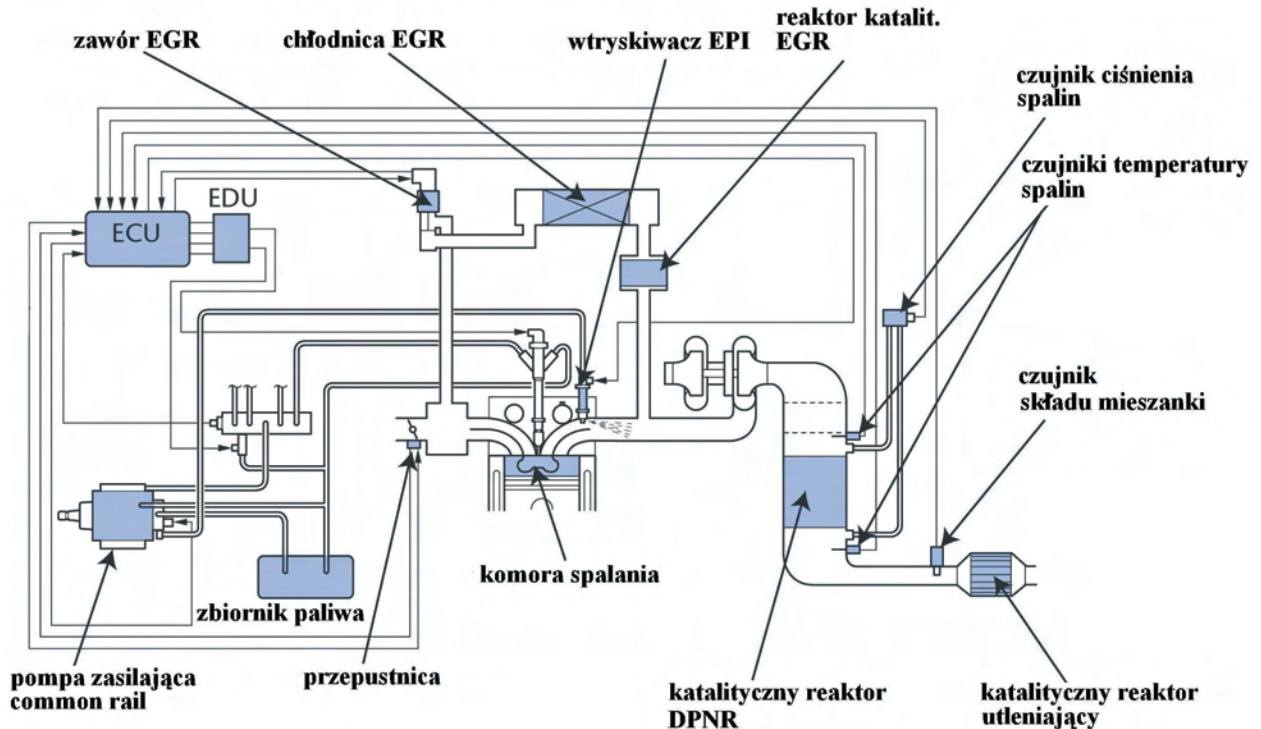
silniku 2,0 D-4D, w turbosprężarce nowego silnika elementy wirujące mają masę mniejszą o 30%, a jej charakterystyka gwarantuje większe ciśnienie doładowania w zakresie małej prędkości obrotowej silnika. System doładowania wyposażony w nowego typu chłodnicę powietrza współpracuje z modułem sterującym silnika, dobierając odpowiednią wartość ciśnienia doładowania w każdym punkcie pracy. W obu wersjach silnika 2,2 D-4D i 2,2 D-CAT uzyskano bardzo korzystną charakterystykę zewnętrzną, która odznacza się dużą wartością momentu obrotowego, dostępnego w szerokim przedziale prędkości obrotowej (rys. 3).

Duża moc jednostkowa silnika stwarza niebezpieczeństwo zwiększonej emisji tlenków azotu oraz cząstek stałych. Aby temu zapobiec zastosowano nowego typu recyrkulację spalin EGR, która pozwala na zmniejszenie temperatury spalania. Spaliny podlegające recyrkulacji są chłodzone płynem w dodatkowym wymienniku ciepła, przy czym podczas pracy silnika z małym lub średnim obciążeniem istnieje możliwość obejścia chłodnicy spalin i podawania spalin o wyższej temperaturze. Spaliny przekazywane do wymiennika przechodzą przez dodatkowy, katalityczny reaktor utleniający, gdzie w wyniku utleniania tlenku węgla



i węglowodorów następuje podwyższenie ich temperatury, która następnie w wymienniku ulega obniżeniu (rys. 4).

Recyrkulacja jest stosowana w całym zakresie pracy silnika, a ilość spalin podlegających recyrkulacji jest regulowana elektronicznie z modułu sterującego silnika za pomocą zaworu, sterowanego silnikiem krokowym. System ten zwany LTC (*Low Temperature Combustion*) pozwala w pośredni sposób na ciągłą kontrolę temperatury spalania. Oprócz zalet wynikających ze zmniejszenia emisji tlenków azotu i cząstek



stałych PM, taki sposób recyrkulacji przyczynia się również do zmniejszenia hałasu pracy silnika.

Najbardziej interesującym elementem konstrukcyjnym silnika Toyota 2,2 D-CAT jest jego system oczyszczania spalin (rys. 5). Ten system został po raz pierwszy zastosowany w 2003 roku w silnikach 2,0 D-CAT i w okresie dwóch lat był testowany w 62 pojazdach eksploatowanych w siedmiu krajach europejskich oraz w Japonii.

Najważniejszym elementem systemu D-CAT jest nowego typu reaktor katalizacyjny zwany DPNR (*Diesel Particulate NO<sub>x</sub> Reduction*) (rys. 6).

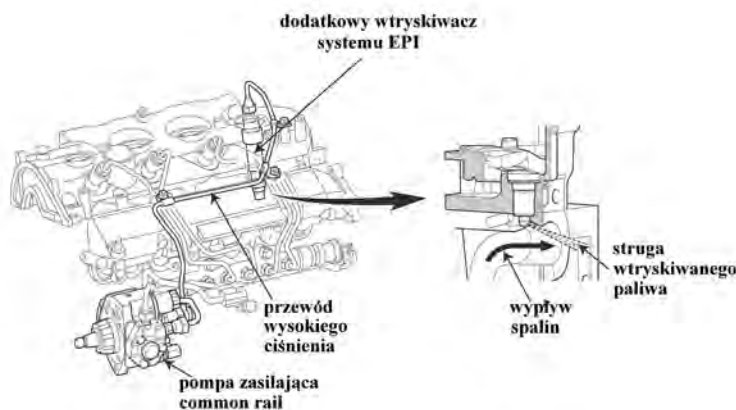
Ten reaktor, łącznie z pozostałymi elementami konstrukcyjnymi silnika wpływającymi na emisję toksycznych składników spalin, pozwala w dużym nadmiarze spełnić wymagania normy Euro 4. Największe efekty uzyskano w zakresie oczyszczania spalin z tlenków azotu, których emisja jest o 80% mniejsza w stosunku do wymagań normy Euro 4 oraz cząstek stałych PM, których emisja jest o 50% mniejsza od wymagań tej normy. Należy podkreślić, iż reaktor DPNR nie wymaga stosowania dodatków do paliwa, ani też żadnych dodatkowych czynności eksploatacyjnych. Jedynym dodatkowym elementem, który

wyróżnia silnik 2,2 D-CAT od innych silników tej klasy jest dodatkowy wtryskiwacz paliwa, doprowadzający paliwo do układu wylotowego w celu chwilowego podniesienia temperatury spalin, niezbędnego do okresowej regeneracji reaktora. W tym systemie dodatkowego wtrysku paliwa, zwanym EPI (*Exhaust Port Injection*), wtryskiwacz paliwa umieszczony został w kanale wylotowym czwartego cylindra, bezpośrednio za zaworem wylotowym (rys. 7). Jest on zasilany z pompy zasilającej systemu *common rail* i okresowo wtryskuje paliwo pod ciśnieniem 0,7-1,0 MPa w kierunku zgodnym z wypływającymi spalinami. Wielkość dawki oraz czas wtrysku są regulowane sygnałem z modułu sterującego silnika.

W reaktorze DPNR udało się po raz pierwszy uzyskać jednocześnie efekt zmniejszenia emisji tlenków azotu oraz cząstek stałych. Z technicznego punktu widzenia zadanie to jest trudne do realizacji, ponieważ obecność tlenu w spalinach silnika o zapłonie samoczynnym utrudnia redukcję tlenków azotu, a obecność tlenu jest z kolei konieczna do spalania cząstek stałych. Z tego powodu reaktor DPNR pełni jednocześnie funkcje reaktora redukującego, filtra cząstek stałych oraz reaktora utleniającego. Rdzeń reaktora wykonany z substancji ceramicznej o nazwie Corderit ma strukturę plastra miodu, którego główne kanały mają formę sześciokątów, a grubość ścianek pomiędzy nimi nie przekracza



1 mm, przy czym kanały te są naprzemiennie zaślepione, dzięki czemu spaliny muszą przepłynąć przez porowate ścianki reaktora. W reaktorze jeden gram substancji rdzenia ma powierzchnię rozwiniętą wynoszącą 100 m<sup>2</sup>. Ścianki substancji są pokryte materiałem katalitycznym o nazwie Alumina, który jest stopem metali szlachetnych z platyną



jako głównym składnikiem. W tym wypadku materiałem katalitycznym są pokryte nie tylko ścianki zewnętrzne substancji, ale również wnętrze poszczególnych porów. Ponadto ścianki są pokryte także tlenkiem baru BaO, który stanowi substancję zdolną do magazynowania tlenków azotu.

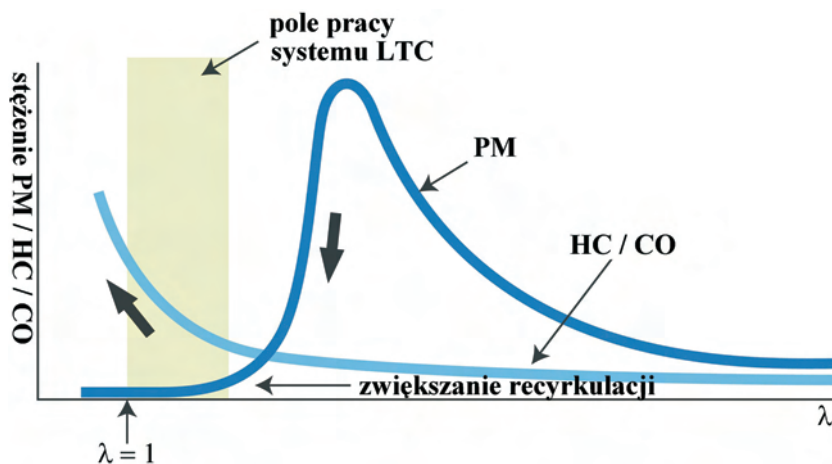
Podczas normalnej pracy silnika przy ubogiej mieszance, powstający podczas spalania tlenek azotu NO jest utleniany w reaktorze do dwutlenku azotu NO<sub>2</sub>, a następnie przechwytywany przez substancję magazynującą BaO, tworząc nitrat baru (Ba[NO<sub>3</sub>]<sub>2</sub>) i w tej formie jest przechowywany. W tym samym czasie, w zależności od ilości tlenu w spalinach, część cząstek stałych utlenia się na powierzchniach aktywnych reaktora tworząc dwutlenek węgla, a pozostała część cząstek stałych zatrzymuje się na powierzchniach aktywnych reaktora, pełniących również rolę filtra. Taki stan pracy reaktora trwa do czasu rozpoznania przez czujniki ciśnienia i temperatury stanu przepięnienia reaktora ze względu na zmagazynowany dwutlenek azotu lub cząstki stałe i następuje proces jego regeneracji. W tym celu uaktywnia się system EPI, powodując wtrysk paliwa do układu wylotowego, którego część utlenia się w strumieniu spalin, powodując zwiększenie ich temperatury. Pozostałe cząstki tlenku węgla i węglowodorów w obecności materiału katalitycznego powodują uwolnienie zmagazynowanego, w formie nitratów, dwutlenku azotu NO<sub>2</sub> i jego redukcję. W procesie redukcji tlenków azotu wydziela się tlen, który służy z kolei do utleniania zmagazynowanych cząstek stałych oraz części tlenku węgla i węglowodorów. Opisana metoda regeneracji reaktora DPNR jest możliwa

tylko w określonych warunkach pracy silnika i reaktora, gdy są zachowane określone wymagania dotyczące składu i temperatury spalin. Aby spełnić te warunki opracowana została specjalna strategia sterowania, w której biorą udział poszczególne systemy silnika takie jak: układ zasilania *common rail*, system dodatkowego wtrysku paliwa EPI oraz system spalania LTC. Wykorzystywane są przy tym sygnały sterujące z 15 czujników, w tym z czujników składu mieszanki i stężenia tlenu w spalinach oraz z czujników temperatury i ciśnienia spalin.

Prawidłowa praca reaktora DPNR jest możliwa tylko w temperaturze powyżej 200°C, natomiast w zakresie małego obciążenia silnika są wykorzystywane wewnętrzne metody ograniczania emisji, wynikające z zalet systemu spalania LTC. W tym wypadku silnik jest zasilany mieszanką o składzie zbliżonym do stechiometrycznego, a temperatura spalania jest ograniczana poprzez recyrkulację spalin. Zasilanie mieszanką stechiometryczną jest możliwe dzięki zastosowaniu przepustnicy w układzie dolotowym silnika.

Tlenek węgla i węglowodory, które ze względu na brak możliwości całkowitego spalania w cylindrze są emitowane ze spalinami, są utleniane w reaktorze podnosząc jego temperaturę powyżej 200°C.

Zdolności utleniające reaktora DPNR są zależne od ilości zalegających w nim cząstek stałych. Ciągły proces utleniania cząstek stałych na powierzchni reaktora i brak ich zalegania w reaktorze zachodzi wyłącznie w temperaturze powyżej 300°C. Taka wartość temperatury nie jest jednak osiągnięta przy małym obciążeniu silnika, w związku z tym cząstki stałe zalegają w reaktorze. Przy przekroczeniu granicznej wartości różnicy ciśnienia przed i za reaktorem system sterowania układem zasilania *common rail* powoduje zwiększenie dawki powtrysku oraz jest uruchamiany system



dodatkowego wtrysku paliwa EPI, dzięki czemu następuje szybki wzrost temperatury do wartości 600-660°C, w której może nastąpić szybkie utlenienie cząstek stałych, bez

zagrożenia przegrzania reaktora. Charakterystykę pracy systemu oczyszczania spalin z tlenku węgla, węglowodorów i cząstek stałych w silniku D-CAT przedstawiono na rysunku 8.

Przy pracach konstrukcyjnych nad reaktorem DPNR duży problem stanowiła siarka zawarta w paliwie. Pierwiastek ten spalany w silniku tworzy dwutlenek siarki  $\text{SO}_2$ , który w reaktorze DPNR utlenia się do trójtlenku siarki  $\text{SO}_3$  i wchodzi w reakcje z tlenkiem baru BaO tworząc sulfat  $\text{BaSO}_4$ , który zalega w reaktorze. Związek ten wymaga znacznie większej temperatury regeneracji reaktora i w zakresie małego lub średniego obciążenia silnika nie podlega usunięciu; w ten sposób hamuje magazynowanie dwutlenku azotu, ogranicza

aktywną powierzchnię reaktora i uniemożliwia jego regenerację. Z tego powodu w składzie stopu katalitycznego, którym jest pokryty rdzeń reaktora, oprócz platyny znalazły się: dwutlenek tytanu  $\text{TiO}_2$ , który hamuje zaleganie tlenków siarki oraz rod Rh i dwutlenek cyrkonu  $\text{ZrO}_2$ , które powodują powstawanie wodoru, wiążącego zalegające na powierzchni reaktora tlenki siarki. Ponadto opracowano specjalną procedurę odsiarczania reaktora, polegającą na spalaniu zalegających w reaktorze dwutlenku siarki i siarkowodoru przez chwilowe zwiększenie temperatury spalin (systemy LTC i EPI) do wartości ponad  $600^\circ\text{C}$ .

Obecnie silnik Toyota 2,2 D-CAT w swojej klasie jest uznawany za najnowocześniejszą jednostką napędową na świecie. Gwarantuje on nie tylko doskonałe osiągi, ale również odznacza się małym zużyciem paliwa i spełnia z nadmiarem wymagania dotyczące emisji toksycznych związków spalin. W tym ostatnim aspekcie silnik ten może

### Skróty i oznaczenia:

- D-CAT – niskoemisyjna technologia silnika ZS/Diesel – Clean Advanced Technology  
 DPNR – reaktor katalityczny redukujący tlenki azotu/Diesel Particulate NO<sub>x</sub> Reduction  
 OMMS – system kontroli układu smarowania/Oil Management System  
 EPI – system dodatkowego wtrysku paliwa do kanału wylotowego/Exhaust Port Injection  
 LTC – elektronicznie regulowany układ recyrkulacji spalin obniżający temperaturę spalania/Low Temperature Combustion

Marek BRZEŻAŃSKI

### Literatura i zdjęcia

Fabryczne materiały prasowe firmy Toyota: Frankfurt 2003, Geneva 2004-2005, Paris 2004, Frankfurt 2005 – Toyota Motor Marketing Europe, Product Communications Division, Brussels.

| Typ silnika                                      | 2,2 D-CAT                    | 2,2 D-4D                     | 2,0 D-4D                     |
|--|------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| Objętość składowa                                | 2231 cm <sup>3</sup>         | 2231 cm <sup>3</sup>         | 1955 cm <sup>3</sup>         |
| Średnica cylindra x skok tłoka                   | 86,0 x 96 mm                 | 86,0 x 96 mm                 | 82,2 x 94 mm                 |
| Stopień sprężania                                | 15,8                         | 16,9                         | 17,8                         |
| Moc maksymalna / przy prędkości obrotowej        | 70 kW / 3600 obr./min        | 110 kW / 3600 obr./min       | 85 kW / 3600 obr./min        |
| Maks. moment obrotowy / przy prędkości obrotowej | 400 N·m / 2000-2600 obr./min | 310 N·m / 2000-3200 obr./min | 280 N·m / 2000-2200 obr./min |
| Prędkość maksymalna                              | 220 km/h                     | 210 km/h                     | 195 km/h                     |
| Czas rozpędzenia 0-100 km/h                      | 8,6 s                        | 9,3 s                        | 11,4 s                       |
| Zużycie paliwa (test NEDC)                       | 6,1 dm <sup>3</sup> /100 km  | 5,9 dm <sup>3</sup> /100 km  | 5,8 dm <sup>3</sup> /100 km  |
| Emisja CO <sub>2</sub> (test NEDC)               | 161 g/km                     | 156 g/km                     | 155 g/km                     |

## Wtrysk podtlenku azotu w silnikach spalinowych

Podtlenek azotu był używany w motoryzacji od lat pięćdziesiątych, jednak jego pierwsze zastosowanie w mechanice nastąpiło w 1942 roku. Podczas drugiej wojny światowej we wtrysk podtlenku wyposażano silniki samolotowe. Wiele niemieckich myśliwców było wyposażonych w tzw. system „GM-1”, który dzięki podtlenkowi azotu kompensował mniejszą gęstość powietrza i niższą zawartość tlenu na dużych wysokościach. Również brytyjskie lotnictwo

używało samolotów wyposażonych w instalacje wtrysku podtlenku azotu. Zastosowanie takich instalacji nie miało na celu zwiększania mocy silników i prędkości przelotu, a zachowanie wskaźników silnika podczas lotu na dużych wysokościach, gdzie powietrze jest już mocno rozrzedzone.

Wtrysk  $\text{N}_2\text{O}$  jest jednym z wariantów zwiększania wskaźników pracy silnika spalinowego. W końcu lat pięćdziesiątych ubiegłego wieku wprowadzono instalację podtlenku

do samochodów wyścigowych. W 1950 roku w Stanach Zjednoczonych sławny kierowca wyścigowy Smokey Yunick odkrył, że podtlenek azotu jest dobrym sposobem na wygrywanie wyścigów. Jednak częste wybuchy instalacji z podtlenkiem azotu na początku lat 50-tych doprowadziły do czasowego zakazu jego stosowania wprowadzonego przez NASCAR *National Association for Stock Car Auto Racine*. Obecnie podtlenek azotu znajduje zastosowania w specjalnych wyścigach na dystansie 1 mili.

Podtlenek azotu to bezbarwny i niepalny gaz. Gdy



doprowadzimy go do komory spalania, pod wpływem temperatury ulega rozpadowi na azot i tlen. Powstaje w ten sposób mieszanka bogata w tlen. Powietrze atmosferyczne zawiera 23% tlenu, natomiast podtlenek azotu zawiera 36% jednostek wagowych tlenu.

Podtlenek azotu rozkłada się pod wpływem temperatury ok. 760 K. Jednak podtlenek azotu nie zwiększa koncentracji mocy, a zwiększona zawartość tlenu w mieszance spowoduje jej zubożenie. Tak więc wbrew temu co się powszechnie sądzi, wzrostu mocy nie powoduje sam gaz, lecz jego obecność umożliwia zasilanie większą masą paliwa.

Produktem reakcji rozpadu podtlenku azotu jest także azot, który w procesie odłączania się od tlenu pochłania dużo energii, tym samym obniżając temperaturę w komorze spalania. Przy uwalnianiu się podtlenku azotu z butli wysokociśnieniowej (ok. 6 MPa), gdzie  $N_2O$  występuje w fazie ciekłej, w wyniku rozprężania następuje pobieranie energii z otoczenia, co w efekcie powoduje obniżenie temperatury. Spadek temperatury w komorze spalania powiązany jest jednoznacznie ze wzrostem gęstości tlenu.

Przystosowanie silnika spalinowego do wtrysku podtlenku azotu wiąże się z ingerencją w głowicę oraz w układ kinematyczny tłok-sworzeń-korbowód-wał korbowy. Ingerencja w głowicę to przede wszystkim wymiana zaworów standardowych na zawory z chłodzeniem (wypełnionych ciekłym sodem), natomiast układ korbowo-tłokowy podlega wymianie na elementy poddane obróbce plastycznej (kute korbowody). Wszystkie te zabiegi mają na celu zwiększenie trwałości i niezawodności silnika spalinowego, który został wyposażony we wtrysk  $N_2O$ . Najczęściej szybkemu zużyciu ulegają pierścienie tłokowe oraz seryjne żeliwne kolektory wydechowe, w których pojawiają się pęknięcia. Silniki zasilane podtlenkiem azotu ze względów bezpieczeństwa wymagają opóźnienia zapłonu w stosunku do chwili wtrysku paliwa i  $N_2O$ .

