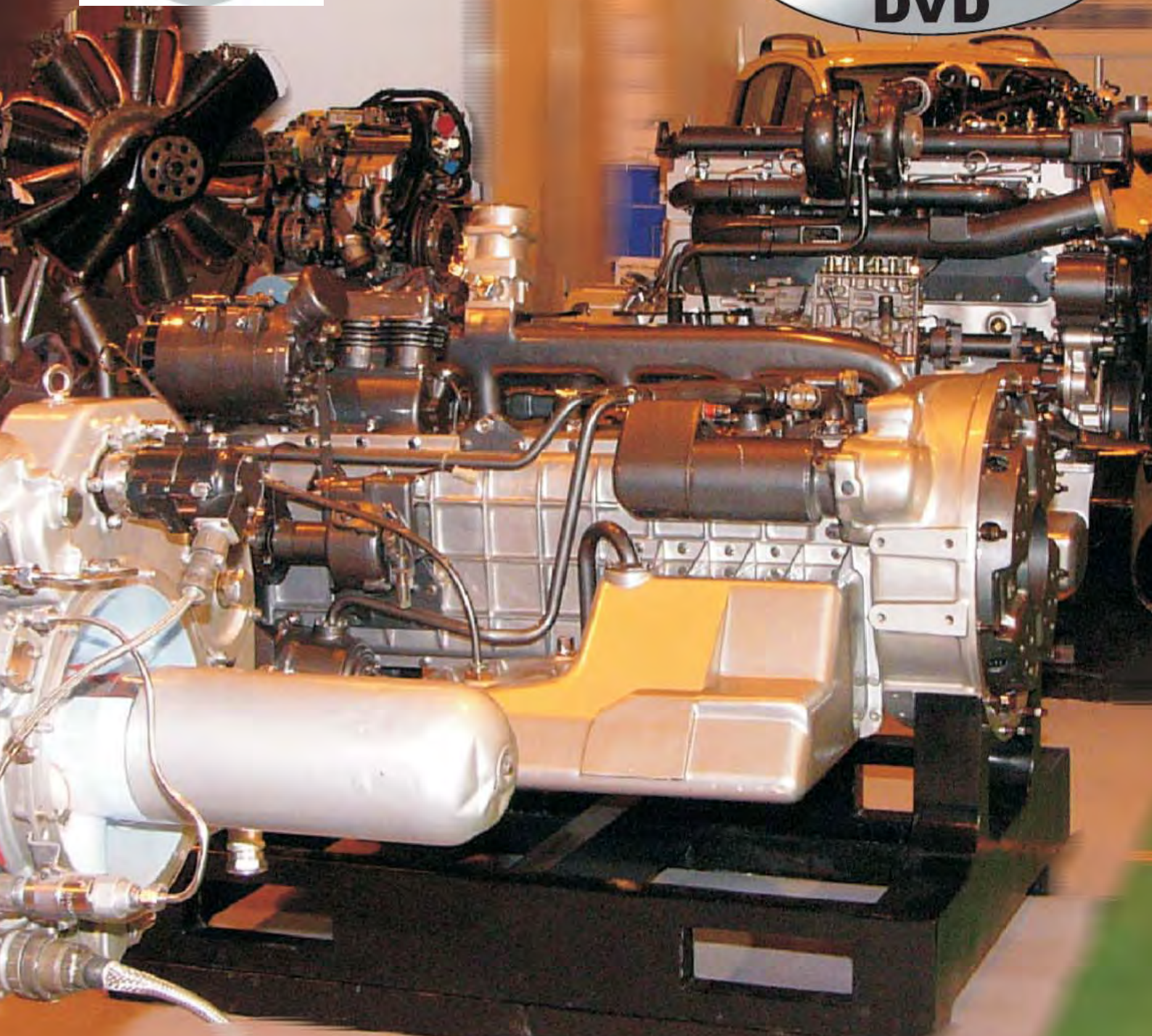




Nr 3/2005 (122)



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



9 771 734 294027 01



SILNIKI SPALINOWE

COMBUSTION ENGINES

Czasopismo naukowe

Scientific Magazine

Nr 3/2005 (122)

Listopad 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

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

Rada Programowa/Scientific Board:

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał

prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski

prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

prof. dr hab. inż. Marek Orkisz

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

prof. dr inż. Stefan Pischinger

prof. dr hab. inż. Tadeusz Rychter

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr hab. inż. Mirosław Wszyński

Redakcja/Editorial Office:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

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

E-mail: silniki@ptnss.pl

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,

we wrześniu br. odbył się Kongres Silników Spalinowych, którego program przedstawiony był w poprzednim numerze naszego pisma. Kongres stał się znaczącym wydarzeniem w działalności Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych oraz w aktywności branżowego środowiska polskich naukowców i inżynierów.

W bieżącym numerze zamieszczamy sprawozdanie z przebiegu Kongresu. Miał on wyraźnie międzynarodowy charakter i pozwolił na przedstawienie wyników prac badawczych i rozwojowych w szerokim kontekście światowych tendencji. Polska, ze swoją produkcją 2 mln silników rocznie, w większości silników najnowocześniejszych, staje się obecnie ważnym centrum produkcyjnym; w związku z tym należy również oczekiwać wyraźnego wzrostu i podniesienia poziomu odpowiednich badań naukowych i aplikacyjnych.

W ramach Kongresu odbyła się dyskusja panelowa, która zgromadziła uznanych specjalistów i światowe sławy w zakresie badań naukowych dotyczących silników spalinowych. Skrót przedstawionych tez i ocen przedstawiamy na str. 6. Omówieniu tej dyskusji poświęcamy dużo miejsca ze względu na opiniotwórcze znaczenie występujących osób oraz wagę prezentowanych wniosków dla kierunków dalszego rozwoju silników spalinowych.