Systemy wtrysku podtlenku azotu można podzielić na:

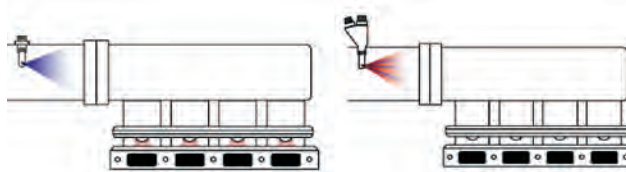
- system suchy,
- system mokry.

W inny sposób systemy te można podzielić na:

- system bezpośredni, w tym systemy wtrysku do silników ZS i ZI,
- system gaźnikowy.

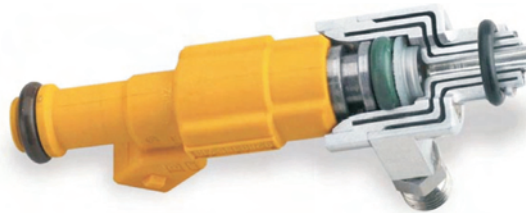
W systemie suchym (rys. 1) podtlenek azotu jest wtryskiwany do kolektora dolotowego; pozwala to na doprowadzenie do cylindra odpowiednio większej masy paliwa, co wiąże się konieczności zastosowania większych otworów w rozpylaczu, większego elektromagnesu i zmiany nastaw układu sterującego wtryskiem paliwa. Wtrysk gazu może nastąpić w dowolnym miejscu przed komorą spalania, w równych od niej odległościach; zwykle przed przepustnicami indywidualnymi dla wszystkich cylindrów. Stosuje się także systemy suche z wtryskiem wielopunktowym, lecz to rozwiązanie jest na razie rzadkością.

Drugi, częściej spotykany, system wtrysku podtlenku azotu nazywany jest „mokrym” (rys. 2). W tym systemie, oprócz wtryskiwacza fabrycznego, istnieje wtryskiwacz,



który podaje jednocześnie dawkę paliwa i dawkę podtlenku azotu (rys. 3). Rozwiązanie to powoduje, że wtrysk mieszanki paliwa i  $N_2O$  następuje w tym samym czasie i miejscu. Dobre wskaźniki pracy silnika uzyskuje się, gdy system mokry wtrysku podtlenku azotu połączy się z turbodoładowaniem lub z doładowaniem mechanicznym.

Systemu mokry (rys. 4), bezpośredni, wtrysku podtlenku



azotu stosowany jest głównie w sportach wyczynowych (*drag-raicing*). Polega na jednoczesnym wtrysku paliwa i  $N_2O$  przez specjalne wtryskiwacze umieszczone w miejscu otworów wtryskiwaczy fabrycznych. Ponieważ każdy z cylindrów zasilany jest przez oddzielny wtryskiwacz możliwa jest ciągła kontrola proporcji masy dwóch płynów: paliwa i  $N_2O$ . Elektroniczny system wtrysku podtlenku azotu i paliwa przeznaczonego do zasilania silnika ośmiocylindrowego w układzie V przedstawia rysunek 5.

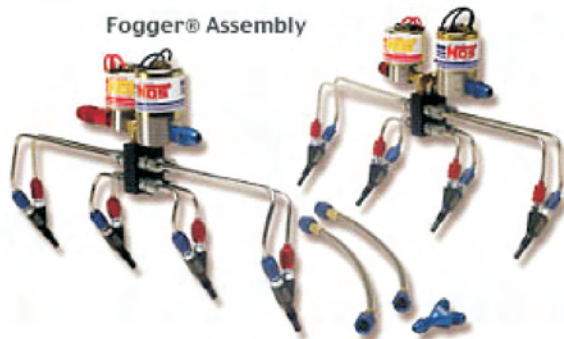
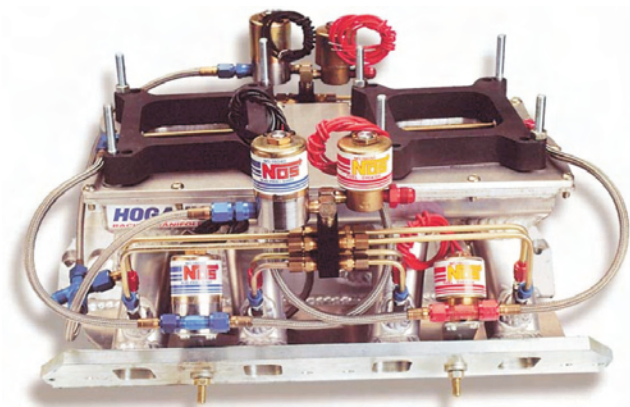
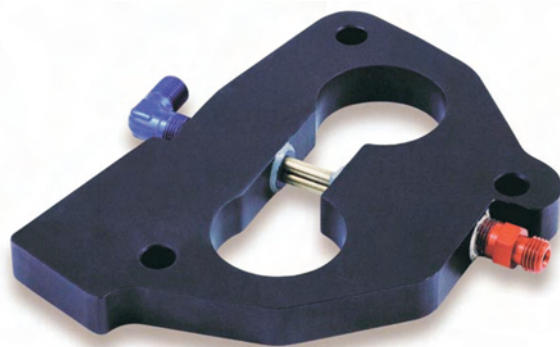
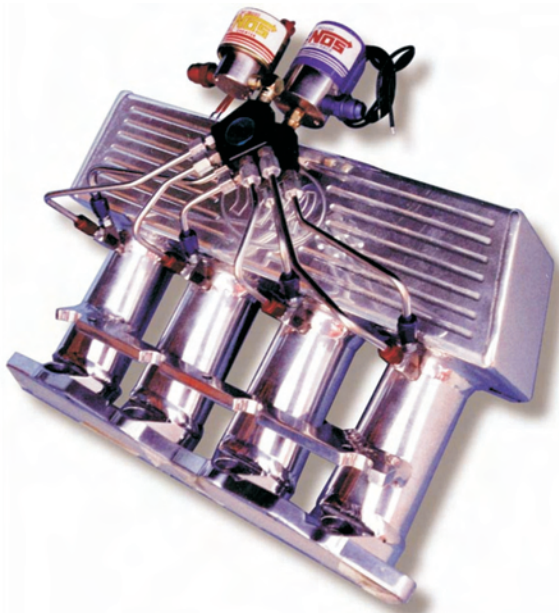
W systemie gaźnikowym występuje wtrysk podtlenku

azotu i dodatkowego paliwa poprzez podkładkę umieszczoną pod gaźnikiem (rys. 6). Podkładkę wykonuje się z ebonitu; z jednej strony umieszcza się króciec doprowadzenia  $N_2O$ , natomiast z drugiej – doprowadzenie paliwa.

Systemy do silników o zapłonie samoczynnym są mało popularne w Europie. Są to zwykle instalacje suche z dwoma rodzajami rozwiązań: system z wtryskiem samego podtlen-

ku azotu oraz wersja rozbudowana, ze zwiększoną dawką paliwa doprowadzaną przez seryjne wtryskiwacze. Układy te stosowane są w dużych silnikach. Jednak najbardziej jest rozpowszechnione stosowanie tych systemów w Stanach Zjednoczonych, gdzie występuje najwięcej samochodów wyposażonych w silniki o dużej pojemności skokowej (rys. 7).

W skład systemu wtrysku podtlenku azotu (rys. 8) wchodzi następujące elementy: butla ciśnieniowa, która w niektórych rozwiązaniach powiązana jest z elektrycznym podgrzewaczem reduktora ciśnienia (rys. 9), przewody wtryskowe, wtryskiwacze (rys. 10) i sterownik. Systemy wtrysku  $N_2O$  wymagają modyfikacji układu wtryskowego paliwa.



W ofercie firm tuningowych znajduje się wiele odmian wtryskiwaczy, spowodowane jest to koniecznością indywidualnego doboru całego systemu wtrysku N<sub>2</sub>O do każdego silnika (różne charakterystyki przepływu, różne konstrukcje kolektorów dolotowych). Oprócz konwencjonalnych wtryskiwaczy N<sub>2</sub>O oferowane są także wtryskiwacze „wyczynowe”. Różnice polegają m.in. na:

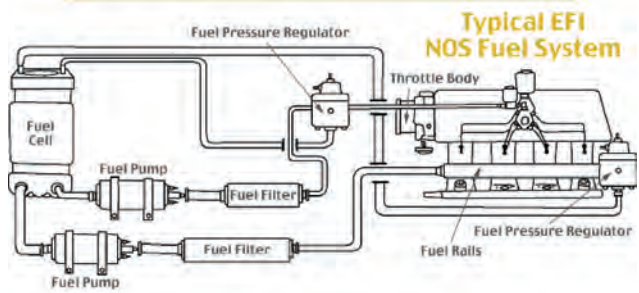
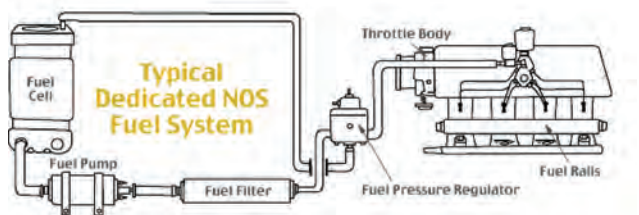
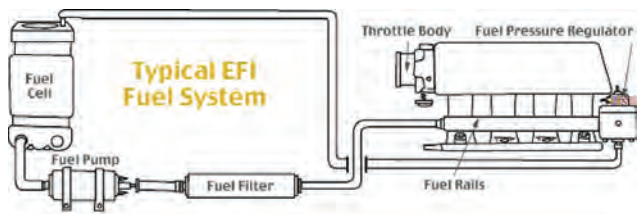
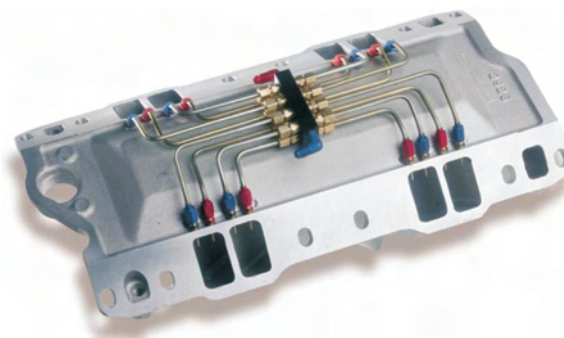
- zastosowaniu innych materiałów (stal nierdzewna),
- zastosowaniu specjalnej kryzy, aby paliwo i N<sub>2</sub>O mieszało się w kierunku promieniowym u wylotu z rozpylacza (nadanie cząsteczkom dużego krętu),
- osadzeniu wtryskiwaczy w kolektorze dolotowym pod odpowiednim kątem w stosunku do osi kanału,
- zastosowaniu precyzyjniejszych członów wykonawczych w układzie sterowania (mocniejsze elektromagnesy).

Istnieją także instalacje wtrysku podtlenku azotu, które ukrywa się w głowicach silników spalinowych (rys. 11) ze względu na przepisy zakazujące ich stosowania w sportach wyczynowych.

W stosunku do lat 80-tych ubiegłego wieku wzrosła popularność układów wtryskowych wyposażonych w zasilanie podtlenkiem azotu. Spowodowane jest to pewną „łatwością” w jej zastosowaniu w porównaniu do innych form *tunningu* (np. turbodoładowanie, doładowanie mechaniczne, wymiana

wałów rozrządu na wyczynowe).

Opisana zasada zastosowania wtrysku N<sub>2</sub>O powodującego zwiększenie zawartości tlenu w komorze spalania i pozwalającego na spalanie większej masy paliwa wiąże się z wygenerowaniem gwałtownego, lecz niestety krótkotrwałego wzrostu maksymalnego ciśnienia spalania, co powoduje chwilowe zwiększenie wskaźników pracy silnika (moment obrotowy i moc). Badania prowadzone na silnikach wyposażonych w układy wtryskowe podtlenku azotu potwierdzają znaczny wzrost obciążeń cieplnych, wzrost maksymalnego ciśnienia i temperatury spalania. Prowadzić to



może do przedwczesnego zużycia elementów silnika (por. opracowanie Z. Sroki, s. 51). Duży gradient ciśnienia i temperatury powoduje wzrost obciążeń cieplnych, ale także może prowadzić do zmniejszenia, a nawet do utraty własności smarnych oleju silnikowego.

W sportach motorowodnych stosuje się na regulamin Międzynarodowej Federacji Motorowodnej UIM; punkty 508.06 oraz 9.3 dotyczą bezwzględnego zakazu stosowania jakiegokolwiek dodatku do paliwa i powietrza (nawęglacza oraz dopalacza).

**Literatura:**

- [1] www.holley.com
- [2] www.nascar.com
- [3] www.uimpowerboating.com
- [4] www.nos.pl
- [5] www.streetracing.pl

Oprac. Maciej BAJERLEIN

## Aktualności

### Silniki o ZI

#### Najlepsze silniki spalinowe 2006 roku

Miesięcznik motoryzacyjny „Ward’s Auto World” opublikował listę dziesięciu najlepszych silników 2006 roku. Są to:

1. Audi 2,0 TFSI
2. Audi 4,2 FSI
3. BMW 3,0
4. DaimlerChrysler 5,7 HEMI Magnum
5. Ford 4,6 HEMI Magnum
6. General Motors 2,0 DOHC Turbo
7. Mazda 2,3 DISI DOHC
8. Nissan 3,5 DOHC V6
9. Toyota 3,5 DOHC V6

[www.wardsauto.com](http://www.wardsauto.com)

#### Sześciocylindrowy silnik BMW 3,2 dm<sup>3</sup>

W swoim modelu Z4 firma BMW zastosowała sześciocylindrowy rzędowy silnik o pojemności 3,243 dm<sup>3</sup>, wcześniej występujący w tylko w wersjach wzmocnionych typu M. Rozwija on maksymalną prędkość obrotową 8000 obr/min, a maksymalną moc 343 KM (252 kW,  $N_l = 78 \text{ kW/dm}^3$ ) osiąga przy 7900 obr/min. Maksymalny moment obrotowy  $M_{0-\max} = 365 \text{ N}\cdot\text{m}$  rozwijany jest przy 4900 obr/min ( $p_{e-\max} = 1,41 \text{ MPa}$ ). Silnik ma stopień sprężania 11,5:1. Jest wyposażony w dwa wałki rozrządu i 4 zawory na cylinder.

*Oprac. na podst. mat. prasowych BMW*

#### Silnik Chrysler HEMI

Legendarny silnik HEMI V8 o pojemności 5,7 dm<sup>3</sup> po raz kolejny znalazł się na prestiżowej liście „10 Najlepszych Silników” miesięcznika Ward’s Auto World. To już czwarte wyróżnienie od czasu wznowienia jego wytwarzania w 2003 roku.

Zastosowany po raz pierwszy w pojeździe Dodge Ram 2500 z roku 2003 silnik HEMI V8 jest prosty konstrukcyjnie, ale mimo to może osiągać dużą moc oraz odpowiedni poziom zużycia paliwa i emisji spalin przy zachowaniu ekonomiczności jego wytwarzania. Silnik ten o pojemności skokowej 5,7 dm<sup>3</sup> jest oferowany obecnie w samochodach Chrysler



300, Jeep Commander, Jeep Grand Cherokee, Dodge Charger, Dodge Durango, Dodge Magnum i Dodge Ram.

Do napędu samochodów Chrysler 300C SRT8, Dodge Charger SRT8, Dodge Magnum SRT8 oraz Jeep Grand Cherokee SRT8 jest stosowana wersja HEMI o pojemności 6,1 dm<sup>3</sup> i zwiększonej mocy, podwyższonym stopniu sprężania i większej prędkości obrotowej.

System zmiennej pojemności czynnej MDS realizowany przez wyłączanie cylindrów stanowi wyposażenie standardowe silników 5,7 HEMI V8. MDS działa w sposób niezauważalny, włączając czterocylindrowy, ekonomiczny tryb pracy, gdy wystarczająca jest niższa moc silnika. Według danych producenta pozwala to obniżyć zużycie paliwa nawet o 20%.

*Oprac. na podst. [www.chrysler.com](http://www.chrysler.com),  
[www.motogazeta.mojeauto.pl](http://www.motogazeta.mojeauto.pl)*

#### Silnik do samochodu Nissan 350Z

Nissan rozważa wprowadzenie do produkcji swojego sportowego modelu 350Z z mocniejszym silnikiem o pojemności 4,5 dm<sup>3</sup>. W pierwszym etapie zmian zostanie zwiększona moc dotychczasowego silnika benzynowego 3,5 dm<sup>3</sup>. W wyniku zmian konstrukcyjnych jednostki moc zwiększy się o 21 KM do 301 KM (221 kW). Jednocześnie spowoduje to spadek maksymalnego momentu z 363 do 353 N·m, który jednak będzie osiąganym w większym zakresie prędkości obrotowej.

Nie wiadomo, jakie będą losy wersji z silnikiem V8 o pojemności 4,5 dm<sup>3</sup> i mocy 400 KM (294 kW). Jednostka ta jest już w użytku m.in. w dostępnym na japońskim rynku modelu Fuga, czy też w niektórych amerykańskich modelach marki Infiniti (koncern Nissana). Opisany silnik nie spełnia obecnie norm emisji zanieczyszczeń Euro 4, które obowiązują w Europie od 2005 roku, jednak zapowiadane wprowadzenie marki Infiniti do Europy wymusi zmiany także i w tej jednostce.

*Oprac. na podst. [www.nissanusa.com](http://www.nissanusa.com),  
[www.motogazeta.mojeauto.pl](http://www.motogazeta.mojeauto.pl)*

#### Nowy silnik AMG

Niemiecka firma tuningowa AMG o 38-letnim doświadczeniu, zajmująca się udoskonaleniami jednostek napędowych Mercedesa, po raz pierwszy opracowała własny silnik wolnossący. Jednostka napędowa jest zbudowana od podstaw samodzielnie i nie opiera się na częściach Mercedesa. Jest to jednostka wolnossąca, imponujące wskaźniki pracy silnika są pochodną dużej pojemności i wysokiej prędkości obrotowej.

Nowością jest tzw. system „zmniejszonego” tarcia na gładzi cylindrowej. Zamiast zalewać albo wprowadzać żelazne elementy do aluminiowego bloku silnika, inżynierowie wykorzystali bardzo wysokie napięcie. W otoczeniu specjalnych gazów udaje się uzyskać łuk plazmowy, który rozpyla 0,3-milimetrową powłokę metalu na ściankach cylindrów.



Taka technologia pozwala uzyskać krystaliczną strukturę powierzchni. Po mechanicznej obróbce powłoka zostaje zeszlifowana do grubości jednej dziesiątej milimetra, wyłaniając sieć mikroporów, które utrzymują film olejowy.

Oprac. na podst. [www.daimlerchrysler.com](http://www.daimlerchrysler.com),  
[www.all4engineers.com](http://www.all4engineers.com)

## Silniki o ZS

### Przyszłość silników o ZS

Bosch pracuje nad nowymi rozwiązaniami technologicznymi, które pozwolą na dalsze obniżanie emisji zanieczyszczeń w silnikach o ZS i uczynią je jeszcze bardziej przyjaznymi dla środowiska. Popularność samochodów z silnikami o ZS stale rośnie. Wynika to m.in. z niskiego zużycia paliwa, a także z niewielkiej emisji dwutlenku węgla.

Normy czystości spalin wciąż się zaostrzają. Komisja Europejska opracowuje obecnie nowe standardy, które jako norma EU5 zaczną obowiązywać w 2010 roku. Ze względu na bardzo niski poziom emisji tlenków azotu stanowi ona dla konstruktorów silników trudne wyzwanie. Również dopuszczalna wartość emisji cząstek stałych ma zostać obniżona do 1/5 obecnie obowiązującego limitu normy EU4, co oznacza emisję na poziomie najwyżej 5 mg, a nie jak dotąd 25 miligramów na kilometr.

Bosch opracował dla pojazdów z silnikami o ZS filtr DPF, który zatrzymuje ponad 97% zawartych w spalinach cząstek sadzy. Filtr jest wykonany ze spieku metalowego i w

### 4. generacja Common Rail do samochodów osobowych HADI (Hydraulically Amplified Diesel Injector)

#### Właściwości:

- Maksymalne ciśnienie systemowe: do 1350 barów
- Wzmocnienie ciśnienia ≈ 1:2
- Maksymalne ciśnienie wtrysku: 2500 barów
- Parametry zabudowy w silniku identyczne jak dla wtryskiwacza drugiej generacji
- Liniowe narastanie ciśnienia
- Planowane wprowadzenie do produkcji - 2008

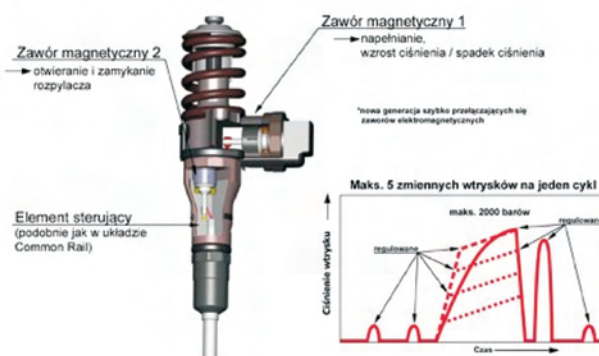


porównaniu z konwencjonalnymi filtrami z węgla krzemu odznacza się większą pojemnością, a tym samym wystarcza na dłuższy okres eksploatacji samochodu. Bosch projektuje także nowe systemy wtryskowe, które charakteryzują się bardzo precyzyjnym dawkowaniem paliwa, a w konsekwencji przyczyniają się do dalszego obniżenia poziomu emitowanych zanieczyszczeń. Bardzo istotne znaczenie ma wysokie ciśnienie wtrysku wytwarzane przez system oraz możliwość elastycznego sterowania wtryskiwaczami. Firma Bosch pracuje także nad czwartą generacją systemów *common rail* ze wspomaganiami hydraulicznymi wtryskiwaczy. *Hydraulically Amplified Diesel Injector* (HADI) wykorzystuje specjalny tłok, który zwiększa ciśnienie we wtryskiwaczu nawet do 2500 bar.

Trwają także prace nad optymalizacją systemów pompowtryskiwaczy UIS (*Unit Injector System*). Najnowsza generacja pompowtryskiwaczy (UIS3) wykorzystuje dwa elementy nastawcze zamiast jednego, umożliwiając tym samym dowolne kształtowanie przebiegu wtrysku oraz realizację pięciu wtrysków na jeden cykl pracy silnika. Aby w pełni wykorzystać potencjał systemów wtryskowych, Bosch pracuje także nad nowym sterownikiem silnika (EDC17),



### 3. generacja UIS (Unit Injector System)



który wejdzie do produkcji seryjnej w 2006 roku. Za pomocą analizy wielu różnych sygnałów system może odpowiednio dopasowywać parametry wtrysku w każdym cylindrze.

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

**Silnik Renault-Nissan 2.0 dCi**

Ze względu na rozszerzenie od 1 stycznia 2006 roku normy Euro 4 na wszystkie samochody osobowe oraz małe samochody dostawcze firma Renault-Nissan wprowadza w konstrukcji silników nowe technologie.

Już w połowie 2005 roku firma Renault-Nissan wprowadziła do sprzedaży 2-litrowy silnik o ZS oznaczony dCi. Silnik jest nową konstrukcją (por. także Sil. Spal. 2/05 s. 84, 3/05 s. 72), której opracowanie i wprowadzenie do masowej produkcji kosztowało 500 milionów euro, z tego 200 milionów opracowanie układu napędowego i przygotowanie jego procesu wytwórczego, 250 mln – inwestycje przemysłowe, a 50 mln – inwestycje u dostawców. Silnik



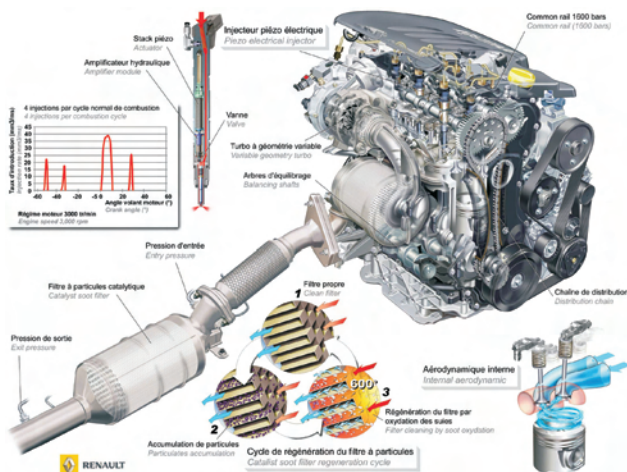
będzie produkowany w kilku wariantach różniących się mocą i momentem obrotowym w celu zastosowania go do napędu różnych pojazdów.

W silniku 2.0 dCi zastosowano nowe rozwiązanie kanałów dolotowych polepszające aerodynamikę w cylindrze i zastosowano wtryskiwacze piezoelektryczne. Ponadto wprowadzono wałki wyrównowazające i łańcuchowy napęd wałka rozrządu. Napęd drugiego wałka rozrządu jest przekazywany od pierwszego za pomocą przekładni zębatej. Silnik wyposażono w cztery zawory na cylinder umieszczone w taki sposób, że płaszczyzny leżące w osi zaworów dolotowych i wylotowych przebiegają prostopadłe do głównej osi główicy. W tym przypadku występują dwie długości kanałów dolotowych odpowiednio profilowanych, dzięki czemu



uzyskano podwójne zawirowanie osiowe w cylindrze, a w konsekwencji lepsze napełnianie i lepsze mieszanie paliwa z powietrzem.

W silniku zastosowano układ zasilania paliwem typu *common rail* firmy Bosch o ciśnieniu wtrysku 1600 bar, w którym dawkowanie odbywa się za pomocą wtryskiwacza piezoelektrycznego. Dzięki temu układ zapewnia czterokrotnie krótsze czasy przesterowania wtryskiwacza od czasów przesterowania uzyskiwanych za pomocą cewki elektromagnetycznej. Pozwala to na dokładniejsze sterowanie procesem dawkowania paliwa i na podział dawki na pięć części podczas jednego cyklu pracy. Wprowadzono podział na dwie dawki wstępne dostarczane przy około 53 i 35°OWK przed GMP, jedną zasadniczą przy około 1°OWK przed GMP, dawkę podtrzymującą proces spalania około 28°OWK po GMP; piątą część dawki paliwa przewiduje się na jeszcze późniejszy okres w celu przedłużenia spalania dla podwyższenia temperatury gazów wylotowych koniecznej w fazie regeneracji filtra cząstek stałych. Dzięki zastosowaniu takiej koncepcji układu zasilania jest możliwa realizacja podanego podziału dawki paliwa nawet przy prędkości obrotowej wału korbowego wynoszącej 3000 obr/min. Silnik, w którym występuje proces spalania wynikający z takiego sposobu zasilania paliwem, charakteryzuje się cichą pracą i mniejszą emisją cząstek stałych w gazach wylotowych.



|   |                             |
|---|-----------------------------|
| Pojemnośćskokowa                          | $V_s = 1995 \text{ cm}^3$   |
|   | 4 zawory/cyl.               |
| stopień sprężania                         | $\epsilon = 16,0:1$         |
| moc użyteczna                             | 150 KM (110 kW)             |
| moment obrotowy                           | 340 N·m                     |
| Silnik spełnia normę emisji spalin Euro 4 |                             |
| Zużycie paliwa                            | 5,8 dm <sup>3</sup> /100 km |
| CO <sub>2</sub>                           | 154 g/km                    |

Silnik jest wyposażony w system recyrkulacji spalin EGR. Stopień recyrkulacji jest regulowany zaworem, którego pracą steruje układ elektroniczny uwzględniający wiele bieżących parametrów pracy silnika. W układzie wymiany ładunku zastosowano turbosprężarkę ze zmienną geometrią łopatek kierownicy spalin.

Parametry omawianego silnika zastosowanego w samochodzie Renault Laguna przedstawiono w tablicy.

Pojazd wyposażony w ten silnik spełnia normę emisji Euro 4. Uzyskane wyniki przypisuje się dokładnemu sterowaniu przebiegiem procesu spalania przez precyzyjne sterowanie procesem wtrysku paliwa, sterowanie pracą systemu EGR z uwzględnieniem wielu parametrów oraz płynnej regulacji stopnia doładowania.

Dla spełnienia normy Euro 4 mocniejsze wersje tego silnika o mocy 130 kW planuje się wyposażać w filtry cząstek stałych z samoczynną regeneracją i wykorzystaniem piątej części wtryskiwanej dawki (drugi powtrysk), podobnie do systemu wprowadzonego właśnie w silnikach Opla.

Oprac. na podst. [www.greencarcongress.com](http://www.greencarcongress.com),  
[www.motogazeta.mojeauto.pl](http://www.motogazeta.mojeauto.pl)

### Nowy silnik firmy koncernu General Motors

Rozpoczęcie produkcji nowego silnika o zapłonie samoczynnym rozpocznie się w nowym zakładzie GM Daewoo w Gunsan w Korei Południowej w marcu 2006 roku. Jednostka początkowo trafi do modelu Captiva przeznaczonego na rynek europejski. Obecnie trwa produkcja pilotażowa a jednostki i sama fabryka przechodzą testy przed rozpoczęciem produkcji seryjnej. Docelowo zakład ma produkować 250 tysięcy silników rocznie.

Wytwarzane będą dwa warianty silnika o pojemności skokowej 2,0 dm<sup>3</sup>, wyposażonego w cztery zawory na cylinder, wałek rozrządu w głowicy i układ wtrysku *common rail*. Silnik opracowany został wspólnie przez GM Daewoo, GM Powertrain i VM Motori w następujących wersjach:

– wersja ze sprężarką o stałej geometrii łopatek turbiny (FGT)



o mocy 88 kW (120 KM,  $N_1 = 44 \text{ kW/dm}^3$ ), osiąganą przy 4000 obr/min i maksymalnym momencie obrotowym 280 N·m przy 2000 obr/min ( $p_{e-\max} = 1,32 \text{ MPa}$ );

– wersja mocniejsza z turbosprężarką o zmiennej geometrii łopatek turbiny (VGT), osiągnąca moc 110 kW (150 KM,  $N_1 = 55 \text{ kW/dm}^3$ ) przy 4000 obr/min. i maksymalnym momencie obrotowym 310 N·m przy 2000 obr/min ( $p_{e-\max} = 1,65 \text{ MPa}$ ).

Oba silniki wyposażone są w filtr cząstek stałych (DPF) i spełniają wymagania normy emisji spalin Euro 4. W niedalekiej przyszłości pojawią się one i w innych modelach Chevroleta.

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

### Silnik BMW Alpina

Na salonie we Frankfurcie firma Alpina zajmująca się *tuningiem* silników BMW przedstawiła usportowioną wersję silnika o zapłonie samoczynnym, która do sprzedaży trafi na początku 2006 roku.

W czterocylindrowym, 16-zaworowym silniku o pojemności skokowej 1,995 dm<sup>3</sup> uzyskano moc maksymalną 200 KM (147 kW,  $N_1 = 73,7 \text{ kW/dm}^3$ ) przy 4000 obr/min i maksymalny moment obrotowy 410 N·m przy 2000–3300 obr/min ( $p_e = 2,58 \text{ MPa}$ ). W stosunku do silnika seryjnego zwiększono ciśnienie doładowania i ciśnienie wtrysku, zastosowano chłodnicę powietrza doładowanego oraz poprawiono recyrkulację spalin. Silnik jest wyposażony w filtr cząstek stałych.

Opr. na podst. *Auto Świat* 51/52, XII 2005

### Silnik samochodu Audi R10 Le Mans

Na wyścigowy sezon 2006 firma Audi przygotowała samochód R10, który jest przeznaczony do 24-godzinnych wyścigów w Le Mans. Pojazd jest napędzany silnikiem V12 o zapłonie samoczynnym i o pojemności 5,5 dm<sup>3</sup>. Jest wyposażony w dwie turbosprężarki i rozwija moc 650 KM (478 kW,  $N_1 = 87 \text{ kW/dm}^3$ ). Maksymalny moment obrotowy wynosi ponad 1100 N·m ( $p_{e-\max} = 2,51 \text{ MPa}$ ). Prototypowy silnik wyposażono w dwa filtry cząstek stałych.

Opr. na podst. *Auto Świat* 51/52, XII 2005

### Nowa generacja pięciocylindrowych silników Volvo

Firma Volvo Company przedstawiła nową generację pięciocylindrowych silników o ZS, w które będą wyposażone modele S60, V70, XC70 i XC90. Silnik wprowadzony w tych modelach w 2001 roku został poddany modernizacji, w wyniku czego powstał nowy silnik o wysokich parametrach pracy i niższej emisji związków toksycznych. Dokonano tego przy zastosowaniu elektronicznego sterowania turbodoładowaniem, ulepszonego układu wtryskowego, skuteczniejszego układu recyrkulacji spalin EGR i zastosowania filtra cząstek stałych. Silnik dostępny jest w trzech wersjach D5 – 185 kW, 400 N·m; 2.4D – 163 kW, 340 N·m; D – 126 kW, 300 N·m. Silniki te mają stopień sprężania wynoszący 17:1. Zróżnicowanie wersji silników wynika ze sposobu doładowania i sterowania pracą układu zasilania, które w największym stopniu decydują o rozwijanych parametrach pracy.

W układzie dolotowym zoptymalizowano kształt kana-

łów dolotowych zmniejszając straty przepływu i zastosowano turbosprężarkę chłodzoną wodą, której pracą steruje układ elektroniczny.

W silniku zastosowano układ wtryskowy typu *common rail* sterowany elektronicznie w zależności od bieżącego zużycia powietrza, co pozwala na precyzyjne dawkowanie paliwa. Zastosowano rozpylacze z siedmioma otworkami a dawkę paliwa dostarczaną w jednym cyklu pracy podzielono na trzy części. Ostatnią część dawki paliwa wykorzystuje się w procesie regeneracji filtra cząstek stałych.

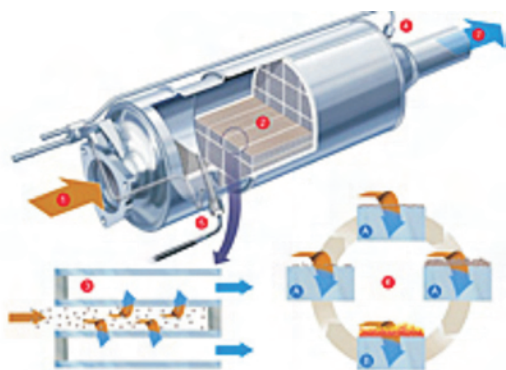
Zastosowano również układ recyrkulacji spalin EGR z chłodnicą spalin, co istotnie wpłynęło na zmniejszenie emisji tlenków azotu. Zastosowano także reaktor katalityczny wyposażony w czujnik tlenu umieszczony blisko silnika, który umożliwia szybkie jego nagrzewanie.

Użyto standardowy filtr cząstek stałych typu *Coated Diesel Particulate Filter (CDPF)*, którego skuteczność szacuje się na 95%. Filtr jest wyposażony w specjalną warstwę katalityczną wspomagającą wypalanie cząstek stałych, dlatego nie jest konieczne stosowanie specjalnych dodatków do paliwa. Regeneracja filtra – wypalanie się nagromadzonych cząstek stałych – trwa około 20 minut i zachodzi automatycznie co 500-1000 km, zależnie od warunków eksploatacji pojazdu.

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

### Filtry cząstek stałych w samochodach Opel

Firma GM Opel poinformowała, że posiada w swojej ofercie filtry cząstek stałych (DPF) dla wszystkich silników o ZS sprzedawanych w samochodach osobowych na rynku niemieckim. Oferta ta jest wynikiem wprowadzenia w Niemczech od 1 stycznia 2005 roku ulgi podatkowej dla właścicieli pojazdów, którzy zdecydują się wyposażać swoje pojazdy w te urządzenia. Dotychczas na tym rynku



tylko DaimlerChrysler montował filtry cząstek stałych w swoich pojazdach.

W maju 2005 r. Opel powiększył liczbę produkowanych modeli pojazdów standardowo wyposażonych w filtr cząstek stałych DPF włączając wszystkie modele z silnikami 1,9 CDTI samochodów Vectra, Signum i Zafira.

Zastosowany w Oplach filtr cząstek stałych posiada system katalityczny z pokryciem platynowym, podobny do rozwiązań stosowanych przez firmy VW-Audi, BMW Renault. Układ ten działa bez dodatków do paliwa i nie

wymaga żadnych dodatkowych kosztów związanych z utrzymaniem.

Do sterowania pracą filtra wykorzystywane są czujniki ciśnienia i temperatury, które pozwalają na określenie bieżących parametrów spalin. W przypadku wystąpienia potrzeby regeneracji filtra system sterowania silnikiem dąży do zwiększenia temperatury gazów wylotowych przez wydłużenie procesu spalania, realizując wtrysk dodatkowych, późnych dawek paliwa. Wzrost temperatury spalin powoduje wypalenie nagromadzonych w filtrze cząsteczek sadzy i przywrócenie początkowych parametrów filtra.

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

### Silniki z zasilaniem gazowym lub wielopaliwowym

#### Silniki Cummins z zasilaniem dwupaliwowym

W ramach kanadyjskiego projektu „Korytarz czystego powietrza” (*Clean Air Corridor*) pięć ciężarówek marki Vol-vo zostało wyposażonych w silniki Cummins posiadające dwupaliwowy układ zasilania o wtrysku bezpośrednim oleju napędowego i ciekłego gazu ziemnego. Układ zasilania wykonany przez firmę Westport Innovations nosi nazwę *High-Pressure Direct-Injection (HPDI)* i służy do zasilania silnika ciekłym gazem ziemnym (*Liquefied Natural Gas – LNG*). Ciężarówki z silnikami o pojemności 15 dm<sup>3</sup> i mocy 450 KM będą eksploatowane na drodze nr 401 łączącej



dwa miasta: Ontario w Kanadzie i Michigan w Stanach Zjednoczonych.

Firmy Westport i Cummins pracują nad rozwojem układów zasilania w technologii *Next Generation Natural Gas Vehicle (NGNGV)*. W konsorcjum tym uczestniczą także: Challenger Motor Fright Inc., Enbridge Gas Distribution Inc., Natural Resources Canada i Transport Canada.

Podjęcie rozległych i kosztownych prac badawczych wynika z faktu, że ilość energii uzyskana ze spalania skroplonego gazu ziemnego LNG jest 2,5 raza większa niż uzyskana ze sprężonego gazu ziemnego CNG z tej samej objętości; pozwoliło to na zwiększenie zasięgu samochodów ciężarowych

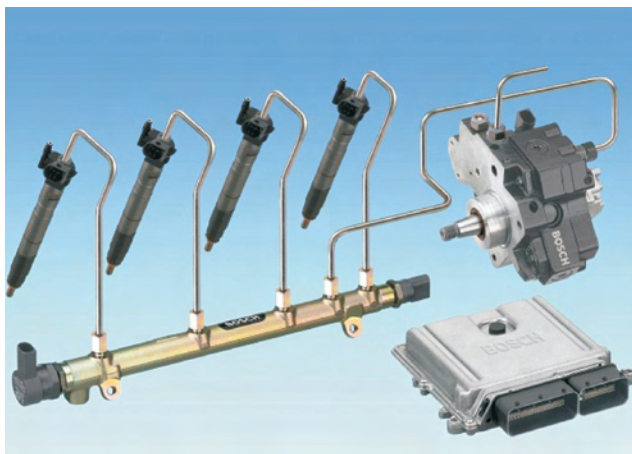
Challenger do ok. 800 km. Względy ekonomiczne i walory ekologiczne korzystania z tego paliwa pozwalają zakładać, że do roku 2025 zużycie LNG w transporcie wzrośnie do 15-20%. Może to nastąpić dzięki rozwojowi nowoczesnych układów wtryskowych, takich jak proponowana technologia HPDI-LNG.

Układ zasilania wykonany w tej technologii jest układem dwupaliwowym doprowadzającym paliwa bezpośrednio do komory spalania. Zapłon jest generowany przez doprowadzenie małej dawki pilotującej oleju napędowego, natomiast zapłon mieszanki gazowej następuje jego następowanie. Taki sposób zapłonu wpływa na poprawę ekonomiczności pracy i wzrost momentu obrotowego przy małych prędkościach obrotowych.

Odpowiednie parametry pracy silnika uzyskuje się przez sterowanie wtryskiem ciekłego gazu ziemnego. Praca całego układu zasilania jest sterowana elektronicznym układem sterującym. Z proponowanym układem zasilania uzyskano parametry pracy silnika 450 KM (330 kW) i 1660 lb·ft (2250 N·m) przy lepszej sprawności. Zastosowana nowa technologia zasilania silnika pozwoliła uzyskać obniżenie emisji tlenków azotu o 50% i emisji cząstek stałych o 80%. Ponadto silnik zasilany takim układem pozwala zredukować emisję gazów cieplarnianych o 20-25% w porównaniu do standardowego silnika o zapłonie samoczynnym.

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

## Osprzęt



### Volkswagen rezygnuje ze stosowania pompowtryskiwaczy

Już od 2007 roku firma Volkswagen stosuje w swoich nowych modelach silniki o ZS zasilane w systemie *common rail*. Na początku pojawią się jednostki 3- i 4-cylindrowe. Tym samym producent, który od 1990 roku był wierny wtryskowi bezpośredniemu i stosował w jego realizacji pompowtryskiwacze zmienia dotychczasową filozofię produkcji.

Główną przyczyną rezygnacji z dalszego wykorzystywania pompowtryskiwaczy jest trudność w połączeniu tej metody zasilania z filtrami cząstek stałych, które są konieczne ze względu na nowe przepisy Unii Europejskiej dotyczące

emisji spalin.

Pierwsze silniki typu TDI pojawiły się w programie produkcyjnym koncernu 16 lat temu i zostały zastosowane w modelu Audi 100. Zdarzenie to miało charakter rewolucji technologicznej. Volkswagen pokazał, że silnik o ZS może być szybki, elastyczny, cichy i oszczędny. Od 1998 roku paliwo w TDI jest dostarczane pod dużym ciśnieniem do każdego cylindra osobno za pomocą pompowtryskiwaczy.

Mimo, że pompowtryskiwacze nadal zapewniają bardzo dobre osiągi silników, to jednak system *common rail* zapewnia także wysokie osiągi przy dużej kulturze pracy. Ponadto w swych ostatnich wersjach konstrukcyjnych systemy te są tańsze w produkcji i lepiej współpracują z filtrami cząstek stałych, które wymagają wielofazowego wtrysku paliwa, bardzo trudnego do uzyskania w pompowtryskiwaczach.

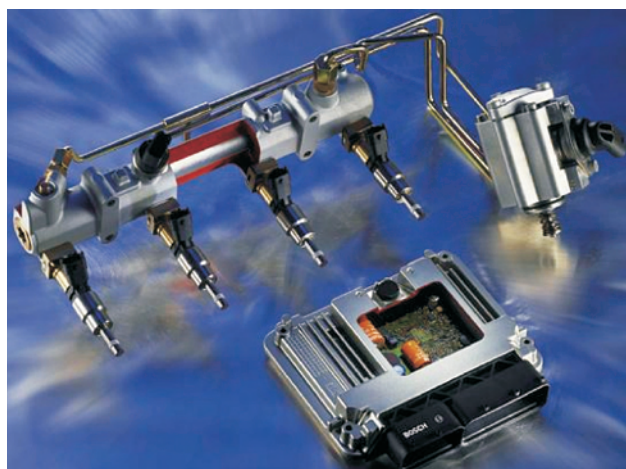
Volkswagen zapowiedział, że wspólna fabryka z Siemens VDO, która obecnie produkuje wtryskiwacze, mogłaby w przyszłości wytwarzać elementy systemu *common rail* dla koncernu VW.

Oprac. na podst. [www.all4engineers.com](http://www.all4engineers.com),  
[www.vw.com](http://www.vw.com)

### 100-milionowy wtryskiwacz typu *common rail*

Pod koniec roku firma Bosch wyprodukowała stumilionowy egzemplarz wtryskiwacza *common rail* do silników o ZS stosowanych w samochodach osobowych. W sierpniu br. wyprodukowano 25-milionowy układ *common rail* (por. Silniki spalinowe Nr 3/2005). Tylko w tym roku z taśm produkcyjnych siedmiu fabryk firmy na trzech kontynentach zjeździe 26 milionów wtryskiwaczy.

System *common rail* to układ wtryskowy do silnika o ZS, który w znaczący sposób poprawia „wydajność” spalania, obniżając przy tym emisję zanieczyszczeń i poziom hałasu. Po raz pierwszy został zastosowany w 1997 roku w samochodzie Alfa Romeo 156, a następnie w Mercedesie C 220 CDI. W 2003 roku na rynek została wprowadzona trzecia generacja systemu *common rail* z piezowtryskiwaczami no-



wej konstrukcji typu *Inline*, obniżająca emisję szkodliwych substancji o ok. 20%.