Kongres przyczynił się do pozyskania spośród jego uczestników wielu nowych czytelników zagranicznych i do podniesienia międzynarodowej rangi naszego pisma. Z przyjemnością informujemy, że do udziału w Radzie Programowej zaproszenia przyjęli: prof. Bernard Challen (*Shoreham Services*, Wlk. Brytania), prof. Stefan Pischinger (*Instytut FEV*, Aachen, Niemcy) oraz prof. Mirosław Wszyński (*University of Birmingham*, Wlk. Brytania). Zgody te uważamy za znaczące wyróżnienie dla poziomu naukowego i edytorskiego naszego pisma, ale przede wszystkim, jako wyróżnienie dla pozycji Polski wśród producentów silników oraz jej zaplecza naukowo-badawczego.

Z przyjemnością pragniemy też poinformować, że kwartalnik *Silniki Spalinowe* uzyskał na liście Komitetu Badań Naukowych kategorię pisma ocenianego 6 punktami. Oczekujemy, że zwiększy to zainteresowanie autorów publikowaniem swoich prac na naszych łamach, do czego zapraszamy.

Redakcja

Kwartalnika *Silniki Spalinowe*

Spis treści / Contents:

Od Redakcji	1
Konferencje/Conferences	
I Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych – sprawozdanie z przebiegu/ <i>I International Congress of Combustion Engines – A roundup</i>	3
Przyszłość samochodowych silników spalinowych: tendencje, czynniki rozwoju rynku, współzawodnictwo technologii/ <i>Future IC automobile engines: trends, market drivers and the technology challenges</i>	6
Produkcja/Production	
<i>J. Merkisz: Przemysł silnikowy w Polsce/Engine manufacturing industry in Poland</i>	12
Konstrukcja/Design	
<i>R. Imarisio, P. Giardina-Papa, M. Siracusa: Nowy silnik wysokoprężny 1,3 dm³ 90 KM/The New 1.3 L 90 PS Diesel Engine</i>	22
<i>K. Jiang, P. Jin, J.-S. Kim: Konstrukcja i wytwarzanie mikrosilnika tłokowego/Design and fabrication of a micro reciprocating engine</i>	32
Badania/Research	
<i>J. Barata: Modelowanie ruchu kropeł paliwa, rozpylenia i parowania podczas przepływu burzliwego/On the modeling of droplet transport, dispersion and evaporation in turbulent flows</i>	42
<i>S. Okajima: Pomiarzy szybkości spalania mieszanki eteru dimetylowego z powietrzem przy użyciu techniki mikrociężenia/Measurement of burning velocity on DME fuel-air mixtures using microgravity technique</i>	56
Ekologia/Ecology	
<i>L. Piaseczny, R. Zadrąg: Badania wpływu dostarczania wody do cylindra na wskaźniki procesu spalania i toksyczności silnika ZS/Research on the influence of water delivery to cylinder on parameters of the combustion process and toxicity of CI engines</i>	61
Historia/History	
Prof. Jerzy Bohdan Dowkontt	67
Nowe konstrukcje/New constructions	
<i>M. Brzeżański: Nowe Silniki Spalinowe – Frankfurt 2005</i>	69
<i>M. Brzeżański: Volkswagen 1,4 TSI – nowa generacja silników o zapłonie iskrowym</i>	73
Personalia/Personalies	77
Aktualności/News	81
Bibliografia/Bibliography	
Książki, monografie, rozprawy/ <i>Books, monographies, studies</i> ...	84
Habilitacje, doktoraty/ <i>Qualifying as ass. prof., doctorates</i>	85
Konferencje/Conferences	86

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>

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

© Copyright by

Polish Scientific Society of Combustion Engines

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

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:**

prof. P. Rzesz, dr hab. inż. Kazimierz Lejda
prof. dr hab. inż. Andrzej Kowalewicz
dr hab. inż. Jerzy Jantos, prof. PO
dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki
dr inż. Wiesław Kozaczewski

Wydanie publikacji dofinansowane
przez Ministerstwo Nauki i Informatyzacji

Do numeru dołączona jest płyta DVD
zawierająca film dotyczący przebiegu
I Kongresu Silników Spalinowych

Okladka

I: Wystawa silników na I Międzynarodowym
Kongresie Silników Spalinowych w Szczyrku
IV: Układ zaworowy silnika
z hydrauliczną kompensacją luzu

I Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych I International Congress of Combustion Engines

Sprawozdanie z przebiegu/A roundup

W dniach 25-28 września 2005 roku w Szczyrku odbył się I Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych zorganizowany przez Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych. Honorowy protektorat nad Kongresem objęli: prof. Michał Kleiber – Minister Badań Naukowych i Informatyzacji oraz pan Jacek Piechota – Minister Gospodarki i Pracy.



Rys. 1. Sala obrad I Kongresu Silników Spalinowych

Fig. 1. Plenary room of the I Congress of Combustion Engines

W Kongresie uczestniczyło 256 przedstawicieli z różnych ośrodków naukowych i przemysłowych (rys. 1). W obradach brało udział 204 gości krajowych oraz 52 osoby z zagranicy. Wygłoszono łącznie 90 referatów na 20 sesjach plenarnych i tematycznych. Przedstawiana problematyka dotyczyła: systemów wtrysku paliwa, procesu spalania i jego sterowania, obciążeń cieplnych silników, paliw alternatywnych i ich źródeł, diagnostyki silników, metod pomiaru emisji składników toksycznych i sposobów ich obniżania, modelowania i optymalizacji procesów silnikowych oraz tendencji rozwojowych silników spalinowych (por. Program Kongresu, *Silniki Spalinowe 2/2005*).