Silnik o zapłonie samoczynnym, jako wyjątkowo eko-

nomiczny i przyjazne środowisku źródło napędu cieszy się dużym powodzeniem, szczególnie w Europie, głównie ze względu na ok. 30% mniejsze paliwa niż porównywalne samochody z silnikami benzynowymi, czego dowodzą dane za rok 2004 opublikowane przez Federalny Urząd ds. Komunikacji.

Obecnie w Europie Zachodniej niemal co drugi nowo zarejestrowany samochód jest wyposażony w silnik o ZS. Także w Polsce rośnie udział nowych pojazdów z silnikami o ZS, który wynosi obecnie 32,8% (26,1% w 2004 r.). W 2005 roku w Polsce sprzedano ponad 71 tysięcy nowych samochodów z silnikiem o zapłonie samoczynnym, o 7,6% mniej niż w tym samym czasie roku 2003 (dla porównania:

#### Filtr cząstek stałych (DPF)

##### Właściwości:

- Wykonany ze spieku metalowego
- Duża pojemność
- Okres eksploatacji > 260 000 km
- Niewielki spadek ciśnienia spalin
- Równomierny rozkład sadzy i produktów spalania
- Wysoka skuteczność filtracyjna (>95 %)
- Bezobsługowy
- Ekologiczna utylizacja
- Niewielkie obciążenie termiczne podczas regeneracji



samochodów z silnikami benzynowymi sprzedano w tym czasie aż o prawie 33% mniej).

Oprac. na podst. [www.bosch.com](http://www.bosch.com),  
[www.motogazeta.mojeauto.pl](http://www.motogazeta.mojeauto.pl)

#### Silniki HDI z filtrem cząstek stałych

W ciągu pięciu lat od debiutu filtra cząstek stałych w modelu Peugeot 607 (2000 r.) francuski koncern sprzedał już milion samochodów wyposażonych w taki filtr.

Opracowany przez koncern PSA Peugeot-Citroën filtr cząstek stałych jest montowany w silniku wysokoprężnym HDI. Znacznie zmniejsza on emisję cząstek stałych do atmosfery, zatrzymując i gromadząc na filtrze cząstki stałe, a następnie wypalając je w chwilowo zwiększonej temperaturze spalin.

Najwięcej, ponad pół miliona filtrów cząstek stałych zostało zamontowanych w modelu Peugeot 307, 220 tys. w modelu 407, niecałe 100 tys. w 607, ponad 80 tys. w 807 oraz ok. 40 tys. w modelu 206, w którym w filtr cząstek stałych wyposażony jest od marca 2004 r. tylko jeden silnik.



Oprac. na podst. [www.peugeot.com](http://www.peugeot.com),  
[www.motogazeta.mojeauto.pl](http://www.motogazeta.mojeauto.pl)

#### Nowe akumulatory firmy Bosch

Rosnąca liczba odbiorników energii elektrycznej w samochodach zwiększa zapotrzebowanie na akumulatory o większej pojemności i o większym prądzie rozruchu. Odpowiedzią na te potrzeby jest nowy program produkcyjny akumulatorów Bosch Silver.

Systemy aktywnego bezpieczeństwa, jak ABS, ESP, ACC, funkcje komfortu: klimatyzacja, audio, nawigacja, elektryczna regulacja siedzeń, okien, lusterek lub odsuwane-go dachu powodują coraz większe obciążenie dla instalacji elektrycznej w samochodzie i co za tym idzie, również dla akumulatora. Użyta w konstrukcji Bosch Silver technologia wykorzystująca stop srebra pozwala na podniesienie parametrów elektrycznych, dzięki czemu akumulatory te mają rezerwy energii potrzebne do zaspokojenia zwiększonych potrzeb energetycznych pojazdów.

Zastosowanie drobnokrystalicznego stopu srebra pozwala na wydłużenie okresu użytkowania akumulatorów Bosch Silver o 20% w porównaniu z akumulatorami tradycyjnymi. Dzięki niemu są one wyjątkowo odporne na duże obciążenia i głębokie rozładowania oraz niską temperaturę otoczenia i wysoką temperaturę w komorze silnikowej. Separatory kopertowe, dodatkowa rezerwa elektrolitu i zamknięta pokrywa minimalizujące parowanie wody z elektrolitu, czynią ten akumulator w pełni bezobsługowym. Wyeliminowanie bezpośredniego kontaktu z elektrolitem zapewnia pełne bezpieczeństwo użytkowania.

Program produkcyjny Bosch Silver obejmuje siedem typów akumulatorów przeznaczonych przede wszystkim do pojazdów z silnikami o ZS i całkowicie pokrywa potrzeby tego segmentu rynkowego. Wszystkie akumulatory programu dysponują bardzo wysoką mocą startową i większą pojemnością w porównaniu do odpowiedników w tych samych wymiarach z programu produkcji akumulatorów ogólnego przeznaczenia. Pojemności elektryczne od 50 do 95 Ah oraz podwyższony prąd rozruchu akumulatorów gwarantują silnikom wysokoprężnym niezawodny rozruch, nawet przy bardzo niskich temperaturach otoczenia.

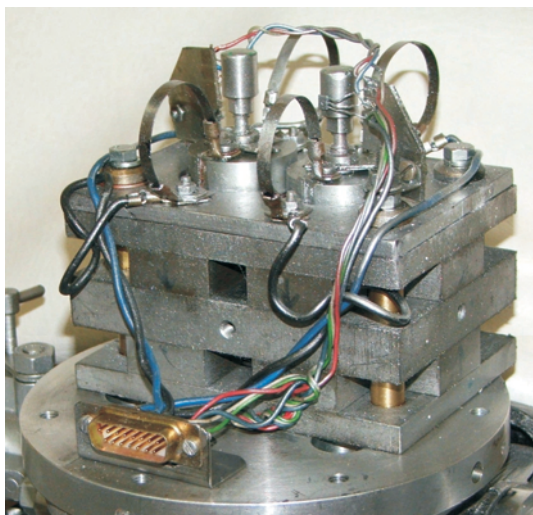
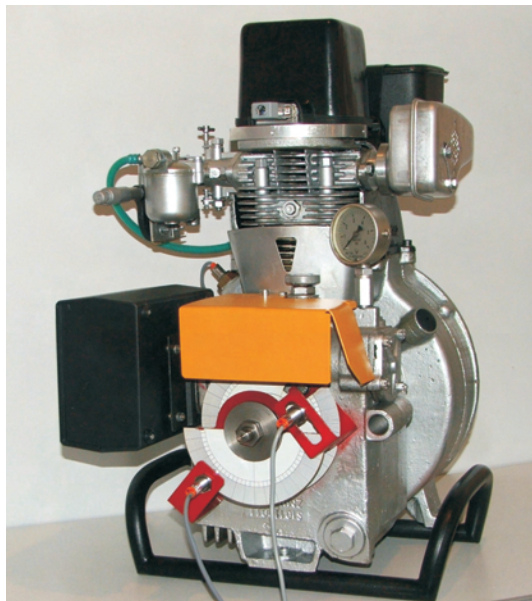
Wszystkie akumulatory Bosch Silver są wyposażone w uniwersalny wskaźnik stanu naładowania akumulatora Power Control System. Zielona kulka pływająca we wnętrzu wskaźnika pokazuje właściwą dla sprawnego akumulatora gęstość elektrolitu. Kiedy gęstość elektrolitu spada wskutek niedostatecznego ładowania, kulka znika z pola widzenia, a oczko kontrolne staje się czarne. Oznacza to konieczność doładowania akumulatora. Gdy pod koniec okresu użytkowania poziom elektrolitu obniża się a oczko kontrolne barwi się na biało, akumulator należy wymienić.

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

#### Silnik z elektronicznym napędem rozrządu

W czerwcu 2005 roku na Targach Innowacje-Technologie-Maszyny zaprezentowany został studialny silnik z rozrządem elektromagnetycznym.

Istota zaprezentowanego silnika polega na tym, że



zawory rozrządu są napędzane za pomocą elektromagnetycznych siłowników sterowanych elektronicznie, a nie za pomocą tradycyjnego krzywkowego wałka rozrządu. Zastosowanie elektromagnetycznego układu rozrządu umożliwia dowolne kształtowanie czasoprzekrojów zaworów. Dodatkowym atutem tego rozwiązania jest zmniejszenie masy całego silnika przez wyeliminowanie ciężkiego wałka rozrządu, dźwigienek zaworowych, popychaczy, kół pasowych itd. Elektromagnetyczny układ rozrządu pozwala na poprawę niektórych parametrów pracy silnika, np.: przebiegu krzywej momentu obrotowego, zmniejszenie zużycia paliwa oraz zmniejszenie emisji szkodliwych składników spalin.

Zaprezentowany na targach studialny silnik z rozrądem elektromagnetycznym został wykonany w Instytucie Pojazdów Politechniki Łódzkiej i w Centralnym Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Polmatex-Cenaro pod kierunkiem dr. inż. Krzysztofa Zbierskiego, w ramach pracy naukowej finansowanej ze środków Ministerstwa Nauki i Informatyki w latach 2004-2006.

*Inf. wł.*

### Świece żarowe Kager



Świece żarowe są jednym z trzydziestu podzespołów wytwarzanych przez firmę Kager. Produkt obecny jest na rynku od końca listopada minionego roku. W ofercie znajduje się obecnie 70 typów świec przeznaczonych do różnych marek samochodów osobowych.

Świece żarowe Kager to produkt nowej generacji. Nowoczesna konstrukcja podwójnej spirali grzewczej zapewnia szybki rozruch w czasie 4-6 sekund oraz dogrzewanie silnika przez pierwsze 3 minuty po rozruchu, co zapewnia łatwy rozruch silnika przy niskich temperaturach. Trwałe i szczelne mocowanie świec eliminuje przedmuchi. Świece żarowe Kagera charakteryzują się długą żywotnością. Jest to zasługa odpornej na wysokie temperatury osłony spirali grzewczej.

Istotną zaletą świec żarowych firmy Kager jest także szybki czas nagrzewania niezbędny do samozapłonu paliwa; temperatura 850°C jest osiągnięta po 4 sekundach).



*Oprac. na podst. [www.motogazeta.mojeauto.pl](http://www.motogazeta.mojeauto.pl)*

### Ultradźwiękowy pomiar poziomu oleju

Na wystawie IAA we Frankfurcie, firma Hella zaprezentowała pierwszy ultradźwiękowy miernik poziomu oleju. Technika ta charakteryzuje się wysoką niezawodnością i precyzją przy niskich kosztach wytwarzania.

Zastosowanie tego czujnika pozwala na ciągłą ocenę zużycia paliwa i określenie prognozy możliwego do przejechania dystansu. Ponadto pozwala on na nieprzerwanie śledzenie najważniejszych cech oleju: lepkości i gęstości.

Zapobiega to uszkodzeniom silnika, bo niedostateczne smarowanie jest wykrywane natychmiast, a informacja na ten temat jest przekazywana kierowcy.

Czujnik oleju można wyposażyć w specjalny chip, tzw. kamerton, który analizuje stan oleju, na który wpływ mają m.in. sposób jazdy, zanieczyszczenia, wilgotność itp. Czujnik stanu oleju jest nazywany kamertonem. Kamerton wzbudza się do pewnych określonych częstotliwości, po czym mierzy się okres wygaszania drgań zależny od właściwości środowiska, w którym się znajduje.

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

## **Napędy hybrydowe**

### **Pojazdy hybrydowe**

Firma Bosch szacuje, że już za 5 lat na rynku będzie dostępnych około 50 modeli samochodów z napędem będącym połączeniem silnika spalinowego i elektrycznego. W opracowaniu znajdują się trzy różne funkcjonalnie rozwiązania takiego napędu.

Niemal wszyscy producenci pojazdów poświęcają dużo uwagi technice hybrydowej, a wielu z nich planuje wprowadzenie takich pojazdów w ciągu najbliższych kilku lat. Specjaliści Boscha szacują, że udział samochodów z nape-



dem hybrydowym na światowym rynku zwiększy się z 1% w 2010 roku do 5% w roku 2025, co oznacza wzrost do 4 mln sztuk samochodów. Przyszłe przepisy ochrony środowiska i ruchu drogowego dają duże możliwości rozwoju pojazdów z napędem hybrydowym, który pozwala na znaczne obniżenie zużycia paliwa, a tym samym emisji dwutlenku węgla. W cyklu jeżdżym NEF (nowy europejski cykl jazdy) stwierdzono obniżenie zużycia paliwa oraz emisji spalin o około 30%. Dodatkowo, krótsze odległości mogą być pokonywane przez samochód hybrydowy wyłącznie przy użyciu napędu elektrycznego, co oznacza „zerową” emisję.

Opracowywane przez niemiecką firmę systemy można podzielić na trzy klasy, różniące się funkcjonalnością: mikrohybrydy (*Micro Hybrids*), średnie hybrydy (*Mild Hybrids*) oraz pełne hybrydy (*Strong Hybrids*). *Micro Hybrids* stanowią najtańszą, podstawową wersję systemów hybrydowych, służących wyłącznie temu, by obniżyć zużycie paliwa oraz emisję dwutlenku węgla. W tym zakresie zastosowanie mają dwa rozwiązania. W koncepcji SES (*Smart Electronic Start/*

*Stop System*) sterownik silnika przejmuje funkcję sterowania zmodyfikowanym rozrusznikiem. Pozwala to oszczędzić paliwo przede wszystkim podczas postoju na światłach, czy w czasie postoju w korku.

Druga koncepcja nosi nazwę SPS (*Smart Power System*) bazuje na generatorze z dwoma trybami eksploatacji. Generator dostarcza energii do zasilania odbiorników w samochodzie. System może współpracować z rekuperacyjnym hamulcem podstawowym, który zamienia część energii hamowania na energię elektryczną i kumuluje ją w baterii o dużej pojemności.

Bardziej zaawansowane są systemy *Mild Hybrids* oraz *Strong Hybrids*, w których silnik elektryczny wspomaga okresowo silnik spalinowy, stanowiąc dodatkowe źródło napędu. Pierwszy wariant najczęściej obejmuje wyposażenie w silnik elektryczny o mocy 10-25 kW, który spełnia funkcję wspomagającą. Oferuje on dodatkową moc podczas wyprzedzania, tzw. efekt *boost*, a w połączeniu z silnikiem spalinowym o zmniejszonych wymiarach zapewnia oszczędność paliwa o około 30%. Takie zalety oferuje także system *Strong Hybrids*, wyposażony w wydajny silnik elektryczny o mocy około 50 kW. Generując moment obrotowy dochodzący do 350 N·m wydajniej wspomaga on pracę silnika spalinowego. Kierowca odczuwa bardziej dynamiczne przyspieszenie niż przy zastosowaniu samego tylko napędu spalinowego. Systemy *Strong Hybrids* oferują ponadto możliwość pokonywania krótszych tras wyłącznie przy zastosowaniu napędu elektrycznego, a tym samym jazdy przy zerowej emisji zanieczyszczeń. W takiej wersji system wymaga dodatkowego sprzęgła, które w razie potrzeby odłącza od siebie oba źródła napędu.

Hybrydowy silnik benzynowy ma szansę zrównać się pod względem osiągow i kosztów eksploatacji z silnikiem o ZS. Zarówno jedna jak i druga technika ma szerokie możliwości rozwoju. Napędy hybrydowe doskonale sprawdzają się w mieście, gdzie pojazd często musi się zatrzymywać. Z kolei pojazd z silnikiem o zapłonie samoczynnym ma przewagę na dłuższych trasach. Bosch zamierza w równym stopniu pracować nad obiema technikami napędowymi.

Oprac. na podst. [www.bosch.com](http://www.bosch.com),  
[www.motogazeta.mojeauto.pl](http://www.motogazeta.mojeauto.pl)

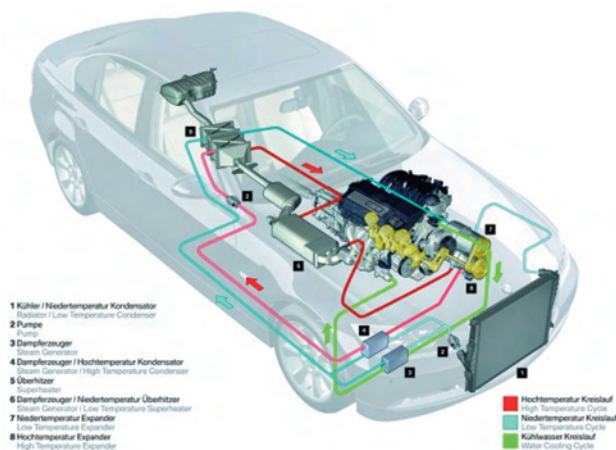
### **Ogniwa paliwowe firmy Fiat**



Coraz więcej koncernów rozpoczyna prace nad rozwojem ogniw paliwowych i zastosowania paliwa wodorowego w zasilaniu silników spalinowych. Również firma Fiat prowadzi intensywne prace nad systemem ogniw paliwowych. W tym zakresie podpisana została długoterminowa umowa między spółkami Nuvera Fuell Cells a Fiat Powertrain Technologies i Centro Ricerche Fiat. Umowa przewiduje wspólne prace badawczo-projektowe nad napędem wykorzystującym ogniwa paliwowe, który w późniejszym czasie mógłby być zastosowany we wszystkich pięciu markach wchodzących w skład grupy Fiata, w samochodach ciężarowych Iveco, a także w samochodach innych marek współpracujących z włoskim koncernem.

Prace mają umożliwić połączenie ogniw paliwowych Andromeda II zaprojektowanych przez firmę Nuvera z całą instalacją oraz sterownikami opracowanymi przez koncern Fiat. Wg przedstawicieli Fiata Andromeda II jest obecnie jednym z najbardziej obiecujących systemów, jaki został dotychczas stworzony. System ten pracuje przy znacznie niższym ciśnieniu bez konieczności dodatkowego zwilżania, co znacznie upraszcza jego budowę. Mniejsza ilość części konstrukcyjnych wpływa na znaczną redukcję ubytku mocy, upraszcza system sterowania i kontroli, co pozwala osiągnąć większą sprawność i niezawodność.

Oprac. na podst. [www.fiat.com](http://www.fiat.com),  
[www.all4engineers.com](http://www.all4engineers.com)



### BMW Turbosteamer

BMW po raz pierwszy stosuje w samochodach sprzężenie moc-ciepło. Projekt nazywa się Turbosteamer i wykorzystuje zasadę działania maszyny parowej.

Dotychczas uzyskano zachęcające wyniki: wzrost mocy o 15% i zmniejszenie zużycia paliwa w samochodzie średniej klasy o 1,5 dm<sup>3</sup>/100 km. Istota rozwiązania polega na lepszym wykorzystaniu ciepła odpadowego procesów silnikowych.

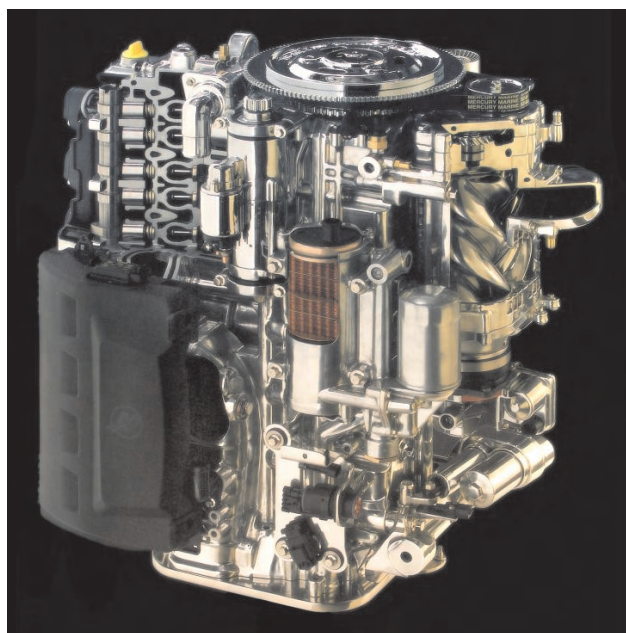
Nowy rodzaj napędu w połączeniu z 4 cylindrowym silnikiem BMW o pojemności 1,8 dm<sup>3</sup> pozwolił uzyskać w czasie badań na hamowni wzrost mocy o 10 kW i momentu obrotowego o 20 N·m oraz obniżenie zużycia paliwa o 15%. Dodatkowa moc i wynikająca z niej oszczędność uzyskiwana jest wyłącznie z odzysku ciepła spalin i płynu chłodzącego.

Projektowi nadano nazwę *Turbosteamer*. Wykorzystano w nim zasadę pracy maszyny parowej: w dwóch obiegach ciecz podgrzewana jest do pary napędzającej silnik. Pierwszym źródłem ciepła jest obieg wysokotemperaturowy, wykorzystujący poprzez wymiennik ciepła energię oddawaną przez gorące spaliny silnika. W ten sposób odzyskiwanych jest ponad 80% energii cieplnej zawartej w spalinach. Para trafia następnie bezpośrednio do maszyny rozprężającej (tzw. ekspandera) połączonej z wałem korbowym silnika spalinowego. Pozostałą energię cieplną przejmuje w znacznym stopniu układ chłodzenia silnika wykorzystywany jako drugie źródło energii *Turbosteamera*.

Badania nad proponowanym systemem wkroczyły w fazę prób hamownianych. Zapowiada się przygotowanie systemu do produkcji seryjnej w ciągu dziesięciu lat. Dalsze prace nad tą koncepcją będą polegać głównie na zmniejszeniu i uproszczeniu jego elementów składowych.

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

### Silniki okrętowe i morskie



### Doładowany silnik zaburtowy firmy Mercury

Firma Mercury wprowadza na rynek nowy zaburtowy silnik z systemem doładowania, o nazwie Verado™. Jest to silnik sześciocylindrowy, czterosuwowy o pojemności 2,598 dm<sup>3</sup>. Silnik w swej najmocniejszej wersji osiąga moc 275 KM (202 kW;  $N_1 = 78\text{kW/dm}^3$ ). Zastosowanie doładowania pozwala na osiągnięcie maksymalnego momentu w przedziale prędkości



## Prof. dr hab. inż. Teofil S. Wiśniewski

### 80-lecie urodzin

Prof. zw. dr hab. inż. Teofil Stanisław Wiśniewski w poznańskiej uczelni technicznej pracował od roku 1953. Urodził się w dniu 20 grudnia 1925 roku. Bezpośrednio po maturze uzyskanej w Liceum im. St. Żeromskiego w Toruniu (1946) ukończył Szkołę Inżynierską (1949) i Politechnikę Poznańską (1956). Uzyskał stopnie doktora (1963) i doktora habilitowanego nauk technicznych (1968) oraz tytuły profesora nadzwyczajnego (1975) i profesora zwyczajnego (1991). Na ostatnim roku studiów inżynierskich był przez 7 miesięcy asystentem wolontariuszem w Katedrze Silników Spalinowych Szkoły Inżynierskiej. Bezpośrednio po dyplomie magisterskim pracował w zakładzie APATOR Toruń na różnych stanowiskach inżynierskich (konstruktor narzędzi, kierownik narzędziowni, kierownik Działu Postępu Technicznego i Wynalazczości i in.). W 1953 roku wrócił do Poznania na studia magisterskie i objął stanowisko asystenta; po ich ukończeniu pracował jako adiunkt, a następnie docent. Od 1970 roku aż do przejścia na emeryturę kierował Zakładem Silników Spalinowych, z przerwą w latach 1991-1993.

Na Politechnice Poznańskiej Profesor był przewodniczącym Uczelnianej Komisji Wynalazczości, konsultantem naukowym i rzecznikiem patentowym Ośrodka Badań i Ochrony Patentowej Oddział PAN i Szkół Wyższych miasta Poznania, był też i jest nadal członkiem Sekcji Budowy i Eksploatacji Maszyn Komisji Nauk Mechanicznych i Budownictwa Oddziału PAN w Poznaniu. W latach 1981-1992 był członkiem Międzynarodowej Organizacji Silników Spalinowych CIMAC z siedzibą w Paryżu. Był też członkiem Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji Oddziału PAN w Krakowie w latach 1993-1997. W 1991 współorganizował Wielkopolskie Towarzystwo Uniwersytetów Ludowych z siedzibą w Poznaniu i jest nadal członkiem Zarządu Głównego. W latach 1968-1986 przebywał z przerwami na stypendium naukowym na Università degli Studi di Milano u światowej sławy specjalisty z dziedziny motoryzacji rolnictwa prof. Giuseppe Pellizzi, z którym nadal utrzymuje przyjacielskie kontakty. W dorobku ma ponad 70 publikacji własnych i współautorskich, 16 patentów, 36 projektów badawczych, ponad 100 recenzji kandydatów na stopnie i tytuły naukowe. Wypromował 16 doktorów i sprawował opiekę nad 4 habilitantami. Odznaczony został Złotym Krzyżem Zasługi (1973), Krzyżem Kawalerskim (1977) i Krzyżem Oficerskim Orderu Odrodzenia Polski (1990); otrzymał również Złotą Honorową Odznakę SIMP (1970), Odznakę Honorową „Za zasługi w rozwoju województwa poznańskiego” (1978), Medal „Za zasługi w rozwoju wynalazczości w Wielkopolsce” (1972), tytuł „Zasłużony Nauczyciel” (1980) i Medal



Prof. dr hab. inż. Teofil Stanisław Wiśniewski has been affiliated with Poznań University of Technology since 1953. He was born on December 20th 1925. Immediately after graduation from Stefan Żeromski Highschool in Toruń (1946) he matriculated in The School of Engineering (graduation-1949) and Poznań University of Technology (graduation-1956). He was admitted to the degree of a doctor in 1963, defended his post doctoral dissertation in 1968 and became a professor in 1975 and a full professor in 1991. In his last year of engineering studies for seven months he was a voluntary assistant lecturer at the Chair of Combustion Engines at the School of Engineering. Immediately after attaining his engineer qualification he began to work for APATOR Toruń on a variety of engineering positions (tool designer, manager of the tool room, manager of the Technical Development Section.) In 1953 he returned to Poznań to finish his M.Sc. studies and assumed the position of assistant lecturer. After graduation he worked as a lecturer and then assistant professor. From 1970 until his retirement he was head of the Chair of Combustion engines with a brief pause in the years 1991-1993.

At Poznań University of Technology Professor Wiśniewski was the chairman of the School Invention Committee, a scientific consultant and patent spokesman for The Center for Patent Protection- PAN Division and University Schools in Poznań. He is, until today, a member of the Section of Machine Design and Operation of the Committee for Mechanical Sciences and Building Industry at PAN Division in Poznań. In the years 1981-1992 he was a member of the International Organization for Combustion Engines CIMAC with the seat in Paris. He was also a member of the Committee for Scientific Problems of the Automotive Industry of the PAN Division in Cracow in the years 1993-1997. In 1991 He co-founded Wielkopolska Society of People's Universities with its seat in Poznań and remains in the position of member of the Management Committee until today. In the years 1968-1986 he was a visiting scientist at Università degli Studi di Milano working with professor Giuseppe Pellizzi a renown specialist in the field of motorized agriculture with whom he still stays in touch. His scientific achievements include 70 own and co-author publications, 16 patents, 36 research projects and over 100 reviews for scientific degrees. He promoted 16 doctors and supervised post doctoral students. He was awarded with Golden Cross of Merit (1973), Cavalier's (1977) and Officer's Cross of Poland Restitution Order (1990). He was also awarded with Golden Honorary SIMP Badge (1970), Honorary Badge for the input in the development of the Province of Wielkopolska (1978), a Medal for the Input in the Development of the Invention

Komisji Edukacji Narodowej (1981); był też laureatem 6 nagród Ministerstwa Edukacji Narodowej.

W ciągu liczącej 44 lata pracy dydaktycznej i naukowo-badawczej w Politechnice Poznańskiej współpracował z krajowym przemysłem silnikowym, w tym głównie z przemysłem wielkopolskim. Odnotować należy szczególnie aktywną współpracę z zakładami H. Cegielskiego oraz ZNTK w Poznaniu i WZM-PZL Krotoszyn, dla których wykonywał samodzielnie lub w zespołach wiele prac badawczych i ekspertyz. Najbardziej znaczącą pracą naukowo-badawczą prowadził jako kierownik wieloosobowego zespołu Politechniki Poznańskiej, współpracującego z OBRWSOiK-HCP (Ośrodkiem Badawczo-Rozwojowym Wysokoprężnych Silników Okrętowych i Kolejowych) w zakresie nowatorskiej na skalę światową koncepcji i badań silnika wysokoprężnego sterowanego elektronicznie (w ramach ówczesnego problemu węzłowego 05.10). Praca realizowana od 1972 roku ukończona została w HCP z powodzeniem na adoptowanym do badań silniku kolejowym C22, a koncepcja opatentowana w USA i Europie. Jednakże po rozwiązaniu w 1982 roku OBRWSOiK, twórcy koncepcji i autorzy patentu nigdy nie doczekali się realizacji i badań prototypu silnika, który byłby specjalnie do takiego sterowania zaprojektowany. Unieścieżniona została wówczas szansa wdrożenia w kraju myśli, która dzisiaj jest coraz powszechniej stosowana w przemyśle silnikowym.

W styczniu 1997 roku prof. T. S. Wiśniewski przeszedł na emeryturę.

Zarząd Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych i Redakcja czasopisma *Silniki Spalinowe* składają Panu Profesorowi serdeczne gratulacje z okazji Jubileuszu dołączając wyrazy głębokiego uznania za wkład wniesiony w rozwój silników spalinowych i duże zasługi w kształceniu kadry naukowej i inżynierskiej oraz w organizacji współpracy uczelni poznańskiej z przemysłem. Do gratulacji dołączamy nasze serdeczne życzenia wielu lat zdrowia i dalszych lat aktywności naukowej i organizacyjnej.

Initiative in Wielkopolska (1972), the title of a Teacher of Merit (1980) and Medal of the National Board of Education (1981). He also received 6 rewards of the Ministry of National Education.

In the 44 years of his scientific and didactic career at Poznań University of Technology he collaborated with the domestic engine manufacturing industry, chiefly in the province of Wielkopolska. Particularly notable collaboration is the one with the H. Cegielski and ZNTK works in Poznań, let alone WZM-PZL Krotoszyn, for which he performed, alone or as a team member, a variety of research projects and assessments. His most notable scientific research was a team project at Poznań University of Technology in cooperation with OBRWSOiK-HCP (Research and Development Center for Diesel Marine and Railroad Engines) regarding the novel concept and research of an electronically controlled Diesel engine (within the 05.10 project of Ministry of Education). The works continuing from 1972, successfully finished at HCP on an adapted C22 railroad engine, and the concept was patented in the US and Europe. After the dissolution of OBRWSOiK in 1982 the creators of this concept and the authors of the patent never had the chance to perform further tests on the specially designed prototype engine. The opportunity to implement the concept that is currently being more and more frequently applied in modern engines was lost.

In January 1997 professor T. S. Wiśniewski retired.

The management of Polish Scientific Society of Combustion Engines and the Editorial of *Silniki Spalinowe* (Combustion Engines) wish to congratulate professor on the jubilee, thank for the input in the development of combustion engines and recognize his success developing young scientists and engineers. We also wish to mention the achievements in the organization of cooperation between the university centers and the industry. We would also like to wish professor Wiśniewski many years in good health and further scientific and organizational successes.

## Książki silnikowe

### *Books on combustion engines*

#### SELECTED PROBLEMS OF FUEL SUPPLY IN HIGH-SPEED DIESEL ENGINES

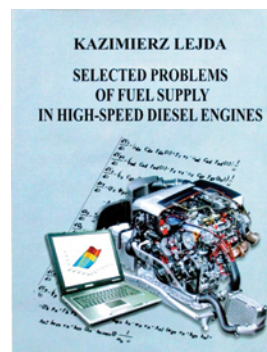
Kazimierz Lejda

Wydawnictwo META, Lwów, rok wyd. 2004, s. 225.

*Książka zawiera wybrane problemy współczesnych systemów wtryskowych paliwa stosowanych aktualnie w szybkoobrotowych silnikach o zapłonie samoczynnym. Opisano kryteria doboru układów paliwowych, ze szczególnym uwzględnieniem zagadnień obejmujących symulację numeryczną. Podano dwie metody symulacji, opartą o „przebiegi falowe” oraz „przemieszczającego się elementu objętościowego”. Podano algorytmy obliczeń oraz główne równania dla systemów z pompami rzędowymi, rozdzielczowymi (w układzie osiowym i promieniowym), z pompowtryskiwaczem oraz common rail. Zwrócono również uwagę na zagadnienia ekologiczne*

*oraz wskazano na prognozy rozwojowe układów wtryskowych szybkoobrotowych silników o ZS, w tym na perspektywę stosowania paliw naturalnych oraz innych źródeł energii (m.in. ogniów paliwowych). Opisano ponadto własne badania i powstające konstrukcje pomp wtryskowych (rzędowej PWM4 i rozdzielczowej PR4) w zespole pod kierunkiem autora.*

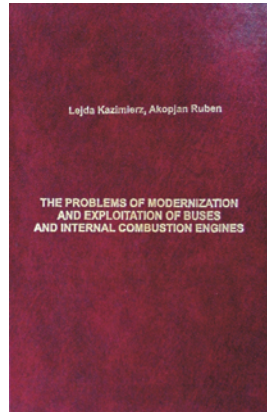
#### THE PROBLEMS OF MODER-



## NIZATION AND EXPLOITATION OF BUSES AND INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Kazimierz Lejda, Ruben Akopjan  
Wydawnictwo META, Lwów, rok wyd. 2001, s. 411.

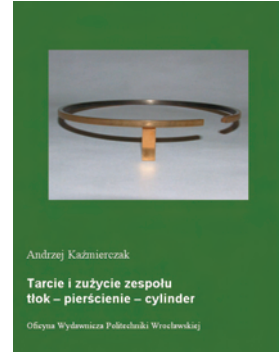
Treść książki obejmuje wybrane zagadnienia rozwoju współczesnych systemów eksploatacji autobusów oraz silników spalinowych stanowiących ich źródło napędu. Zwrócono szczególną uwagę na hydromechaniczne układy napędowe, mechanizmy kierownicze, mechanizmy hamulcowe oraz układy zawieszania. Zostały opisane najnowsze rozwiązania konstrukcyjne wymienionych układów funkcjonalnych, kryteria eksploatacji oraz naprawy zespołów i podzespołów. Przytoczono przykładowe rozwiązania zastosowane w konkretnych typach autobusów. Odnośnie silników spalinowych o zapłonie samoczynnym stosowanych do napędu autobusów przedstawiono wybrane problemy z zakresu układów zasilania, niezawodności i eksploatacji oraz uwarunkowań ekolo-



## TARCIE I ZUŻYCIE ZESPOŁU TŁOK – PIERŚCIENIE – CYLINDER

Andrzej Kaźmierczak  
Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, rok wyd. 2005.

Zespół tłok-pierścienie tłokowe-cylinder jest rozwiązaniem konstrukcyjnym powszechnie stosowanym do uszczelnienia przestrzeni roboczej w ruchu posuwisto-zwrotnym. Wykonywany ruch z zerową prędkością w położeniach zwrotnych stwarza istotne trudności tribologiczne. Właściwy dobór materiałów z jakich są wykonane te elementy jest warunkiem poprawnej i długotrwałej pracy zespołu. W opracowaniu przedstawiono nowy algorytm doboru materiałów par trących uwzględniający ich właściwości fizyczne opisane swobodną energią powierzchniową i jej składowymi. Dowiedziono na podstawie rozważań teoretycznych popartych przeprowadzonymi badaniami na triboteście i obiekcie rzeczywistym, że właściwy dobór swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych umożliwił obniżenie tarcia oraz zużycia.



## Doktoraty

### Doctorates

#### Dr inż. Artur JAWORSKI

##### Wpływ parametrów wtrysku sekwencyjnego układu zasilania ciekłym LPG na wybrane parametry użytkowe silnika spalinowego

Promotor: Prof. PRz, dr hab. inż. Kazimierz Lejda – Politechnika Rzeszowska

Recenzenci: Prof. dr hab. inż. Kazimierz Golec – Politechnika Krakowska, Prof. PRz, dr hab. inż. Tadeusz Knap – Politechnika Rzeszowska  
Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej w dniu 14 grudnia 2005 r.

W pracy przedstawiono analizę teoretyczną i badania eksperymentalne dotyczące silnika o zapłonie iskrowym zasilanego LPG w systemie sekwencyjnego wtrysku w fazie ciekłej do kolektora dolotowego. Celem badań było określenie zależności między parametrami wtrysku (fazy ciekłej) paliwa LPG a parametrami użytkowymi silnika oraz emisją zanieczyszczeń w spalinach. Sformułowano tezę, że jest możliwe kształtowanie wskaźników użytkowych i ekologicznych silnika przez zmianę początku wtrysku sekwencyjnego oraz zmianę różnicy kątowej między wtryskiem wstępnym i zasadniczym. Obiektem stanowiącym podstawę badań był sześciocylindrowy, turbodoładowany silnik ZI typu MD-111E produkcji WSK PZL-Mielec, zaadaptowany do zasilania w systemie sekwencyjnego wtrysku ciekłego LPG firmy Vialle. Analizowanymi w rozprawie parametrami wtrysku były: ciśnienie wtrysku, początek wtrysku, czas wtrysku oraz temperatura paliwa. Badania realizowano przy zasilaniu silnika mieszanką stechiometryczną dla różnych prędkości obrotowych i obciążeń silnika. Analizowano pojedynczy oraz podwójny wtrysk sekwencyjny. Na potrzeby pracy opracowano jednostrefowy, zerowymiarowy model matematyczny, który był zweryfikowany doświadczalnie na stanowisku hamownianym.

Przeprowadzone badania potwierdziły tezę i wykazały wyraźną zależność między parametrami wtrysku ciekłego LPG a parametrami użytkowymi oraz emisją związków toksycznych w spalinach. Ważnym zagadnieniem przy zasilaniu w systemie wtrysku ciekłego LPG jest zmiana temperatury paliwa i związana z tym zmiana ciśnienia wtrysku. Parametry te w dużym

stopniu mają wpływ na dawkę paliwa, która przyczynia się do zmiany parametrów użytkowych oraz zawartości związków toksycznych. W pracy wykazano również, iż sekwencyjny podwójny wtrysk ciekłego LPG jest korzystnym sposobem zasilania, umożliwiającym stosowanie wtryskiwacza o mniejszym wydatku do silnika o dużej objętości skokowej.

Wyniki oraz sformułowane wnioski mogą być przydatne na etapie projektowania wtryskowych układów zasilania ciekłymi paliwami gazowymi oraz przy adaptacji silników do zasilania gazowego.

#### Dr inż. Marek WALIGÓRSKI

##### Możliwości zastosowania pokładowego systemu diagnostycznego (OBD) do silników HD-D lokomotyw spalinowych na przykładzie monitora wypadania zapłonów

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

Recenzenci: Prof. PW, dr hab. inż. Zdzisław Chłopek – Politechnika Warszawska, Prof. PP, dr hab. inż. Franciszek Tomaszewski – Politechnika Poznańska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w dniu 20 grudnia 2005 r.

Celem pracy doktorskiej była ocena możliwości zastosowania pokładowego systemu diagnostycznego do silników spalinowych lokomotyw. Możliwość implementacji wymagań diagnostyki pokładowej do silników spalinowych lokomotyw dotyczyła zarówno bezwarunkowych, jak i warunkowych procedur diagnostycznych kontroli procesów, elementów i podzespołów silnika, których niesprawności mogą być przyczyną zwiększenia emisji szkodliwych składników spalin z układu wylotowego i zasilania silnika. Praktyczną weryfikację rozważań zawartych w pracy przeprowadzono analizując możliwość zastosowania procedur diagnostycznej kontroli procesu spalania (identyfikacja wypadania zapłonów) w silnikach ZS pod kątem realizacji monitora wypadania zapłonów systemu OBD w lokomotywach spalinowych. W tym celu opracowano metodę wy-

krywania wypadania zapłonów w silniku ZS, która bazuje na wykorzystaniu wybranych charakterystyk i parametrów sygnału drganiowego. Badania zrealizowane w ramach pracy miały na celu weryfikację możliwości wykorzystania wybranych charakterystyk i parametrów sygnału drganiowego do wykrywania wypadania zapłonów.

Badania obejmowały dwa etapy: badania laboratoryjne na jednocylindrowym silniku doświadczalnym typu SB 3.1 (hamownia silnikowa) oraz badania stanowiskowe silnika spalinowego typu 2112 SSF wykonane na lokomotywie serii SU45. W obu etapach badań rozważano wpływ braku zapłonów na wybrane charakterystyki i parametry sygnału drganiowego dla różnych punktów pracy silnika. Badania laboratoryjne pozwoliły na wybór sygnału i parametru diagnostycznego, kierunku rejestracji sygnałów pomiarowych i mocowania przetworników drgań na silniku. Dały one również cenne informacje dotyczące możliwości wykorzystania bezwymiarowych i wymiarowych miar punktowych procesów drganiowych do oceny braku spalania. Badania na silniku spalinowym lokomotywy miały charakter aplikacyjny. Uzyskane wyniki potwierdziły możliwość zastosowania metod drganiowych do oceny braku zapłonów w silniku ZS i dowiodły możliwości realizacji monitora wypadania zapłonów systemu

OBD w grupie pojazdów szynowych.

Wynikiem pracy jest opracowanie metody, która umożliwi wykrycie wypadania zapłonów w silniku spalinowym na podstawie zmierzonych sygnałów drgań. Opracowana metoda może być zastosowana do oceny braku spalania w ramach diagnostyki pokładowej OBD (realizacja procedur diagnostycznych). Dowiedziono, że powyższa metoda może być stosowana do różnych typów silników spalinowych, a realizowana diagnostyka jest jednoznaczna w różnych warunkach pracy silnika. Dynamika zmian parametrów diagnostycznych wskutek wystąpienia braku zapłonu w przypadku sygnału drganiowego okazała się znacznie większa od tej uzyskanej dla wartości szczytowej ciśnienia w cylindrze. W rozprawie zaproponowano i zbudowano algorytmy oceny braku zapłonów w silniku ZS, wykorzystujące sygnał drganiowy. W wyniku tych działań uzyskano narzędzia do realizacji systemu OBD w lokomotywach spalinowych.

## **Rozwojowa tematyka prac naukowych, jednostek naukowo-badawczych z dziedziny silników spalinowych i układów przeniesienia napędów**

*Symposium odbyte z okazji jubileuszu 70-lecia urodzin  
Profesora dr. hab. inż. Macieja Sobieszczańskiego*

**Development as the subject of research made by research centers  
on combustion engines and transmission systems**

*Symposium to celebrate the jubilee of the 70th birthday  
of Professor Maciej Sobieszczański, Dr.Sc., Mech. Eng.*

W dniach 4-5 listopada 2005 roku w Lipowej k. Bielska-Białej odbyło się sympozjum naukowe zorganizowane przez Katedrę Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej i Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Samochodów Małolitrażowych BOSMAL w Bielsku-Białej. Wzięło w nim udział grono znanych, wybitnych specjalistów z zakresu pojazdów samochodowych i silników spalinowych w Polsce; w obradach uczestniczyło 55 osób.

Sympozjum było połączone z obchodami jubileuszu urodzin profesora dr. hab. inż. Macieja Sobieszczańskiego, członka zarządu i skarbnika Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych, profesora w Akademii Techniczno-Humanistycznej od wielu lat.

Obrady odbyły się w

The symposium organized by The Chair of Combustion Engines and Vehicles at the Academy of Technology and Humanity and the Bosmal R&D Center in Bielsko-Biała was held in Lipowa near Bielsko-Biała on the 4<sup>th</sup> and 5<sup>th</sup> November, 2005. It was attended by a group of outstanding specialists in vehicles and combustion engines in Poland, 55 people took part in the conference.

The symposium was at the same time the occasion to celebrate the jubilee birthday of Professor Maciej Sobieszczański, DSc, MEng, a Management Board member and treasurer of Polish Scientific Society of Combustion Engines.

The conference was held in two sessions, the first devoted to the laudation to celebrate the 70<sup>th</sup> birthday of Professor Sobieszczański. It included the



dwóch sesjach, pierwsza sesja poświęcona była laudacji z okazji 70-lecia urodzin profesora Macieja Sobieszczańskiego. Obejmowała następujące wystąpienia:

- prof. dr hab. inż. Ewy Benko – prorektora Akademii Techniczno-Humanistycznej,
- dr inż. Doroty Pawlus – prodziekana Wydziału Budowy Maszyn i Informatyki,
- profesora ATH dr. hab. inż. Kazimierza Romaniszyna – kierownika Katedry Silników Spalinowych i Pojazdów.

Prezes Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz wręczył Jubilatowi Medal Towarzystwa, przyznany za szczególne osiągnięcia w rozwoju silników spalinowych oraz wkład w utworzenie i działalność Towarzystwa. Następnie głos zabrali przedstawiciele wszystkich ośrodków uczelnianych i badawczych reprezentowanych na uroczystości.