Kongres otworzył przewodniczący Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz (rys. 2). Dokonując otwarcia powiedział: „Kongres jest dla nas bardzo ważnym wydarzeniem, gdyż chcemy połączyć wysiłki jednostek naukowych, jednostek uniwersyteckich i przemysłu w celu poprawy jakości produkcji i osiągnięć silników spalinowych”.

W czasie uroczystości otwarcia – wraz z przewodniczącym Komitetu Organizacyjnego Kongresu prof. dr hab. inż. Maciejem Sobieszkańskim – wręczył nominację na Członka Honorowego PTNSS prof. dr hab. inż. Herbertowi Heitlandowi z Wolfs-

From 25 to 28 September 2005 in Szczyrk I International Congress of Combustion Engines was held. The Congress was organized by Polish Scientific Society of Combustion Engines. The honorary patronage over the Congress was taken by: Prof. Michał Kleiber – Minister for Scientific Research and Information Technology and Mr. Jacek Piechota – Minister of Economic Affairs and Labor.

256 participants from a variety of industrial and scientific centers attended the Congress (Fig. 1). 204 domestic participants and 52 foreigners took part in the scientific discussions. A total of 90 papers have been delivered in 20 plenary and theme sessions. The discussed issues were related to: fuel injection systems, combustion process and its control, engine thermal loads, alternative fuels and their sources, engine diagnostics, methodology of emission testing and ways of emission reduction, modeling and optimization of engine processes and the trends in the development of combustion engines (compare Congress Agenda, *Silniki Spalinowe 2/2005*).

The Congress was inaugurated by the president of Polish Scientific Society of Combustion Engines, Prof. Dr. Eng. Jerzy Merkisz (Fig. 2). When opening the ceremony he said: “The Congress is a yardstick event as we take every effort to join the forces of all scientific, university and industry centers to improve the quality of production and performance of combustion engines”.

During the opening ceremony, Prof. Merkisz, together with the Chairman of the Organizational Committee Prof. Dr. Eng. Maciej Sobieszkański nominated Prof. Dr. Eng.



Rys. 2. Otwarcie Kongresu przez Prezesa PTNSS prof. dr. hab. inż. Jerzego Merkisz

Fig. 2. Opening of the Congress by the president of PTNSS Prof. Dr. Eng. Jerzy Merkisz

burga (Niemcy), od wielu lat współpracującemu z Towarzystwem i polskim środowiskiem naukowym, bardzo zasłużonemu dla rozwoju silników spalinowych i dla współpracy międzynarodowej oraz kształcenia kadr w tym zakresie (rys. 3).



Rys. 3. Wręczenie nominacji na Członka Honorowego PTNSS prof. Herbertowi Heitlandowi

Fig. 3. Honorary PTNSS Membership for Prof. Herbert Heitland

W czasie uroczystości otwarcia prof. Jerzy Merkisz wygłosił referat na temat produkcji silników spalinowych oraz stanu przemysłu silnikowego i ośrodków naukowo-badawczych w Polsce (por. str. 12). Szczególnie duże zainteresowanie krajowych i zagranicznych uczestników Kongresu wywołała podana informacja o rocznej produkcji silników spalinowych w Polsce wynoszącej obecnie 2 mln sztuk; przeważająca większość to konstrukcje najnowocześniejsze, o najwyższych parametrach użytkowych. Na temat organizacji procesu produkcji takiego silnika (Fiat-GM 1.3 JTD SDE) mówił dyrektor Fiat-Auto Poland Zdzisław Arlet (rys. 4).

Obrazy odbyły się na trzech sesjach plenarnych, sesjach technicznych oraz na sesji plakatowej. Ważnym wydarzeniem Kongresu była dyskusja panelowa dotycząca kierunków rozwoju silników spalinowych na świecie, do udziału w której zaproszono dziesięciu przedstawicieli zagranicznych i polskich ośrodków naukowych i przemysłowych. Sesję poprowadził prof. Bernard Challen z Shoreham Services (Wielka Brytania). Ważniejsze tezy tej dyskusji wyrażone przez poszczególnych uczestników zostały przedstawione na str. 6-11 bieżącego numeru.

W drugim dniu Kongresu odbyła się sesja plakatowa, na której swoje prace przedstawiły 42 zespoły badawcze. Wykaz prezentowanych w tej formie referatów przedstawiono na str. 89 (III str. okładki).

Kongresowi towarzyszyły imprezy dodatkowe. Dużym zainteresowaniem cieszyła się wystawa (rys. 5, por. okładka), na której prezentowano współczesne silniki spalinowe, głównie produkcji krajowej (FIAT Powertrain, Isuzu Motors, Volkswagen Motor Polska, Andoria-Mot), silniki o zasilaniu alternatywnym (PZL Mielec), silniki odrzutowe (WSK

Herbert Heitland from Wolfsburg (Germany) Honorary Member of PTNSS. Prof. Heitland for many years has been cooperating with the Society and the scientific community of engineers in Poland substantially contributing to the development of combustion engines and international cooperation, let alone the didactics in engineering (Fig. 3).

After the opening, Prof. Merkisz delivered a speech on the condition of the engine manufacturing industry and the scientific research centers in Poland (compare page 12). The unveiled information regarding the annual output of Polish engine plants reaching 2 m. units evoked a great deal of interest; most of the manufactured engines are state-of-the-art, top parameter units. The organization of the production process of such engines (Fiat-GM 1.3 JTD SDE) was discussed by Zdzisław Arlet – director Fiat-Auto Poland (Fig. 4).

The discussions were held in three plenary sessions, technical sessions and a poster session. A panel discussion that took place during the Congress was an important event that focused on the trends in the development of combustion engines worldwide. Ten representatives of Polish and foreign scientific and industrial centers were invited to participate in it. The session was chaired by Prof. Bernard Challen from Shoreham Services (Great Britain). The key assumptions of the discussion made by the participants are presented on page 6-11 of the current issue.

On the second day of the Congress a poster session was held, presenting works of 42 research groups. The list of the poster session papers is provided on page 89 (3rd cover page)

The Congress was accompanied by additional events. Much attention was devoted to the exhibition (Fig. 5, see cover) presenting modern combustion engines, chiefly of Polish manufacture (FIAT Powertrain, Isuzu Motors, Volkswagen Motor Polska, Andoria-Mot), alternative fuel engines



Rys. 4. Dyrektor FIAT PowerTrain pan Zdzisław Arlet w czasie ceremonii otwarcia

Fig. 4. Mr. Zdzisław Arlet – Director FIAT PowerTrain during the opening ceremony

PZL-Rzeszów), silnik gwiazdowy, a także akcesoria silnikowe (*Federal Mogul Bimet S.A., WSK PZL-Rzeszów, POLMO Kalisz, FPT Prima S.A., ISKRA*), urządzenia dydaktyczne i pomiarowe (*ITS, AVL List GmbH, SMETEC GmbH, Thepra-Lehrmittel GmbH & Co KG*). Swoje wyroby przedstawiło 19 firm produkujących silniki, ich osprzęt oraz aparaturę badawczą i dydaktyczną. Uzupełnieniem wystawy była prezentacja nowości wydawniczych o tematyce silnikowej oraz możliwość zakupu wybranych pozycji literaturowych z tego zakresu. Zagraniczni uczestnicy zwiedzili Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Samochodów Małolitrażowych Bosmal w Bielsku-Białej oraz fabrykę *FIAT Powertrain*.

Na zakończenie Kongresu odbyło się plenerowe przyjęcie. Uczestnicy wzięli udział w koncercie muzyki góralskiej połączonej z tańcami regionalnymi; wieczór ten był szczególnie miło wspomniany przez gości zagranicznych.

Uczestnicy Kongresu otrzymali materiały zawierające wygłoszone referaty w postaci cyfrowej na płycie CD oraz drukowany zeszyt z ich streszczeniami.

Zdaniem wielu uczestników Kongresu badania naukowe powinny się koncentrować nad dalszą poprawą właściwości użytkowych silników spalinowych, szczególnie ze względu na brak rozsądnej alternatywy w postaci innych źródeł napędu. Prof. Bernard Challen powiedział: „Silniki spalinowe stosujemy w samochodach osobowych już od 110 lat. W tej dekadzie na pewno zaobserwujemy wiele zmian. Dokonuje się ona przecież od 80 lat i pewnie wiele rzeczy można jeszcze zmienić”. Prof. Jerzy Merkisz zauważył, że: „pracujemy nad nowymi typami energii, np.: biopaliwami, olejem rzepakowym, wodorem i innymi mieszankami. Myślę, że również paliwa gazowe – zwłaszcza gaz ziemny – mają szansę rozwoju. Te nowe paliwa i poprawa efektywności silników spowodują, że silniki spalinowe jeszcze przez wiele lat będą podstawowym źródłem napędu pojazdów. Tłokowy silnik spalinowy jest najbardziej sprawnym energetycznie urządzeniem. Silniki okrętowe osiągają sprawność ogólną ok. 60%, co jest rekordem wśród wszystkich maszyn cieplnych... Gaz w zapalniczce do papierosów ma taką emisję, jak 25 silników spełniających normy emisji Euro 4”. Podobnie uważa dr Roberto Imarisio (*Fiat Powertrain Technologies*): „Patrząc w przyszłość myślę, że obecnie nie ma konstrukcji mogących zastąpić w produkcji masowej silnik spalinowy... nie pojawi się ona jeszcze długo”.

Podanie do ogólnej wiadomości wielkości rocznej produkcji silników w Polsce wywołało zaskoczenie u wielu gości zagranicznych. Dr R. Imarisio powiedział: „...byłem bardzo zaskoczony, że w Polsce dzisiaj produkuje się 2 mln silników. To znacznie więcej niż we Włoszech. Staje się więc jasne, że Polska jest postrzegana jako bardzo dobre miejsce,

(*PZL Mielec*), jet engines (*WSK PZL-Rzeszów*), a radial engine, engine components (*Federal Mogul Bimet S.A., WSK PZL-Rzeszów, POLMO Kalisz, FPT Prima S.A., ISKRA*) and measurement and didactic equipment (*ITS, AVL List GmbH, SMETEC GmbH, Thepra-Lehrmittel GmbH & Co KG*). 19 manufacturers have shown their engines, engine components and didactic and research equipment. A complement to the exhibition was a presentation of new engine related publications and the possibility to purchase these publications at the exhibition. The foreign participants of the Congress have visited Automotive R&D Center Bosmal in Bielsko-Biala and the FIAT Powertrain plant.

An outdoor party was organized at the end of the Congress. The participants had a chance to see a dancing and singing performance of a folk group. This evening was a particular delight for foreigners.

The participants of the Congress received materials containing the delivered papers in a digital form and a printed book of abstracts.