W pierwszych dwóch wystąpieniach władz Uczelni i Wydziału zwrócono szczególną uwagę na zasługi profesora Sobieszczańskiego w przekształceniu filii Politechniki Łódzkiej w samodzielną uczelnię wyższą o znacznym potencjale naukowym i badawczym. Podkreślano udział Profesora w tworzeniu bazy naukowo-dydaktycznej obecnej Katedry Silników Spalinowych i Pojazdów, Jego wysiłki w nawiązywaniu oraz rozwoju współpracy naukowej i organizacyjnej z przemysłem w Regionie oraz w kraju. W wystąpieniach podkreślono duży autorytet naukowy i etyczny, jaki Profesor osiągnął przez cały okres swojej pracy zawodowej, nie tylko w Bielsku Białej, lecz także wśród specjalistów z uprawianej dziedziny w całym kraju.

Profesor Kazimierz Romaniszyn przedstawił sylwetkę Jubilata. Ciekawe i barwne wystąpienie było ilustrowane zdjęciami z życia rodzinnego, kariery zawodowej i uprawiania sportów, w tym alpinizmu, jeździectwa i żeglarstwa. Poniżej przedstawiono skrótowy życiorys Jubilata zawarty w tym wystąpieniu.

\*\*\*

### **Działalność naukowa Prof. Macieja Sobieszczańskiego**

Maciej Sobieszczański urodził się 22 sierpnia 1935 roku w Warszawie jako potomek starej rodziny szlacheckiej, której pisane kroniki sięgają czasów napoleońskich.

Jego pradziadek, uczestnik Powstania Styczniowego był orędownikiem i prekursorem postępu technicznego w rolnictwie. W swoim majątku w Podludowie na Lubelszczyźnie wybudował pierwszą w Polsce fabrykę mączki kartoflanej. Dziadek Wojciech, był działaczem narodowym i gospodarczym. Ojciec Jerzy, po ukończeniu gimnazjum we Lwowie służył w 5. pułku Ułanów, a w ostatnich latach przed wojną w Centrum Wyszkolenia Kawalerii w Grudziądzu. W czasie wojny działał w ZWZ i AK. W 1946 roku został aresztowany przez komunistyczne władze i jako więzień polityczny osadzony we Wronkach koło Poznania.

Maciej Sobieszczański pierwsze swoje lata spędził w Grudziądzu i Ostrołęce. W czasie II Wojny Światowej mieszkał w Łubczu koło rodzinnego Podludowa i w Tomaszowie Lubelskim, a następnie – uciekając z rodzicami przed prześladowaniami Ukraińców – w majątku Węglin u Zygmunta Sobieszczańskiego, w Łopienniku i Lublinie. Na początku 1945 roku wraz z rodzicami przeniósł się do Kalisza, gdzie ukończył szkołę podstawową i rozpoczął naukę w gimnazjum.

following pronouncements:

- Prof. Ewa Benko, DSc, MEng – Deputy Rector of the Academy of Technology and Humanities (ATH),
- Dorota Pawlus, DSc, MEng. – Deputy Dean of Machine Design and Information Technology Faculty (ATH),
- Prof. Kazimierz Romaniszyn, DSc, MEng – Head of the Chair of Combustions Engines and Vehicles.

The Chairman of Polish Scientific Society of Combustion Engines Prof. Jerzy Merkisz handed over the jubilee celebrator the Society Medal awarded for his remarkable achievements in the development of combustion engines and contribution in the foundation and activity of the Society. Then spoke the representatives of all the university and research centers participating in the event.

In the first two pronouncements of the School and Faculty authorities, particular attention was paid to the merits of Professor Sobieszczański in the transformation of a branch of Łódź University of Technology into an independent university center with a significant scientific and research potential. The Professor's participation in creating the scientific-educational base of the present Chair of Combustion Engines and Vehicles, His efforts in the start and development of scientific and organizational cooperation with the industry of the region and the whole country, were emphasized. The pronouncements emphasized the high scientific and ethic authority that the Professor achieved throughout the entire period of his professional work, not only in Bielsko-Biała, but also among the specialists in his field all over the country.

Professor Kazimierz Romaniszyn presented the Jubilee Celebrator's profile. His interesting and colorful speech was illustrated with photographs of family life, professional career and sports activities, including alpinism, horse riding and sailing. An abridged biography of the Jubilee Celebrator included in this pronouncement is presented below.

\*\*\*

### **The scientific activity of Prof. Maciej Sobieszczański**

Maciej Sobieszczański was born in Warsaw on 22<sup>nd</sup> August, 1935 in an old gentry family whose written chronicles date back to the Napoleon's time.

His great-grandfather, participant of the January Insurrection was a spokesman and forerunner of technological progress in agriculture. He built the first starch factory in Poland in his property in Podludów in the Lublin Region. The grandfather, Wojciech was a national and economic activist. His father, Jerzy, after completion of the middle school in Lwów served in the 5<sup>th</sup> Uhlans Regiment and in the Center of Cavalry Training in Grudziądz the last years before the war. During the war he acted in Military Fighting Union and the National Army. In 1946 he was arrested by the communist regime and as a political prisoner was put in the Wronki prison near Poznań.

Maciej Sobieszczański spent the first years of his life in Grudziądz and Ostrołęka. During the second world war he lived in Łubcz near his home Podludów and in Tomaszów Lubelski, afterwards – escaping together with his parents from the Ukrainians' oppressions – they moved to Węglin, the property of Zygmunt Sobieszczański, in Łopiennik and Lublin. Early in 1945, together with his parents, he moved to Kalisz, where he completed the pri-

W 1950 roku wraz z siostrą Anną przeniósł się do Gdyni Orłowa, gdzie mieszkał u wujka Józefa Sobieszczańskiego. W grudniu 1951, po zwolnieniu ojca z więzienia i wydaleniu rodziny z pasa nadgranicznego wybrzeża, rodzina Sobieszczańskich zamieszkała w Łodzi. W Łodzi, w 1953 roku, Maciej Sobieszczański uzyskał świadectwo dojrzałości.

Studia wyższe ukończył na Wydziale Mechanicznym Politechniki Łódzkiej w 1959 roku w specjalności budowa samochodów. Pracę zawodową rozpoczął w 1958 roku jako stażysta w Katedrze Budowy Samochodów PŁ. W 1967 roku poślubił swoją obecną żonę Elżbietę, z którą ma dwóch synów: Jana i Krzysztofa.

W latach 1963-66 był zatrudniony jako konstruktor w Biurze Konstrukcyjnym FSC Starachowice z siedzibą w Łodzi, gdzie pracował nad prototypem dwusuwowego silnika o zapłonie samoczynnym o symbolu DSV-6 przeznaczonym do napędu ciężarówek. W 1967 roku wrócił do pracy w Politechnice Łódzkiej, gdzie został starszym asystentem w Katedrze Ciepłych Maszyn Tłokowych.

Po utworzeniu Filii Politechniki Łódzkiej w Bielsku-Białej Maciej Sobieszczański przeniósł się w 1974 roku do Bielska i rozpoczął pracę w Instytucie Technologiczno-Samochodowym kierowanym wówczas przez prof. dr hab. inż. Jana A. Wajandę. W 1975 roku na Wydziale Mechanicznym PŁ obronił z wyróżnieniem pracę doktorską pt. Kształtowanie przebiegu wydzielania ciepła i niektórych parametrów pracy silnika z zapłonem samoczynnym przez zmiany przebiegu wtrysku paliwa.

Stopień doktora habilitowanego Maciej Sobieszczański uzyskał w 1989 roku w Politechnice Łódzkiej na podstawie rozprawy: Matematyczny model procesu wtrysku w silniku o zapłonie samoczynnym w aspekcie energetycznej metody pomiaru dawki wtrysku.

W latach 1993-99 prof. Sobieszczański był dziekanem Wydziału Budowy i Eksploatacji Maszyn Filii Politechniki Łódzkiej w Bielsku-Białej oraz pełnił funkcję kierownika Katedry Sterowania i Zasilania Silników Spalinowych. W 2001 roku otrzymał tytuł profesora oraz Krzyż Kawalerski Orderu Odrodzenia Polski. Po przekształceniu Filii PŁ w Akademię Techniczno-Humanistyczną pełnił funkcję kierownika Katedry Silników Spalinowych i Pojazdów.

Profesor Sobieszczański jest członkiem amerykańskiego stowarzyszenia SAE i jednym z założycieli Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych.

### Dorobek naukowy

W działalności naukowej Profesor Sobieszczański prowadził prace obejmujące:

- numeryczne rozwiązywanie zagadnień przepływu paliwa w układach wtryskowych silników o zapłonie samoczynnym,
- modelowanie procesu wtrysku w układach paliwowych silników o zapłonie samoczynnym,
- tworzenie algorytmów i programów komputerowych wspomagających dobór parametrów wtrysku silników o ZS i ZI,
- analizy porównawcze parametrów wtrysku w układach zasilania silników o ZS typu PLN i UI,
- modelowanie i badania zjawisk dynamicznych w układach dolotowych tłokowych silników spalinowych.

Profesor M. Sobieszczański wypromował pięciu doktorów. Kierował także pracami w pięciu grantach naukowych.

Do innych ważniejszych prac Profesora można zaliczyć dwie monografie oraz dwadzieścia dziewięć recenzowanych artykułów w czasopiśmie zagranicznych i krajowych. Recenzował 15 prac doktorskich i habilitacyjnych.

### Działalność pozauczelniana

Maciej Sobieszczański to człowiek o ogromnej ciekawości i

mary school and started education at a middle school.

In 1950, together with his sister Anna, he moved to Gdynia Orłowo, where he lived with his uncle, Józef Sobieszczański. In December 1951, after his father was released from prison and the family expelled from the border coast zone, the Sobieszczański family moved to Łódź, where in 1953 Maciej Sobieszczański graduated from the secondary school in 1953.

He completed university studies at the Mechanical Faculty of Łódź University of Technology in 1959, his specialization; car construction. He started his professional work in 1958 as a trainee at the Chair of Car Construction of Łódź University of Technology. In 1967 he married his present wife Elżbieta with whom he has two sons: Jan and Krzysztof.

In the years 1963-66 he was employed as a design engineer in the Design Office of Truck Factory Starachowice located in Łódź, where he worked on a prototype of a two-stroke self ignition engine marked with DSV-6 symbol designed as a truck drive. In 1967 he returned to work at Łódź University of Technology becoming an assistant lecturer at the Chair of Piston Thermal Machines.

After foundation of Łódź University of Technology Branch in Bielsko-Biała, Maciej Sobieszczański moved to 1974 to Bielsko and started to work at Automotive Technology Institute, managed by Prof. Jan A. Wajand, DSc, MEng. In 1975 he passed with honors his doctor thesis entitled: "The formation of the heat release process and some self-ignition engine parameters through the change in the fuel injection course" at the Mechanical Faculty of Łódź University of Technology".

Maciej Sobieszczański was conferred the degree of Assistant Professor in 1989 at Łódź University of Technology based on thesis: „The mathematical model of the injection process in the self-ignition engine in the aspect of the energetic method of the injection dose measurement”.

In the years 1993-99 Prof. Sobieszczański was the dean of the Faculty of Machine Design and Operation at Łódź University of Technology Branch in Bielsko-Biała and functioned as the Head of Chair of Combustion Engine Fuelling and Control. In 2001 he was conferred the title of Professor and received the Cavalier's Cross of the Poland Restitution Order. After the Branch of Łódź University of Technology was transformed University of Bielsko-Biała, he functioned as Head of the Chair of Combustion Engines and Vehicles.

Professor Sobieszczański is a member of American Society SAE and one of the founders of Polish Scientific Society of Combustion Engines.

### Scientific output

Professor Sobieszczański, as part of his scientific activity, made research including the following:

- numerical solution of the issues of fuel flow in the injection systems of self-ignition engines,
- injection process modeling in the fuel systems of self-ignition engines,
- creating algorithms and computer programs supporting the selection of injection parameters of self-ignition and spark-ignition engines,
- comparative analyses of injection parameters in self-ignition engine type PLN and UI drive systems,
- modeling and testing the dynamic phenomena in the inlet systems of piston combustion engines.

Professor M. Sobieszczański promoted five doctors. He also managed the work in five research grants.

Other more important works of the Professor include two monographs and twenty nine reviewed articles in international and Polish periodicals. He reviewed 15 doctor and associate professor

chęci poznawania Świata. Do pasji Jego można zaliczyć:

- działalność w Studenckim Teatrze Satyry PSTRĄG,
- członkostwo w Klubie Wysokogórskim, w ramach którego był członkiem wyprawy alpinistycznej w góry Etiopii,
- działalność w Łódzkim Klubie Jeździeckim,
- szeroką działalność żeglarską, w ramach której, m.in.: uczestniczył w oceanicznym rejsie na Wyspy Kanaryjskie i do Las Palmas, wziął udział w *Sail Operation* do Montrealu na Igrzyska Olimpijskie w 1976 roku; był członkiem Komisji Rewizyjnej Polskiego Związku Żeglarskiego; w 1980 r. był członkiem założycielem Yacht Klubu Polski w Bielsku Białej; jest zapalonym narciarzem.

\*\*\*\*\*

W drugiej części sympozjum prowadzonej przez prof. dr hab. inż. Kazimierza Romaniszyna referaty wygłosili:

1. Prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny z Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni – nt. zagadnień dotyczących proponowanych kierunków badań w dziedzinie silników spalinowych;
2. Dr inż. Antoni Świątek, dyrektor Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Samochodów Małolitrażowych BOSMAL – nt. zagadnień dotyczących aktualnych i proponowanych kierunków badań w pojazdach samochodowych.

Po wysłuchaniu referatów odbyła się dyskusja na temat aktualnych i przewidywanych kierunków badań i rozwoju pojazdów samochodowych i silników spalinowych. Niniejsze omówienie koncentruje się na dyskusji dotyczącej zagadnień związanych z silnikami spalinowymi.

Jako pierwszy głos zabrał prof. dr hab. inż. **Cezary Szczepaniak** (Politechnika Łódzka). Zwrócił uwagę na występowanie wielu alternatywnych źródeł napędu pojazdów, lecz stwierdził, że przestawienie gospodarki światowej i zastąpienie nimi powszechnie dostępnych silników spalinowych jest nierealne w perspektywie co najmniej najbliższych 100 lat. Zauważył, że odnośnie rozwoju samochodu w najbliższym stuleciu na świecie da się wyróżnić kilka możliwych kierunków. W Stanach Zjednoczonych Ameryki oraz w Japonii poglądy dotyczące dalszego rozwoju pojazdów i ich napędów są dość jasno sprecyzowane. W Europie brak jest natomiast jednoznacznych poglądów na ten temat. W Ameryce powstała organizacja o nazwie *Partnership for New Generation of Vehicles*, której przewodniczący zapowiedział, że przyszłościowy samochód będzie zużywał 0,25 dm<sup>3</sup> paliwa na 100 km. Jednak zrealizowanie takiego programu okazuje się trudniejsze niż wcześniejszy program kosmiczny Apollo.

Socjologowie są zgodni, że nie ma trzeciej cywilizacji przemysłowej, jest natomiast początek cywilizacji informacyjnej, w której techniki i technologie informacyjne zdominowały życie, a nasze współczesne osiągnięcia zostały oparte o tzw. motorogamię. Ma to inny charakter niż wcześniej przewidywane różne scenariusze rozwoju cywilizacji.

Prof. dr hab. inż. **Andrzej Kowalewicz** (Politechnika Radomska) zauważył, że obecne spotkanie jest szczególnie istotne na koniec roku, w którym odbyło się w kraju wiele bardzo ciekawych konferencji: Kongres Silników Spalinowych Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych, Konferencja KONES 2005 i Międzynarodowe

theses.

### Off-university activity

Maciej Sobieszcański is a man with immense interest and willingness to explore the world. His passions include:

- activity in the Student Satirical Theater PSTRĄG,
- membership in the Alpine Club with whom he participated in the alpine expedition in the mountains of Ethiopia,
- activity in Łódź Horse-riding club,
- extensive sailing activity, including: he participated in the oceanic cruise to Canarian Islands and Las Palmas, within the *Sail Operation*, he sailed to Montreal to the Olympic Games in 1976; he was a member of the Board of Control of the Polish Sailing Union; in 1980 he was a founder-member of the Yacht Club of Poland in Bielsko-Biała; he is a keen skier.

\*\*\*\*\*

In the second part of the symposium, chaired by Prof. Kazimierz Romaniszyn the lectures were presented by:

1. Prof. Leszek Piaseczny, DSc, MEng of Polish Naval Academy in Gdynia – on the questions concerning the proposed research directions in the scope of combustion engines;
2. Antoni Świątek, PhD, MEng – the Director of the Bosmal R&D Center in Bielsko-Biała – on the questions concerning the current and proposed directions of research in motor vehicles.

After the lectures, the current and projected directions of research and development of motor vehicles and combustion engines were discussed.

First spoke Prof. **Cezary Szczepaniak**, DSc, MEng (Łódź University of Technology). He pointed out the occurrence of numerous alternative vehicle powertrains, however he stated that the transposition of the global economy and replacement of the commonly available combustions engines with alternative power trains would be unrealistic within at least 100 years to come. He noted that there were several possible directions as far as the car development in the world is concerned in the century to come. In the USA and Japan the views on the cars and the further development of their drives are stated rather explicitly. In Europe, however, there are no express views thereon. In America an organization called *Partnership for New Generation of Vehicles* was established, whose chairman announced that the car of the future would consume 0,25 liter fuel per 100 km. The fulfillment of such program, however, appears to be more difficult than the Apollo program earlier on.

The sociologists agree that there is no third industrial civilization, but we face the beginning of the information civilization, in which the techniques and technologies dominated the life and our contemporary achievements were based on a so-called motor-gamy. It is of a different nature than the various scenarios of civilization development, projected before.

Prof. **Andrzej Kowalewicz**, DSc, MEng (Radom University of Technology) noted that the present meeting was particularly significant for the end of the year in which numerous interesting conferences were held: PTNSS Congress, KONES 2005 Conference and International Combustion Congress. The questions related to engines were widely

Symposium Spalania. Na konferencjach tych były szeroko omawiane zagadnienia silnikowe.

Prof. Kowalewicz powiedział także: ...mamy za sobą ok. 125 lat silników spalinowych napędzanych paliwami konwencjonalnymi. Uważam, że przedłużenie życia współczesnych silników spalinowych po przeprowadzeniu pewnych modyfikacji jest możliwe dzięki zastosowaniu paliw roślinnych, a w naszej strefie klimatycznej szczególnie paliw rzepakowych lub paliw alkoholowych. Te ostatnie mają szczególnie korzystne właściwości, gdyż zawierają w sobie tlen, który umożliwi wcześniejsze spalanie i pozwala na przyspieszenie odparowania reszty paliwa prowadząc do obniżenia emisji. Produkcja takich paliw nie będzie powodowała problemów ze względu na dużą ilość dostępnego surowca. Przy zastosowaniu tego rodzaju paliwa modyfikacje w silniku są niewielkie.

Kolejnym rozwiązaniem może być zastosowanie wodoru, niekoniecznie do ogniwa paliwowego, lecz może być wykorzystany do bezpośredniego zasilania silnika spalinowego, jak w przypadku silników BMW, które na razie są dostępne jako silniki badawcze. Takie zastosowanie przedłuży występowanie silników spalinowych – wodor jest wszędzie, istnieje tylko kwestia jego pozyskania.

Prof. dr hab. inż. **Piotr Wolański** (Politechnika Warszawska) zwrócił uwagę, że wodor nie jest nowym paliwem, gdyż jest dobrze znany z napędów raketowych. Wodor w silnikach raketowych spala się bardzo dobrze, a technologia jego spalania jest znana już od początku lat 60-tych. Maksymalna sprawność ogólna takiego silnika raketowego wynosi ok. 70%. W latach 70-tych były prowadzone analizy możliwości i korzyści z zastosowania wodoru do napędu silników lotniczych. Nawet biorąc pod uwagę konieczność transportowania na swym pokładzie dużych zbiorników ciekłego wodoru okazuje się, że efektywność takiego transportu poddźwiękowego, a szczególnie naddźwiękowego, byłaby znacznie większa niż na paliwach konwencjonalnych. Pomimo swoich zalet zasilanie wodorowe nie znalazło zastosowania w lotnictwie.

W silnikach spalinowych problem transportowania wodoru na pokładzie jest problemem zasadniczym i nie został dotychczas rozwiązany w taki sposób, by można było wodor w sposób ekonomiczny wykorzystywać, a w najbliższym czasie jest to mało prawdopodobne. Zastosowanie wodoru w ogniwach paliwowych jest znane od dawna, ale mimo dużych nakładów finansowych na rozwój ogniwa paliwowych łączne ich sprawności w stosunku do napędów hybrydowych nie są zadowalające i są znacznie mniejsze niż silnika spalinowego. Przerabianie wodoru w ogniwach i stosowanie złożonego cyklu przetwarzania energii ma mniejszy sens niż bezpośrednie wykorzystanie wodoru do zasilania silników spalinowych.

Konwencjonalne silniki spalinowe wymagają dalszego rozwoju, ale mają jeszcze duży potencjał rozwojowy i istnieje możliwość szerokiej ingerencji we wszystkie jego elementy i odpowiednie dostosowanie pracy do różnych obciążeń przy bieżącym sterowaniu mikroprocesorowe. Pozwoli to na znaczne poprawienie efektywności energetycznej całego

discussed on the conferences.

Prof. Kowalewicz also said: ...ca. 125 years of combustion engines powered by conventional fuels have passed. I think that extending the life of the contemporary combustion engines, upon certain modifications, is possible thanks to the application of vegetable fuels and in our climatic zone – the fuels based on rape or alcohol, in particular. The latter have particularly beneficial properties as they contain oxygen, which allows for earlier combustion and allows for the accelerated evaporation of the rest of the fuel, leading to lower emission. The production of such fuels would cause no problems, due to the large quantity of raw material available. When using such fuel the modifications to the engine required are scarce.

Another solution can be the application of hydrogen, not necessarily to the fuel cell, but it may be used as the direct combustion engine power train, as in case of the BMW engine however so far only the research engine models are available. Such application shall extend the occurrence of combustion engines – hydrogen is everywhere, the only issue that remains is its acquisition.

Prof. **Piotr Wolański**, DSc, MEng (Warsaw University of Technology) pointed out that hydrogen was not new fuel as it was well known from rocket power transmission. Hydrogen in rocket engines burns very well and its combustion technology had been known since early 1960's. The maximum overall efficiency of such rocket engine is ca. 70%. In the 1970's analyses were carried out concerning the benefits from the application of hydrogen to the aircraft engine drives. Considering even the necessity to transport large tanks of liquid hydrogen on board, it appears that the efficiency of such infrasonic and particularly supersonic transport would be much larger than on conventional fuels. Despite its advantages, the hydrogen drive was not applied in aviation.