According to many participants, the research should focus on further improvement of the engine properties, particularly since there is no reasonable alternative to the current



Rys. 5. Towarzysząca Kongresowi wystawa silników spalinowych, osprzętu i urządzeń badawczych

Fig. 5. The Congress Exhibition of engines, engine components and research equipment

propulsion systems. Prof. Bernard Challen said: „We have been using combustion engines for over 110 years. In this decade we are to witness many changes. They have been going on for 80 years now and I am sure there are lots of things that can be improved”. Prof. Jerzy Merkisz noticed that: „we have been working on new types of energy sources: bio-fuels, rapeseed oil, hydrogen and other mixtures. I reckon, gaseous fuels, particularly CNG have chances here. These new fuels and the improvement of engine efficiency will secure a lengthy period of those fuels being used as primary energy source. A piston combustion engine is the most energy efficient machine. Marine engines reach 60% efficiency, which is a record in all thermal machines... The gas burnt from a single cigarette lighter generates as high a level of emissions as 25 Euro 4 engines together”. Dr Roberto Imarisio (*Fiat Powertrain Technologies*) agrees: „Looking into the future, I think today we have no alternatives to combustion engines that would replace them in mass production... years will pass before this will change”.

The official unveiling of the annual engine turnout in Poland astounded many foreign visitors to the Congress. Dr R. Imarisio said: „I was surprised that Poland today manufactures 2 m. engines. It is far more than in Italy. It is clear

by instalować tu zakłady produkcyjne, ponieważ poziom umiejętności jest wysoki, a jakość produkcji – znakomita. (W naszym zakładzie) ...wprowadziliśmy bardzo wyrafinowaną technologię i byliśmy ciekawi możliwości produkcyjnych i jakościowych fabryki. Powiem szczerze: osiągnięte efekty są lepsze niż się spodziewaliśmy”. Prof. B. Challen dodaje: „Ten nowy silnik (1.3 SDE) produkowany w Bielsku-Białej zdobywa nagrody na całym świecie. Jego projektant, który zresztą jest tu na Kongresie, jest z niego bardzo dumny, i z tego, jak rozwija się jego produkcja. Tak więc produkujecie tu jeden z wiodących na świecie silników, który montowany jest w samochodach osobowych... Myślę, że było bardzo ciekawe dowiedzieć się, że macie tu jedną z najlepszych fabryk, która pracuje w oparciu o najlepsze doświadczenia włoskie i amerykańskie. W Polsce osiągnięto już wiele światowych standardów i uważam, że Polacy powinni być dumni z tego, co już mają i z pewnością osiągną w przyszłości – to bardzo ekscytujący czas”.

Kolejny, II Kongres Silników Spalinowych odbędzie się w dniach 10-13 maja 2007 roku, na który Organizatorzy zapraszają już dziś.

that Poland is perceived as a very good location for production facilities because the skills are high and production quality is excellent. (In our plant) ...we have introduced a very sophisticated technology and were curious of the manufacturing capacity and quality results that would ensue. Quite frankly: the obtained results were more interesting than expected”. Prof. B. Challen adds: „this new engine (1.3 SDE) manufactured in Bielsko-Biala collects awards all over the world. Its designer, who is here with us, is very proud of it and the development of its production. Basically, you are manufacturing one of the leading engines in the world market that are fitted in passenger cars... I think it was a revelation to learn that you have one of the best plants operating on the experience of the Italian and American engineers. There have been many world standards that you have met here in Poland and I think you should take pride in what you already have and what you will surely have in the future – the times are very exciting”.

The next II Congress of Combustion engines will be held from 10-13 May 2007 to which the organizational committee wish to invite you.

Przyszłość samochodowych silników spalinowych: tendencje, czynniki rozwoju rynku, współzawodnictwo technologii

Future IC automobile engines: trends, market drivers and the technology challenges

W czasie I Międzynarodowego Kongresu Silników Spalinowych (Szczyrk, 25-28.09.2005) odbyło się forum dyskusyjne, tzw. dyskusja panelowa, z udziałem znanych i cenionych na świecie przedstawicieli środowisk twórczych zajmujących się problemami naukowymi, produkcyjnymi i eksploatacyjnymi dotyczącymi źródeł napędu, w tym silników spalinowych. Reprezentowali oni uczelnie wyższe, instytuty naukowo-badawcze i duże koncerny produkcyjne. W dyskusji uczestniczyli (w porządku alfabetycznym):

During the I International Congress on Combustion engines (Szczyrk, 25-28.09.2005) a panel discussion took place. Many known and recognized figures representing the university centers, scientific institutes, large automotive concerns and industrial centers dealing with the issues of power sources and combustion engines participated in it. The participants to the discussion were (as listed below).

The discussion was chaired by Prof. B. Challen. The participants were invited to deliver short speeches representing



Prof. Bernard J. CHALLEN
Wlk. Brytania/U.K.
Konsultant, dziennikarz, specjalista silników spalinowych/*Consultant, journalist, I.C. engine specialist.*



Dr Hubert FRIEDL
AVL List GmbH, Austria/*Austria.*
Specjalista do spraw silników o ZI/SI *engine specialist.*



Dr Bernd GEORGI
Volkswagen Commercial Vehicles Techn. Centre, Niemcy/*Germany.*
Specjalista ds. technologii i wytwarzania silników/*Specialist for engine production technology.*



Dr Roberto IMARISIO
FIAT Powertrain Technologies, Włochy/*Italy.*
Specjalista ds. silników o ZS/CI *engine specialist.*



Prof. Masahiro ISHIDA
Nagasaki University, Japonia/*Japan.*
Dziekan wydziału, Graduate School of Science & Technology, Nagasaki University/*Faculty Dean at Graduate School of Science & Technology, Nagasaki University.*



Prof. Stefan PISCHINGER
Niemcy/*Germany.*
Kierownik katedry VKT na RWTH i prezes instytutu naukowo-badawczego FEV/*Head of the Chair VKT at RWTH and president of FEV.*



Prof. Richard STOBART
University of Sussex, Wlk. Brytania/U.K.
Dyrektor Wydziału Inżynierii Projektowania na
Uniwersytecie Sussex/Head of the Faculty of
Design at Sussex University.



Prof. Mirosław WYSZYŃSKI
University of Birmingham, Wlk. Brytania/U.K.
Kierownik Centrum Technologii Pojazdów/Head
of Vehicle Technology Research Centre.

Dyskusję poprowadził prof. B. Challen. Uczestnicy zostali zaproszeni do wygłoszenia krótkich referatów przedstawiających ich poglądy na temat aktualnych problemów w rozwoju źródeł napędu pojazdów, głównie silników spalinowych. Pierwszy zabrał głos Dr Hubert Friedl przedstawiając: *Tendencje rozwoju i nowe technologie silników o ZI*. Główne tezy wystąpienia były następujące:

- Sprostanie wymogom rynku i normom ochrony środowiska – ze względu na różnice w oczekiwaniach należy ten problem rozważać dla silników w zależności od pojemności skokowej (silniki małe < 1,6 dm³; średnie 1,6 dm³ ... 2,4 dm³; duże > 2,4 dm³) (ryc. 1).
- Wyprodukowanie jednostki silnikowej zgodnie z zastosowanym podziałem spowoduje konieczność dostosowania czterech głównych aspektów w produkcji silników i jego eksploatacji: zużycia paliwa, kosztów, elastyczności silnika oraz emisji składników toksycznych.
- W celu zapewnienia rozwoju silników o ZI należy wejść w obszar nowych technologii, zarówno w aspekcie konstrukcyjnym, jak i tworzenie nowych systemów spalania.

Zagadnienia dotyczące problemów technologicznych występujących w nowoczesnych silnikach marki Volkswagen przedstawił Dr Bernd Georgi. Jego wystąpienie można streścić w następujących punktach:

- Nowoczesne konstrukcje silników wymagają zastosowania nowych technologii i materiałów.
- Nowe konstrukcje głowic i kadłubów silników spalinowych wykazują największy postęp technologiczny.
- Wykorzystywanie CAD jest celowe nie tylko do projektowania silnika, ale również do symulacji jego pracy i oceny jej wskaźników; w sposób istotny pozwala to skrócić proces dochodzenia do rozwiązań najkorzystniejszych.

Dr Roberto Imarisio przedstawił prezentację pt.: *Silnik spalinowy o ZS czy o ZI? Wyciąg trwa*. Skoncentrował się na omówieniu tendencji rozwojowych w silnikach o ZS i na ich konkurencyjności w stosunku do silników o ZI. Przedstawione wykresy (ryc. 2) posłużyły do oceny ich wzajemnej konkurencyjności, zarówno pod względem wskaźników pracy, jak i wskaźników ekologicznych, szczególnie w odniesieniu do emisji CO₂.

Główne tezy przedstawionej prezentacji były następujące:

- Aby silnik o ZS był bardziej konkurencyjny od silnika o ZI należy sprostać kolejnym normom emisji spalin, zmniejszyć ciężar, uzyskać niższy poziom emisji hałasu.
- Aby sprostać kolejnym normom emisji spalin w silniku spalinowym o ZS należy udoskonalić system spalania i zastosować nowe technologie oczyszczania spalin.



Prof. Piotr WOLAŃSKI
Uniwersytet Warszawski, Polska/Poland.
Kierownik Zakładu Silników Lotniczych, Specjalista ds. problemów spalania/Head of the Division of Aviation Engines, Specialist for combustion.



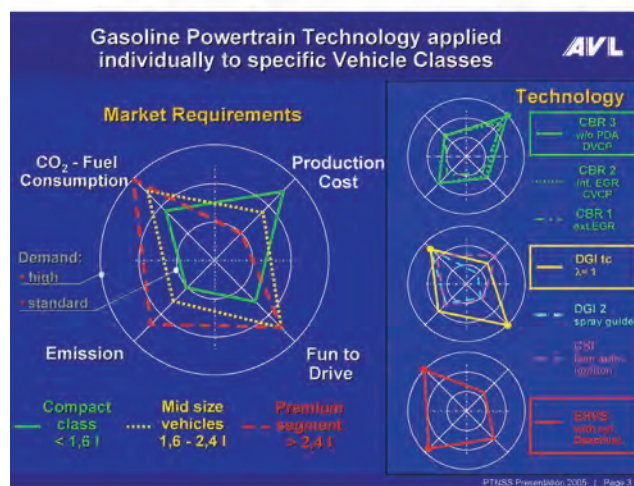
Dr Hongming XU
Jaguar Land Rover, Wlk. Brytania/U.K.
Specjalista ds. alternatywnych silników spalinowych/Specialist for alternative combustion engines.

their views on current issues in the development of sources of propulsion, mainly combustion engines. The first to speak was Dr. Hubert Friedl who gave a speech on The Trends in the Development and New Technologies in SI engines. His main assumptions were:

- To fulfill the market requirements and environment protection standards– due to discrepancies in the expectations, this problem should be considered based on engine capacity (compact class < 1.6 dm³; medium 1.6 dm³ ... 2.4 dm³; premium segment > 2.4 dm³) (fig. 1).
- Manufacturing of an engine according to the above division will force some adaptations of the four main aspects in engine production and its operation: fuel consumption, costs, engine dynamics and emissions.
- In order to ensure SI engine development, new technologies must be introduced in both engine design and engine combustion system development.

The issues related to technological problems of modern VW engines were discussed by Dr Bernd Georgi. His speech can be summarized as follows:

- Modern engine designs require new technologies and materials.