In the combustion engines the problem of hydrogen transportation on board is the principal issue and has not been solved yet so as to use the hydrogen in an economic way and it is scarcely probable in the nearest future. The application of hydrogen in fuel cells has been known for a long time, but, despite the high spending on the development of fuel cells, their total efficiencies in relation to hybrid drives are unsatisfactory and go much below those of the combustion engine. The hydrogen processing in the cells and application of a complex cycle of energy transformation is less reasonable than the direct use of hydrogen to power combustion engines.

The conventional combustion engines require further development, but still have a large development potential and there is a possibility of extensive interference in all its elements and suitable adaptation of its operation to various loads through regular microchip control. It will allow for a significant improvement of the energetic efficiency of the whole vehicle. The combustion of hydrogen, the bio-fuels as well as other alternative fuels is one of the most important processes and induces large interest, due to the environmental pollution. Combustion shall dominate in engine drives for

pojazdu. Spalanie nie tylko wodoru, czy biopaliw, ale innych paliw alternatywnych jest jednym z najważniejszych procesów i wywołuje szczególne zainteresowanie ze względu na zanieczyszczenie środowiska. Spalanie będzie dominowało w napędach silnikowych jeszcze przez długi czas. Przecież paliwo można zrobić z powietrza: mamy CO<sub>2</sub>, mamy parę wodną i gdybyśmy dołożyli do tego węgiel, to możemy wytworzyć węglowodór – to jest tylko kwestia ilości włożonej w ten proces energii. Są takie plany, aby na Marsie produkować paliwo z CO<sub>2</sub>, którego jest tam więcej niż na ziemi, gdyż gęstość atmosfery jest równa 0,01 gęstości atmosfery ziemskiej; są takie systemy, które pozwalają na wytwarzanie metanu z atmosfery Marsa. Możliwe także jest produkowanie paliwa z atmosfery na ziemi. Należy być optymistami, ale i pozostać realistami; powinniśmy zwracać uwagę na to, co jest ekonomicznie uzasadnione, bo takie rozwiązanie będzie dominowało w najbliższej przyszłości.

W odniesieniu do problemu ogniwi paliwowych dr hab. inż. **Zdzisław Stelmasiak** (ATH Bielsko-Biała) zauważył, że perspektywa wprowadzenia ogniwi paliwowych jako rozwiązania prototypowego była przez wielu przedstawicieli firm światowych rozważana na Kongresie FISITA w 2002 roku, gdzie zapowiedziano wprowadzenie rozwiązań komercyjnych w 2025 roku. W rozważaniach tych nie odniesiono się do zagadnienia skąd wziąć różnicę energii między energią uzyskiwaną w ogniwi paliwowym a energią zaangażowaną w wyprodukowanie paliwa do tych ogniwi. To jest problem, który utrudnia rozwiązanie zagadnienia napędu, chyba że ta energia będzie energią jądrową albo energią słoneczną. To samo dotyczy paliwa wodorowego, który może być spalany w silnikach konwencjonalnych. Na wspomnianym Kongresie podano, że ustawodawstwo zmienia się w tym kierunku, żeby do 2010 roku drugim paliwem silnikowym po paliwach płynnych był gaz ziemny. Wynika to przede wszystkim z udokumentowanych zasobów gazu ziemnego, które są ponad 4-krotnie większe energetycznie niż zasoby ropy naftowej, ale również z pewnej powszechności gazu i bezpieczeństwa jego eksploatacji.

W Polsce zasilaniem gazowym jest zainteresowanych wiele firm zarówno krajowych, jak i zagranicznych. Część tych zainteresowań dotyczy LPG, który nie jest paliwem alternatywnym, ale również coraz więcej firm interesuje się gazem ziemnym. Można zauważyć, że uczelnie w procesie wprowadzania gazu do zasilania silników uczestniczą niedostatecznie aktywnie. Dostosowywanie i adaptacje silników mają charakter po części warsztatowy.

Brak jest nowoczesnych systemów, które paliwa alternatywne w silnikach pozwalałyby wykorzystać w sposób właściwy. Gaz ziemny może być zastosowany bezpośrednio do zasilania silnika i można sądzić, że w zastosowaniu tego gazu i tworzeniu nowoczesnych systemów sterowania mogą w najbliższych latach uczestniczyć uczelnie. Wydaje się więc, że nad takimi problemami trzeba się szczególnie zastanowić, gdyż polityka europejska podąża w kierunku powszechnego zastosowania paliw gazowych.

Polska w stosunku do rozwiniętych krajów europejskich i światowych niemal 3-krotnie mniej zużywa gazu ziemnego

a long time in the future. Fuel may be made with air, after all: we have CO<sub>2</sub>, steam and if we add carbon to it we may produce hydrocarbon – this is only a matter of the amount of energy put in it. There are plans to produce fuel with CO<sub>2</sub> on Mars where it occurs in larger amounts than on the Earth, with the atmosphere density equal to 0.01 of earth atmosphere density; there are systems capable of producing methane from Mars atmosphere. The production of fuel from Earth atmosphere is possible. One should be optimistic, but remain realistic at the same time; we should pay attention to what is economically justified as this solution shall dominate in the nearest future.

As far as fuel cells are concerned, **Zdzisław Stelmasiak**, DSc, MEng (Academy of Technology and Humanities in Bielsko-Biała) noted that the perspective of introducing fuel cells as a prototype solution was considered by numerous representatives of global companies as prototype solution at the FISITA in 2002 where the commercial solutions were announced for 2025. The considerations did not include reference to the question where the difference between the energy obtained in a fuel cell and the energy engaged in the production of fuel for such cells would be taken from. This issue impedes the solution of power, unless this is nuclear or solar energy. The same applies to the hydrogen fuel that may be burnt in conventional engines. It was mentioned at the said Congress that legislation tends to the direction where the second fuel after liquid fuels by 2010 would be natural gas. This is most of all the result of all the evidenced natural gas resources that in terms of energy are over 4-times the size of those of crude oil, however, also of the common nature of gas and the safety of its mining.

There are numerous domestic and international companies interested in gas power in Poland. Some of the interest is focused on LPG that is not an alternative fuel, but more and more companies are interested in natural gas. It is noticeable that the universities do not participate actively enough in the process of introducing gas as engine propellant. The adaptation of engine partly is of a workshop nature.

There are no modern systems that would allow for the use of alternative fuels in engines in a proper way. Natural gas may be directly used as engine propellant and presumably universities may participate in the application of this gas and production of state-of-the-art control systems in the years to come. So it seems that one should consider such problems with particular care as the European policy tends to the common use of gas fuels.

Poland uses natural gas in the overall energy production almost 3 times below the level of the developed countries of Europe and the globe. It is even more strange that there are rumor that Poland had contracted too much gas in relation to our actual needs. The European Union shall intensively introduce natural gas to power the engines, while in Poland no progress in this scope on the government's part is noticeable.

Prof. **Sławomir Luft**, DSc, MEng (Radom University of Technology) said: ...Our considerations in fact can be brought to the question, how long would the classic piston

w produkcji energii ogólnej. Jest to tym bardziej dziwne, że pojawiają się informacje o zakontraktowaniu zbyt dużej ilości gazu w stosunku do naszych potrzeb. Unia Europejska będzie intensywnie wprowadzała gaz ziemny do zasilania silników, w Polsce natomiast brak jest wyraźnego postępu w tym zakresie ze strony rządu.

Prof. dr hab. inż. **Sławomir Luft** (Politechnika Radomska) powiedział: ...Nasze rozważania w istocie sprowadzają się do pytania, jak długo klasyczny, tłokowy silnik spalinowy będzie jeszcze podstawowym źródłem napędu i w związku z tym, jak długo jeszcze będzie występowała potrzeba nauczania obecnej wiedzy silnikowej. Stąd pojawiają się pytania: czy silnik klasyczny może wykorzystywać inne paliwo niż pochodzące z ropy naftowej. Te zasoby gazu, o których wspominał dr hab. inż. Z. Stelmasiak i tendencje rozwojowe zasilania gazem wskazują na to, że silnik ze względu na swą doskonałość wynikającą ze stukilkudziesięciu lat rozwoju ma szanse jeszcze długo być stosowany, o ile będzie można wykorzystywać paliwo gazowe.

Druga tendencja jest taka, że wodór jest doskonałym paliwem z punktu widzenia ekologicznego w miejscu eksploatacji tego silnika, gdyż tylko para wodna powstaje w wyniku procesu spalania. Tutaj są dwie drogi: jedna – bezpośredniego zastosowania wodoru do zasilania silnika, druga – za pośrednictwem ogniwi paliwowych. W tym zakresie pojawia się wiele firm, które inwestują w ogniwa paliwowe. Ogniwo paliwowe współpracujące z silnikiem elektrycznym upraszcza mocno kwestię przeniesienia napędu od silnika do kół jezdnych ze względu na dobrą charakterystykę napędową.

Istnieje pewien optymizm dotyczący rozwoju klasycznego silnika, gdyż będzie on jeszcze eksploatowany przez długie lata na paliwie innym niż to bezpośrednio pochodzące z rafinacji ropy naftowej, choćby z zasilaniem gazem sprężonym CNG. Trudno jest jednoznacznie określić, kiedy zostanie osiągnięty kres takiego stosowania silnika. Kilkanaście lat temu szacowano, że sprawność ogólna silnika stanowiła mniej więcej 1/3 energii dostarczonej, dziś dochodzi ona do 50%. W związku z tym rozważając rozwój ogniwi paliwowych i całego cyklu w ogniwie paliwowym, które na razie ma małą sprawność, trzeba pamiętać, że nad ogniwami paliwowym świat pracuje zaledwie ok. 15-20 lat. Z tego jednak wynika, że na najbliższe lata i pokolenia podstawowym napędem pozostanie silnik spalinowy tłokowy z nieco innym paliwem niż tym pochodzącym z ropy naftowej.

W odniesieniu do zasilania wodorowego, prof. dr hab. inż. **Jerzy Merkisz** (Politechnika Poznańska) powiedział, że podstawowe znaczenia dla samochodów osobowych i pojazdów trakcyjnych ma zasięg pojazdu. Ten parametr wpływa głównie na niepowodzenie pojazdów elektrycznych, w których od ok. 1900 roku do chwili obecnej zasięg się waha pomiędzy 80 a 140 km. Podobny problem występuje w pojazdach wodorowych. Istnieją dwie możliwości transportowania wodoru: w formie sprężonej lub w formie ciekłej; ewentualnie także pod postacią tlenków, ale wówczas wzrasta bardzo masa pojazdu. Zbiornik wodoru w postaci sprężonej o podobnej masie i gabarytach zapewnia ok. 16% zasięgu pojazdu tradycyjnego; w postaci ciekłej – 20%.

combustion engine be still the basic source of drive and in consequence, how long would there be a demand for teaching the present knowledge on engines. Therefore, the questions arose: can a classic engine use other fuel than an oil derivative. The gas resources mentioned by Z. Stelmasiak and gas supply development tendencies indicate that the engine, due to its perfection, resulting from one hundred and several dozen years of development, has a chance to be used still for a long time if gas is applied as the fuel.

The other tendency is that hydrogen is a perfect fuel from the environmental point of view in the point of such engine's operation as steam is the only combustion product. There are two ways: one of direct application of hydrogen as the engine propellant, the other – by means of fuel cells. In this scope numerous companies arise that invest in fuel cells. A fuel cell cooperating with an electric motor strongly simplifies the question of power transmission from the engine to the wheels, due to the good power characteristic.

There is a dose of optimism related to the development of classic engine as it will be still operated for years on other fuel than that originating from crude oil refinement, taking for example an engine powered with CNG. It is difficult to say explicitly when the end of such use of the engine shall be reached. A dozen or so years ago it was estimated that the general efficiency of an engine constituted more or less 1/3 of power supplied, today it comes up to 50%. Therefore, considering the fuel cell development and the entire cycle in the fuel cell that for today has low efficiency, one should remember that the world has been working on the fuel cells for just about 15-20 years. However, the conclusion is that the basic drive for the years to come shall be the piston combustion engine on a slightly different fuel than the one derived from crude oil.

Prof. **Jerzy Merkisz** (Poznań University of Technology) said, concerning the hydrogen supply, that the basic significance for motor-cars and traction vehicles was in the vehicle's range. This parameter mainly impacts the failure of electric vehicles whose range has been oscillating between 80 and 140 km since ca. 1900 until present. A similar problem occurs with hydrogen vehicles. There are two possibilities of transporting hydrogen: in a compressed or liquid form; also it may be in the form of oxides, but the vehicle weight dramatically grows then. The compressed hydrogen tank of similar weight and overall dimensions provides ca. 16% of a traditional vehicle's reach; liquid – 20%.

Electric drives do not meet the expectations either – according to the comments, they do not require gears, but at the same time all the hybrid vehicles with electric motors use planetary gears. In Prof. Merkisz opinion, one should concentrate on the production and applications of relatively inexpensive solutions like the so-called, micro-hybrids where the flywheel is replaced with a 10-20 kW electric current machine that uses the braking energy and allows for fast recovery of energy during acceleration. It seems that this is the first, nearest stage of evolution of vehicle power transmission systems before the fully hybrid drives arrive.

According to Prof. **Jerzy Walentynowicz**, DSc, MEng

Napędy elektryczne też nie w pełni spełniają oczekiwania – mówi się, że nie wymagają one przekładni, ale jednocześnie wszystkie istniejące pojazdy hybrydowe z silnikami elektrycznymi korzystają z przekładni planetarnych. Zdaniem prof. Merkisza należałoby się skoncentrować na produkcji i zastosowaniach w miarę tanich rozwiązaniach, jakimi są tzw. mikrohybrydy, w których koło zamachowe zastąpione jest maszyną prądu elektrycznego 10-20 kW, która wykorzystuje energię hamowania i umożliwia szybki odzysk energii przy przyspieszaniu. Wydaje się, że to jest ten pierwszy, najbliższy stopień ewolucji układów napędowych pojazdów przed przejściem do napędów w pełni hybrydowych.

Według prof. dr hab. inż. **Jerzego Walentynowicza** (WAT, Warszawa) rozwój współczesnych silników spalinowych jest silnie ograniczony przez możliwości sterowania procesem napełnienia przy pomocy zaworów. W przyszłości rozwój silników zostanie zdominowany przez zastosowania układów elektronicznych, w tym także rozrządu.

Ogniwo paliwowe jest urządzeniem, które działa na zasadzie katalitycznej i ma bardzo wrażliwą charakterystykę, niewłaściwą dla realizacji procesów przejściowych. W związku z tym nie mogą być stosowane ogniwa kwasowo-olowiowe, ale muszą to być ogniwa wysokotemperaturowe, np. siarczkowe, o temperaturze roboczej rzędu 400°C.

Jeżeli chodzi o rozpowszechnianie wodoru – w prasie fachowej pojawiały się deklaracje niektórych firm, że do 2010 roku pojawią się stacje zasilania samochodów wodorem.

Dla silników spalinowych już kilka lat temu przewidziano osiągnięcie w przyszłości sprawności ogólnej 62-63% przy zastosowaniu adiabatyzacji obiegu, wysokiego doładowania i odzyskiwania energii spalin.

Prof. dr hab. inż. **Maciej Sobieszczański** zasugerował, by trzon dyskusji skoncentrować nad zaproponowaniem kierunków badawczych, jakie można dziś podjąć na polskich uczelniach i nad określeniem, jakie problemy występują przy współpracy uczelni z przemysłem. Wspominał przy tym, że w czasach Jego studiów na uczelni pojawiały się już pytania, czy silnik spalinowy ma przed sobą przyszłość. W 1953 roku prof. Werner uważał wówczas, że jeszcze przez kilka kolejnych pokoleń zagadnienia rozwoju silników tłokowych będą nadal aktualne. W odpowiedzi zaś na pytanie, czy silnik ma przed sobą przyszłość, Profesor zacytował słowa Einsteina: „jeżeli mamy na czym stać, to będziemy mieli energię”; w takiej czy innej formie ta energia będzie dostępna; i tak będziemy czymś palić, czyli będziemy mieli także czym napędzać silnik spalinowy.

Pojawia się inne bardzo aktualne pytanie: jak mamy dzisiaj kształcić studentów w uczelniach i jak współpracować z przemysłem, żeby przepływ wiedzy i środków na badania miał charakter dwukierunkowy. W Polsce, jak i na całym świecie uczelnie dysponują mniejszymi środkami na badania od jednostek przemysłowych. Jakie jest więc w tym procesie miejsce uczelni? – kształcić nowe kadry. Powstaje jednak pytanie, czego mamy ich uczyć. Uczelnie swoimi środkami badawczymi nie są w stanie konkurować z przemysłowym kapitałem, który jest potrzebny do nowoczesnych badań rozwojowych, natomiast na uczelniach powinna się

(Military Academy of Technology, Warsaw) the development of contemporary combustion engines is strongly restricted by the possibilities of filling process control by means of valves. In the future the development of engines shall be dominated by the applications of electronic systems, the valve system included.

A fuel cell is a device operating under the catalytic principle and has a very sensitive characteristic, improper for any transitional process performance. Therefore, the acid-lead cells cannot be used, but high-temperature, e.g. sulfide, with working temperature around 400°C.

As far as hydrogen dissemination is concerned – the professional papers published declarations of some companies that hydrogen filling stations would appear by 2010.

For combustion engines the general efficiency of 62-63% was anticipated, with the use of cycle adiabatization, high supercharging and exhaust gas power recovery.

Professor **Maciej Sobieszczański** suggested to focus the core discussion on proposed research directions that may be taken up today at Polish universities and on the determination what issues occur during the cooperation between universities and industry. He mentioned on this occasion that at the time of his university study, the questions arose already whether there was any future for the combustion engine. In 1953 Prof. Werner's opinion was that the issues of piston engine development should still be up-to-date for several generations to come, while in answer to the question whether the engine had any future, the Professor quoted the words of Einstein: „if we have something to stand on then we shall have energy”; in one form or another the energy shall be available; we will burn something anyway, that is we shall also have something to propel a combustion engine with.

Another very current question arises: how should we educate students at the universities today and how should we cooperate with industry to achieve a two-way knowledge and funds for research flow. In Poland as well as all over the world the universities have lower funds for research than industrial entities. What is the position of the universities in this process? – how to educate new Human Resources. The question, however, is what should we teach them. The universities with their research funds are unable to compete with the industrial capital that is necessary for modern research and development, whereas the conceptual work should be concentrated at the universities. In the numerous discussions on the development directions among the leading companies, the interest in the basic research appears. This suggests the return to the basic subjects also at the universities, subjects that may provide tools to the industry, necessary for further application tests.

In the opinion of Prof. **Cezary Szczepaniak** the term „hybrid” should be precisely defined and what can be attributed to such drive. We may as well attribute fuel cells to the word “hybrid” and state that the fascination with the word “hybrid” is slowly passing away. Hybrid drives represent a certain transitional solution. Each vehicle with a fuel cell is in fact a hybrid solution because it has two energy sources: the fuel cell and the battery that balances the momentary

koncentrować prace koncepcyjną. W wielu dyskusjach nad kierunkami rozwojowymi wśród czołowych firm pojawia się zainteresowanie badaniami podstawowymi. Sugeruje to także na uczelniach nawrót do nauczania przedmiotów podstawowych, które mogą dostarczać do przemysłu narzędzia do dalszych badań aplikacyjnych.

Zdaniem profesora **Cezarego Szczepaniaka** należy precyzyjnie określić termin „hybryda” i co można przypisać do tego rodzaju napędu. Do „hybrydy” możemy przypisać również ogniwa paliwowe i stwierdzić, że fascynacja słowem „hybryda” już powoli mija. Napędy hybrydowe są pewnym rozwiązaniem przejściowym. Każdy pojazd posiadający ogniwo paliwowe jest w zasadzie rozwiązaniem hybrydowym, ponieważ ma dwa źródła energii: ogniwo paliwowe i akumulator, który bilansuje chwilowe zapotrzebowanie na energię w źródle napędu.

Należy chyba także zastanowić się nad znaczeniem słowa „energia”. Od niej wszystko się zaczyna, a w naturze głównym źródłem energii jest wodór, którego nie zabraknie.

Profesor **Kazimierz Romaniszyn** dodał krótki komentarz pochodzący z kosmologii. Gęstość materii we wszechświecie jest stała, a ponieważ wszechświat ekspanduje, więc musi powstawać materia „z niczego” i to są atomy wodoru, o których wspominał prof. Szczepaniak; jest to pewien paradoks kosmiczny, o którym dyskusję można znaleźć w książkach dotyczących kosmologii.

Do współczesnej dyskusji na temat podniesienia sprawności silników spalinowych nawiązał prof. dr hab. inż. **Andrzej Ambrozik** (Politechnika Kielecka). Zwrócił uwagę, że ponieważ współczesny silnik osiąga sprawność ogólną około 50%, to może należałoby zastanowić się, co można zrobić ze stratami rzędu 50% i jak je można „zagospodarować” w sposób wewnętrzny w silniku. Przy poszukiwaniu odpowiedzi na takie pytanie należałoby zastosować bilans egzergii.

Nawiązując do strat napędowych prof. **Romaniszyn** stwierdził, że postęp w motoryzacji jest tak powolny, ponieważ nie da się „oszukać” oporów ruchu. Padło już stwierdzenie, że w przyszłości pojazd będzie zużywał 0,25 dm<sup>3</sup> paliwa na 100 km przebiegu. Jeżeli w danym pojeździe realizujemy jakiś cykl jezdny, to można określić, ile energii jest potrzebnej do rozpędzania, hamowania pojazdu o określonej masie, pokonania oporów ruchu.

Gdybyśmy nawet wykorzystali 100% energii zawartej w paliwie, to zużycie 0,25 dm<sup>3</sup> na 100 km wydaje się nierealne, chyba jedynie wówczas, gdyby zastosować wysokojonizowane, wysokoenergetyczne paliwo.

W odniesieniu do pierwotnych źródeł energii była mowa o gazie, ropie naftowej, energii odnawialnej, w tym także słonecznej, czy to w formie alkoholi czy innych nośników. Jak zauważył prof. dr hab. inż. **Stefan Postrzednik** (Politechnika Gliwicka), w naszych polskich warunkach, ale także w warunkach światowych, należy uwzględnić duże zasoby węgla kamiennego. Jest to jednak paliwo „trudne” ze względu na uciążliwość jego wydobycia, a później przeróbki. Jednak do tych zasobów trzeba będzie prawdopodobnie sięgnąć, gdyż szacuje się, że są one większe od zasobów ropy naftowej i

demand in the power train.

One should probably also think over the meaning of the word „energy”. This is what everything starts with, in the nature the main energy source is hydrogen that will never run out.

Professor **Kazimierz Romaniszyn** added a short commentary originating from cosmology. The matter density in the universe is constant and due to the fact that the universe expands then there must be matter coming out of “nothing” and these are the hydrogen atoms that Prof. Szczepaniak mentioned; this is a certain cosmic paradox the discussion whereon can be found in books on cosmology.

Professor **Andrzej Ambrozik**, DSc, MEng (Kielce University of Technology) referred to the contemporary discussion on improving the efficiency of combustion engines. He noted that as the modern engine achieves the overall efficiency ca. 50%, then it may be worthwhile to consider the question what should be done with the losses of around 50% and how to “manage” them internally in the engine. While searching for an answer to this question the exergy balance should be applied.

In reference to the propulsion losses, Prof. **Romaniszyn** stated that the progress in the automotive sector was so slow because the resistances of motion cannot be cheated. It was said already that a vehicle should consume 0,25 liter fuel per 100 km in the future. If we perform a driving cycle in a vehicle then one can determine how much power is needed to accelerate, brake a vehicle of a determined weight, overcome the motion resistances.

Did we even use 100% of energy contained in the fuel, the consumption of 0.25 liter per 100 km seems unreal, unless a highly ionized, highly energetic fuel is applied.

In reference to prime energy sources, gas, crude oil, renewable energy, including the solar energy, whether in the form of alcohols or other carriers, were discussed. As Prof. **Stefan Postrzednik**, DSc, MEng (Silesian University of Technology), both in our Polish and global conditions one should consider the large resources of hard coal. This is, however, a “difficult” fuel, due to the hardness of its production and then processing. However, the resources should probably be reached for as it is estimated they are much larger than those of crude oil and shall be sufficient for ca. 200 years. The coal resources are distributed more evenly around the world than those of crude oil, which also represents its certain advantage.

The first interest in coal as an engine fuel was noted during the Second World War. In the post-war years, after the energetic crisis, there was an extensive interest in the transformation of coal into a liquid fuel. In the 1980’s oil derived from coal was obtained, the operating characteristics whereof show significant stability in the long run.

Coal is such a perfect raw material that it can be processed into any fuel, depending on the processing cycle arrangement: from petrol through oil to hydrogen, upon the application of appropriate chemical reactions. Contemporarily one should take up such actions that the application of coal derivative fuels as combustion engine propellants would be possible

wystarczą na około 200 lat. Zasoby węgla są rozłożone na świecie bardziej równomiernie niż zasoby ropy naftowej, co stanowi jego pewną zaletę.

Pierwsze zainteresowanie węglem kamiennym jako paliwem do silników odnotowano w czasie drugiej wojny światowej. W latach powojennych, po kryzysie energetycznym, występowało duże zainteresowanie przetwarzaniem węgla na paliwo ciekłe. W latach 80-tych otrzymywana była ropa pochodzenia węglowego, której cechy użytkowe wykazują znaczną stabilność w dłuższym okresie czasu.

Węgiel jest tak doskonałym surowcem, że można go przetwarzać na każde paliwo w zależności od zorganizowania cyklu przetwórczego: od benzyny przez ropę naftową po wodór, po zastosowaniu odpowiednich reakcji chemicznych. Współcześnie należy podjąć takie działania, aby w przyszłości było możliwe zastosowanie paliw pochodzenia węglowego do napędu silników spalinowych. Pewne źródła analizujące opłacalność przetwarzania węgla podają, że współcześnie proces przetwarzania węgla na paliwa płynne zaczyna być ekonomicznie uzasadniony.

Zdaniem dra inż. **Antoniego Świątka** (OBR SM BOSMAL) wodór jest niewątpliwie znakomitym paliwem, bo jest go najwięcej w przyrodzie; ma natomiast jedną zasadniczą wadę – nie występuje w stanie wolnym. Nie da się wprowadzić rury w głąb ziemi i go wydobywać. Problemem, na jaki napotykamy przy wprowadzeniu paliw wodorowych do napędu pojazdów jest duża ilość energii, jaką pochłania proces wytworzenia paliwa wodorowego. Dlatego dr Świątek uważa, że alternatywnym paliwem na pewien czas może być sprężony gaz ziemny. Obserwując prace prowadzone w koncernie Fiat można zauważyć wzrost zainteresowania takimi napędami; np. Fiat Multipla, która jest zasilana dwupaliwowo: na sprężony gaz ziemny CNG i na benzynę. Samochód ten na gazie ziemnym ma niebagatelny zasięg 300 km; przy przebywaniu dłuższych tras zawsze można wykorzystać zasilanie tradycyjną benzyną. Koncepcję tę rozszerza się na inne modele, m.in. Panda BiPower. Tego rodzaju zasilanie w odniesieniu do pojazdu w zasadzie miejskiego jest doskonałym rozwiązaniem, gdyż pojazd eksploatowany w ciągu dnia może być w ciągu nocy napełniony paliwem przy pomocy sprężarki z własnej domowej instalacji. Stosuje się 4 płaskie zbiorniki dające się bardzo korzystnie rozmieścić pod podłogą nawet w stosunkowo małym samochodzie. Takie rozwiązanie jest technicznie dojrzałe i może być natychmiast rozpowszechnione. Utrudniają to jednak względy polityczne, gdyż trudno określić wielkość akcyzy na gaz, który ma być wykorzystywany do napędu samochodów, a równocześnie ma pełnić swoje dotychczasowe zadania w gospodarstwach domowych. Stanowi to więc nie tyle problem techniczny, co polityczny.

Jak zauważył dr hab. inż. **Krzysztof Wislocki** (Politechnika Poznańska), dotychczasowa dyskusja w dużym stopniu podążała w kierunku zadań i strategicznych problemów rozwojowych; nie powinno się jednak tracić z pola widzenia zagadnień taktycznych, które powinny prowadzić do sformułowania wskazówek, jakie zadania należy podejmować w najbliższym czasie w zakresie badań źródeł napędu i kształ-

in the future. Some sources analyzing the coal processing feasibility announce that contemporarily coal processing into liquid fuels is becoming economically viable.

In the opinion of **Antoni Świątek** (OBR SM BOSMAL) hydrogen undoubtedly is an excellent fuel, because it occurs in the largest amounts in the nature; however, there is one principal disadvantage about it – it does not occur in the free state. One cannot insert a pipe in the ground and extract it. The issue we encounter while introducing hydrogen fuels as vehicle propellants is the high amount of energy consumed by the hydrogen fuel production process. Therefore, Dr. Świątek thinks CNG can be an alternative fuel for some time. Observing the work carried out in the Fiat Corporation, one may notice the growth of interest in such propellants; e.g. the Fiat Multipla is powered by a two-fuel system: CNG and petrol. The car has an eminent range on the natural gas, i.e. 300 km; while traveling on longer routes one may also use the traditional drive on petrol. This concept is expanded on other models, including without limitations the Panda BiPower. This type of power in relation to vehicles that are principally urban, is a perfect solution as the vehicle used during the day may be refueled by compressor from one's own home installation during the night. 4 flat tanks are used; easy to be well distributed under the floor, even in a vehicle that is relatively small. Such solution is technically mature and can be disseminated instantly. This is, however, impeded by political reasons as it is difficult to determine the excise tax amount for the gas to be used as car propellant and at the same time fulfill its existing tasks in households. This issue is not as much technical as political.

As **Krzysztof Wislocki**, DSc, MEng (Poznań University of Technology) noted, the so far existing discussion largely tended in the direction of tasks and strategic development issues; however the tactic questions cannot be forgotten, which should lead to the formulation of indications what tasks should be taken up in the nearest future in the scope of research on propulsion and scientific-technical staff education. The role of universities of technology and research institutes should be defined more clearly in the new reality of development of cooperation with the industry entering the Polish market or the industry already operating and has determined research demands. The centers and research institutes are principally closed to industrial entities than university centers. The end product of such institutes is frequently a new solution of a technical problem of concept of its solution, while the basic "product" of a university is the student, graduate. Thus the whole chain of further relationships and later development depends on the education quality and scientific direction.

Certain substantial requirements of the industry and expectations in relation to the university graduates employed were mentioned in the discussion. The expectations should be expressed precisely and developed so that the universities could adapt themselves to the industry demands in a better way. The research institutes of an industrial nature may represent a certain intermediate link and help the universities in explicit expression of such requirements. It seems that the

cenia kadry naukowo-technicznej. Należałoby wyraźniej określić rolę uczelni technicznych i instytutów badawczych w nowej rzeczywistości rozwoju współpracy z przemysłem wchodzącym na polski rynek, czy przemysłem, który już działa i ma określone potrzeby badawcze. Ośrodki i instytuty naukowo-badawcze są z zasady bliższe ośrodkom przemysłowym niż ośrodki uczelniane. Produktem końcowym takich instytutów jest często gotowe rozwiązanie problemu technicznego lub koncepcją jego rozwiązania, zaś na uczelni podstawowym „produktem” jest student, absolwent. Zatem od jakości kształcenia i ukierunkowania naukowego zależy cały łańcuch dalszych zależności i późniejszego rozwoju.

Wspominano w dyskusji o pewnych konkretnych wymaganiach przemysłu i oczekiwaniach w odniesieniu do zatrudnianych absolwentów uczelni. Te oczekiwania powinny zostać sprecyzowane i rozwinięte, żeby uczelnie mogły w lepszy sposób dostosować się do potrzeb przemysłu. Instytuty naukowo-badawcze o charakterze przemysłowym mogą stanowić pewne ogniwo pośrednie i pomóc uczelniom w precyzowaniu tych wymagań. Wydaje się, że rolę uczelni nie powinno być tworzenie gotowych rozwiązań technicznych, lecz wykorzystanie swojego potencjału w zakresie badań – szczególnie o charakterze podstawowym i interdyscyplinarnym; uczelnie mają w tym zakresie większy potencjał i możliwości niż instytuty przemysłowe. Dlatego uczelnie wyniki swoich badań powinny transferować do instytutów przemysłowych, a te – po ich dalszym dostosowaniu do bieżących potrzeb konkretnych producentów – do ich przetwarzania na potrzeby przemysłu. Przy zgodnym współdziałaniu uczelni i instytutów przemysłowych można by uzyskać z jednej strony wzmocnienie pozycji tych instytutów, a z drugiej strony – poprawić możliwości przepływu środków finansowych na badania do uczelni.

Zdaniem dr. inż. **Jacka Leyko** (Politechnika Łódzka) nie występuje w zasadzie problem jakości silnika spalinowego jako rozwiązania technicznego, lecz występuje problem paliw. Silniki tzw. klasyczne pracowały na paliwach konwencjonalnych, lecz były to paliwa znacznie różniące się od paliw dzisiejszych. Wynika stąd, że problem rozwoju źródeł napędu leży po części w stałym dostosowywaniu silników spalinowych do zmieniających się paliw.

Dostosowywanie procesu kształcenia dla potrzeb przemysłu jest częściowo przyczyną reformy systemu nauczania i podziału na studia inżynierskie zawodowe i studia magisterskie. Pociuszające jest to, że zapotrzebowanie przemysłu na kadry inżynierską w ostatnim czasie wzrasta.

\*\*\*

Ostatecznie przeprowadzoną dyskusję mogą scharakteryzować następujące stwierdzenia:

- przez długie lata tłokowy silnik spalinowy był eksploatowany na produktach naftowych i w ciągu tego czasu istotnie zwiększono jego sprawność;
- silnik spalinowy jest współcześnie najbardziej sprawnym urządzeniem do przetwarzania energii jakie wymyślił człowiek;
- na aktualnym etapie rozwoju silnik spalinowy nie ma

role of a university should not be the preparation of finished technical solutions, but the use of their potential in the scope of research – particularly of basic and interdisciplinary nature; the universities have larger potential in this scope and more possibilities than research institutes. Therefore the universities should transfer the results of their work to the institutes and they – after further adaptation to the current needs of the particular manufacturers – to their processing for the industrial purposes. With harmonious cooperation between the universities and industrial institutes one could obtain the consolidation of such institutes' position on the one hand and improve the possibilities of funds' flow for the research work to the universities – on the other.

In the opinion of **Jack Leyko**, PhD, MEng (Łódź University of Technology) the issue of the quality of the combustion engine as a technical solution is in fact non-existent, but there exists the problem of fuels. The so-called classic engines operated on conventional fuels, but the fuels differed from the present ones. In consequence, the problem of drive sources is partly in the permanent adaptation of combustion engines to the changing fuels.

The adaptation of the education process to the industrial demands is partly the reason for the education system reform and division into engineering vocational studies and master studies. Comforting is the fact that the demand of industry for the engineering staff has recently grown.

\*\*\*

Finally, the discussion carried out can be characterized with the following statements:

- For years the piston combustion engine was operated on oil products and its efficiency has significantly grown throughout the time;
- The combustion engine is contemporarily the most efficient energy conversion device that man ever invented;
- At the current stage of development, the combustion engine is unbeatable by any competition and it has no alternative in the scope of propulsion sources;
- The education at schools and universities should still include the questions related to piston engines;
- The fuels used in combustion engines are subject to evolution and one may expect a strong tendency to replace oil derivatives with other alternative fuels, most of all with gas fuels, in the nearest future.

# 70-lat działalności Stowarzyszenia Inżynierów i Mechaników Polskich w Poznaniu



Już od II połowy XIX mechanicy działający w Polsce zrzeszali się w ramach ogólnopolskich stowarzyszeń technicznych tj. Polskiego Towarzystwa Politechnicznego we Lwowie, Krakowskiego Towarzystwa Technicznego oraz Stowarzyszenia Technicznego w Warszawie.

Po zakończeniu II wojny światowej rozpoczęły się intensywne starania nad powołaniem samodzielnego stowarzyszenia mechaników. W dniu 28 czerwca 1926 roku, grupa pod przewodnictwem prof. Henryka Mierzejewskiego doprowadziła do zebrania założycielskiego Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników Polskich. Udział w tym zebraniu wzięło 37 osób – członków założycieli SIMP, a pierwszym prezesem wybrany został prof. inż. Henryk Mierzejewski. W okresie od założenia Stowarzyszenia liczba jego członków systematycznie zwiększała się i wynosiła w 1929 r. – 85, w 1933 r. – 140, 1934 r. – 371. Początkowym założeniem SIMP było zrzeszanie elity mechaników polskich. Od 1934 r., z chwilą wybrania nowego prezesa Witolda K. Wierzejskiego, SIMP zmienił założenia na rzecz stowarzyszenia o charakterze masowym (w czerwcu 1939 r. – już 1299) członków.

Inżynierowie mechanicy z Poznania bezpośrednio w powoływaniu SIMP-u nie brali udziału. Szybko jednak wstąpili w jego szeregi i bardzo pręźnie działali w ramach stowarzyszenia. Pierwszymi członkami SIMP-u z Poznania byli: Stanisław Brzeziński, Adam Kręglewski, Franciszek Tatała i Zygmunt Zagłoba Sochacki. Zawodowo byli związani z fabryką H. Cegielski-Poznań. Zespołową działalność poznańscy mechanicy zaczęli nieco wcześniej należąc do Koła Fachowego Inżynierów Mechaników wchodzącego w skład Stowarzyszenia Inżynierów utworzonego w Poznaniu w 1920 roku.

Duża aktywność członków SIMP w Poznaniu przyczyniła się do powołania przez Zarząd Główny już w 1935 roku Oddziału SIMP w Poznaniu. Powstał on w oparciu o Koło Fachowe Inżynierów Mechaników. Pozyskano także członków ze Stowarzyszenia Techników, które założono w Poznaniu w 1907 roku. W chwili powołania Oddziału SIMP w Poznaniu liczba jego członków nie przekraczała 10 osób. Po czterech latach działalności (w 1939 r.) było już 70 członków, a w całym kraju SIMP liczył 787 członków.

Działalność Oddziału SIMP w Poznaniu w początkowym okresie polegała głównie na organizowaniu zawodowej i społecznej aktywności mechaników. Najpopularniejszymi formami działania były odczyty, konferencje oraz wieczory dyskusyjne. Udział największych autorytetów zawodowych sprawił, że ranga tych imprez była bardzo wysoka. Służyły one wymianie doświadczeń, doksztalcaniu i wyrównaniu poziomu zawodowego inżynierów pochodzących z różnych zaborów Polski. Wypowiadano się także często na tematy dotyczące całej polskiej gospodarki. Publicznie w sposób zdecydowany popierano zakłady przemysłowe stanowiące własność polskiego kapitału. Zachęcano sekcje fachowe do opracowywania raportów o stanie poszczególnych gałęzi przemysłu oraz wskazywanie kierunków ich rozwoju.

Patrząc z perspektywy minionych 70 lat na działalność Oddziału SIMP w Poznaniu należy stwierdzić, że miało ono silne oddziaływanie na rozwój całego stowarzyszenia. Było ono wielokierunkowe, a głównie dotyczyło doskonalenia struktur organizacyjnych, działań na rzecz rozwoju nauki i techniki, podnoszenia kwalifikacji zawodowych, oraz szerzenia wiedzy i kultury technicznej w społeczeństwie. Liczebnie Oddział zawsze należał do największych w kraju po Warszawie, a w 2004 roku po raz pierwszy w historii jego istnienia stał się najliczniejszym Oddziałem w kraju. Obecnie przewodniczącym Oddziału jest dr inż. Piotr

Janicki, wieloletni działacz SIMP i pracownik Zakładów Przemysłu Metalowego H. Cegielski.

Szkolenie służące podnoszeniu kwalifikacji zawodowych jest statutowym celem działalności wszystkich struktur organizacyjnych SIMP. Formami realizacji tego celu, stosowanymi powszechnie, są: konferencje, narady, kursy, odczyty, wycieczki techniczne, działalność wydawnicza itp.

W odniesieniu do działalności wydawniczej należy wspomnieć, że z inicjatywy przewodniczącego Zarządu Głównego Sekcji Silników Spalinowych SIMP mgr inż. Mariana Ozonka, który był jednocześnie redaktorem naczelnym „Zeszytów Problemy Przemysłu Silników Spalinowych”, nastąpiło w 1966 r. połączenie z redakcją „Biuletynu Technicznego”, wydawanego przez Zakłady HCP, w celu wspólnego wydawania, począwszy od numeru 1/1966, kwartalnika „Silniki Spalinowe”. Wtedy też Sekcja Silników Spalinowych SIMP przy HCP objęła stały patronat nad wydawaniem kwartalnika. W skład połączonego komitetu redakcyjnego weszli: mgr inż. Lech Burzyński, inż. Wojciech Jaśniarczyk (sekr. red.), mgr inż. Jacek Kaflński, mgr inż. Marian Kopczyński (z-ca red. nacz.), mgr inż. Mieczysław Kozikowski, mgr inż. Zbigniew Łukomski (red. nacz.), mgr inż. Jan Mazurek, mgr inż. Marian Ozonek, mgr inż. Zdzisław Poklewski-Koziół.

„Silniki Spalinowe” były czasopismem naukowym, wydawanym jako kwartalnik naukowo-techniczny o zasięgu ogólnokrajowym. Od 1991 roku „Silniki Spalinowe” ukazywały się nieregularnie przechodząc na system wydawnictwa ciągłego, nieperiodycznego. Po wydaniu numeru 116 w marcu 1998 roku został przygotowany numer 117, którego jednak nie oddano do druku i wydawanie kwartalnika zawieszono<sup>1)</sup>. Na mocy porozumienia z Zakładami Przemysłu Metalowego H. Cegielski prawa do tytułu uzyskało Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych. Od 2004 roku nastąpiło wznowienie wydawania pisma; dotychczas ukazały się numery 1 i 2 w 2004 roku (nr 118 i 119) oraz 1, 2, 3 i 4 w 2005 roku.

Działalność szkoleniowa w oddziale poznańskim była bardzo intensywna. W latach siedemdziesiątych w Poznaniu organizowano niemal połowę wszystkich konferencji jakie odbyły się w SIMP. O intensywności tej działalności świadczy zorganizowanie tylko w latach 1975-1985 ponad 5 tysięcy odczytów. W pięciolecie 1980-1984 odbyło się ponad 70 konferencji i narad, 344 kursy, 203 konkursy oraz 276 wystaw. W upowszechnianiu osiągnięć technicznych oraz ich twórców oddział poznański ma znaczące sukcesy w skali całego kraju. Światową sławę zdobyło kucie wałów korbowych metodą TR. Jej twórca Tadeusz Rut pierwszy raz został zauważony i nagrodzony na wniosek Oddziału w Poznaniu podczas XXXIII Walnego Zjazdu Delegatów SIMP.

Na temat działalności Oddziału SIMP w Poznaniu opublikowane zostało opracowanie: „60 lat działalności Oddziału Poznańskiego SIMP”. Bieżące informacje ukazują się w biuletynach „SIMP Wielkopolski”.

Z okazji Jubileuszu 70-lecia odbyła się w Poznaniu w dniu 10 grudnia 2005 roku uroczysta sesja jubileuszowa w sali Konferencyjnej Domu Technika.

Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych oraz redakcja czasopisma Silniki Spalinowe, które przez wiele lat związane było z Oddziałem SIMP, ze szczególną przyjemnością składa gratulacje i życzenia z okazji siedemdziesiątej rocznicy działalności. Życzymy wielu kolejnych lat intensywnej i bardzo potrzebnej pracy dla dobra poznańskiego środowiska inżynierów mechaników, dla dobra rozwoju techniki w Regionie i w kraju.

<sup>1)</sup> Por. „Silniki Spalinowe w latach 1961-1999”, Silniki Spalinowe 1/2004 (118).



Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 0138-0346

ISSN 0138-0346



9 770138 034000



**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**

**Polish Scientific Society of Combustion Engines**

**O Towarzystwie**

Cele  
Statut  
Regiony

**Władze**

Zarząd  
Komisja Rewizyjna

**Członkowie**

Założyciele  
Honorowi  
Zwyczajni  
Wspierający

**Kontakt**

Kontakt

**Członkostwo**

Wniosek

**Z życia PTNSS**

Zebrania Zarządu  
Zebrania Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**

Konferencje PTNSS  
Konferencje inne  
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Skład-osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

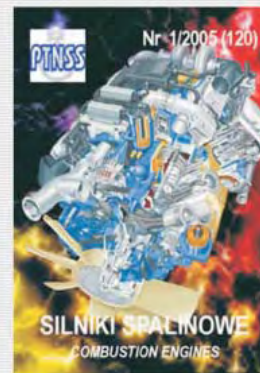
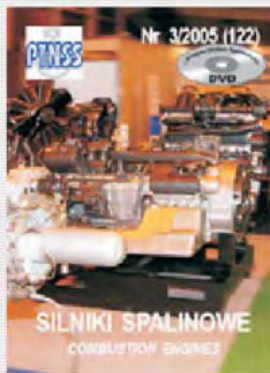
Zgłoszenia

Zapowiedź

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



[www.ptnss.pl](http://www.ptnss.pl)