Compact class – klasa mała z silnikiem o pojemności do 1,6 dm³

Mild size vehicles – pojazdy średniej wielkości z silnikiem o pojemności do 1,6 dm³ do 2,4 dm³

Premium segment – wysokiej klasy pojazdy z silnikiem o pojemności powyżej 2,4 dm³

Ryc. 1. Podział rynku na trzy sektory w zależności od zużycia paliwa, kosztów, elastyczności silnika, emisji składników toksycznych

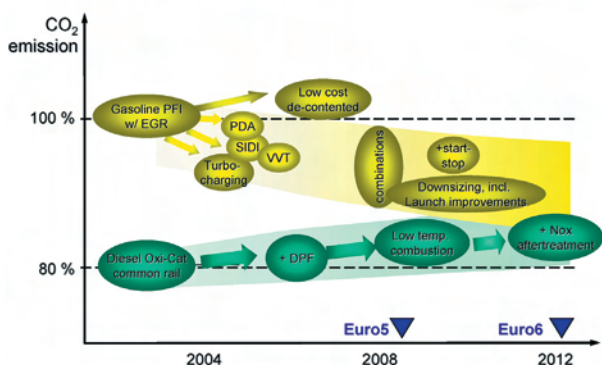
Fig. 1. Division of the market into three segments depending on fuel consumption, costs, engine dynamics and toxic emissions

- Obydwa systemy spalania mają przed sobą przyszłość, jednak silnik o ZS osiągnął w tym roku poziom 50% udziału w rynku i tendencja jest wzrostowa.
- „Wyścig trwa, silniki spalinowe mają jeszcze długą drogę do mety”.

Dla uczestników Kongresu, specjalistów z dziedziny silników spalinowych, ostatni wniosek sformułowany przez dr. Imarisio o długiej i interesującej przyszłości tego rodzaju źródła napędu był szczególnie ważny i został z zadowoleniem przyjęty.



Evolution of CO₂ emission



PFI (Port fuel-injected) – jednopunktowy wtrysk paliwa, SIDI (spark-ignition, direct injection) – zapłon iskrowy, bezpośredni wtrysk paliwa, DPF (diesel particulate filter) – filtr cząstek stałych

Ryc. 2. Oceny wzajemnej konkurencyjności silników o ZS i ZI w odniesieniu do emisji CO₂

Fig. 2. The evaluation of the competitiveness of SI and CI engines regarding the emission of CO₂

Zagadnienia dotyczące problemów nowoczesnych silników spalinowych o ZS przedstawił Prof. Masahiro Ishida. W prezentacji zawarte zostały wyniki badań dotyczące silników HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) oraz PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) prowadzone w Japonii. Przeważone przez niego wnioski można sformułować następująco:

- Dzisiejsze silniki o ZS w Japonii spełniają normy emisji zbliżone z Euro V (Europa wprowadzi normę Euro V w 2008 r., ryc. 3);
- Dalsze zaostrzenia wynikające z norm wymagają badań nad silnikami o niskiej emisji NO_x i PM, dlatego w Japonii są prowadzone szeroko zakrojone badania nad stworzeniem nowego systemu spalania typu HCCI;
- Na podstawie uzyskanych wyników z badań dotyczących zużycia paliwa i emisji związków toksycznych w silniku HCCI można przypuszczać, że wprowadzenie tego rodzaju silnika nastąpi w niedalekiej przyszłości.

Prof. Stefan Pischinger przedstawił informacje dotyczące nowoczesnych silników o ZS i o ZI. Skoncentrował uwagę na przyszłym zrównaniu parametrów tych silników i stwierdził, że:

- Aby zmniejszyć koszty produkcji należy dążyć do zunifikowania konstrukcji i systemów spalania silników o ZI i ZS (ryc. 4); docelowo należy stworzyć nową ich koncepcję.

- New design of engine heads and engine blocks show the most rapid technological advancement.
- CAD is applicable not only for engine design but also for the simulation of its operation and the evaluation of its parameters; this allows a significant reduction of the time in which best solutions are achieved.

Dr Roberto Imarisio presented a speech: Combustion Engine – SI or CI? The race continues. He focused on discussing the development trends in the CI engines and their competitiveness in relation to the SI engines. The presented graphs (fig. 2) helped in the evaluation of the competitiveness as regards the operation properties and some ecological aspects, particularly the problem of CO₂.

The main assumptions were the following:

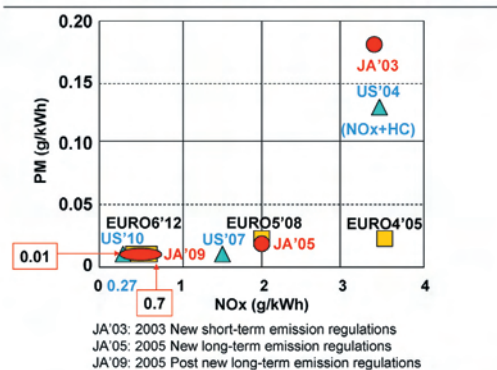
- In order for the CI to be more competitive than the SI engine, further emission limits must be fulfilled, the weight and the noise level must be reduced.
- In order to fulfill the stringent emission standards in CI engines the fuel combustion system must be improved and new after-treatment technologies must be introduced.
- There is future for both combustion systems, but CI engines have achieved a 50% market share this year and this trend is growing.
- „The race continues – there is a long way to the finish line for the combustion engines”.

The last assumption formulated by Dr. Imarisio regarding the long and interesting future of the engines was particularly important and was well received by the congress participants.

The issues related to the modern CI engines were presented by Prof. Masahiro Ishida. His presentation included the research results of the HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) engines and PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) engines conducted in Japan. The conclusions were as follows:



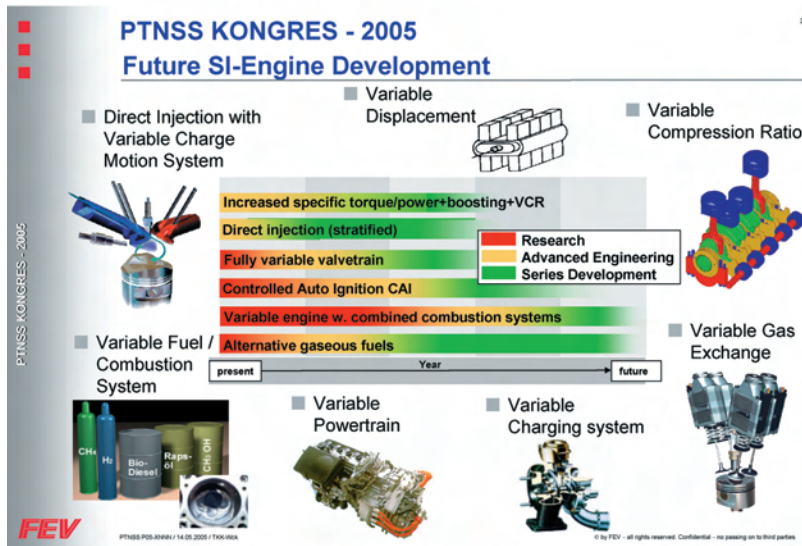
Emission regulation becomes more stringent !



- JA'03: 2003 Nowe normy emisji spalin (krótki okres testu)
- JA'05: 2005 Nowe normy emisji spalin (długi okres testu)
- JA'09: 2009 Następnne nowe normy emisji spalin (nowy, długi okres testu)

Ryc. 3. Regulacje dotyczące norm emisji PM i NO_x w Japonii, Europie, USA

Fig. 3. Regulations regarding the emission standards for PM and NO_x in Japan, Europe and the US



Direct Injection with Variable Charge Motion System – wtrysk bezpośredni paliwa z układem doładowania dynamicznego
Variable Displacement – zmienna objętość
VCR (Variable Compression Ratio) – zmienny stopień sprężania
Variable Gas Exchange – zmienne fazy rozrządu
Variable Charging system – zmienny system doładowania
Variable Powertrain – zmienne przełożenie napędu
Variable Fuel/Combustion System – zmienne paliwa/spalanie

Ryc. 4. Systemy brane pod uwagę w rozwoju silników spalinowych
 Fig. 4. Systems considered in the development of combustion engines

– Zrównanie to możliwe będzie przez zastosowanie: nowoczesnych systemów spalania (HCCI, PCCI), *downsizing*, doładowanie w silnikach typu DGI (*Direct Gasoline Injection*), łączenie systemów spalania (w przypadkach, w których jest to możliwe), powszechne zastosowanie katalizatorów DeNOx i nowych systemów oczyszczania spalin.

Rozwój silników spalinowych wymaga dostosowania systemów kontroli i sterowania ich pracą. Prof. Richard Stobart przedstawił w swoim wystąpieniu główne kierunki rozwoju systemów, których zadaniem jest sterowanie i kontrola pracą silnika spalinowego. Podczas przedstawionej prezentacji można było usłyszeć następujące wnioski:

- Sprostanie wymogom kolejnych norm emisji spalin wymaga zastosowania nowoczesnych systemów sterowania pracą silnika (ryc. 5).
- Systemy te muszą być dostosowane do sterowania takimi układami jak: nowy układ sterowania dla samochodów hybrydowych, doładowanie i sterowanie recyrkulacją spalin EGR.
- Polepszenie sprawności cieplnej może zostać osiągnięte poprzez zwiększenie precyzji sterowania, kontrolę systemów oczyszczania toksycznych składników spalin, zastosowanie diagnostyki pokładowej OBD.

Spełnienie norm związanych z ochroną środowiska wymaga zastosowania nowych, alternatywnych rozwiązań w konstrukcji silnika spalinowego. Prof. Piotr Wolański przedstawił możliwości rozwoju zastosowania paliw alternatywnych dla silników spalinowych oraz zastosowania układów hybrydowych.

- Modern CI engines in Japan are euro V compliant (Europe is to introduce this norm only in 2008, fig. 3);
- Further restrictions in the emission standards require more research on engine emission of NO_x and PM, thus, in Japan an extensive research is being conducted with a view to develop a new HCCI combustion system;
- Based on the obtained results of the tests on fuel consumption and toxic emissions in HCCI engines we might assume that the introduction of this type of engine is to take place in the nearest future.

Prof. Stefan Pischinger presented a speech on modern CI and SI engines. He concentrated on the future leveling of the parameters of both engine types and said that:

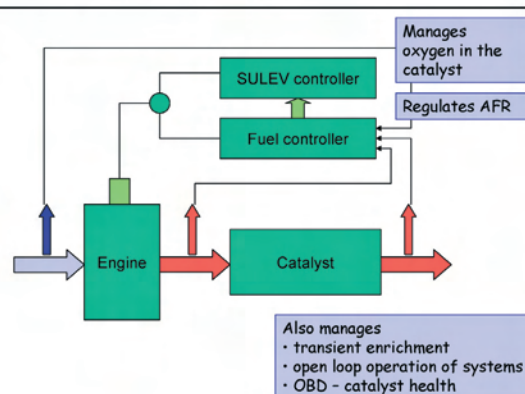
- In order to reduce the production costs we need to unify the designs and the fuel systems of both engine types (fig. 4); the objective is to develop a new concept for these engines.

– The said leveling will be possible through the application of: modern combustion systems (HCCI, PCCI), downsizing, charging in DGI engines (*Direct Gasoline*

Injection), combination of combustion systems (if possible), common application of DeNOx catalysts and new after-treatment systems.

The development of combustion engines requires some adaptations of their control systems. In his presentation Prof. Richard Stobart disclosed the main trends in the development of the systems of engine control. While listening to the speech we could hear the following conclusions:

Control of a Three Way Catalyst

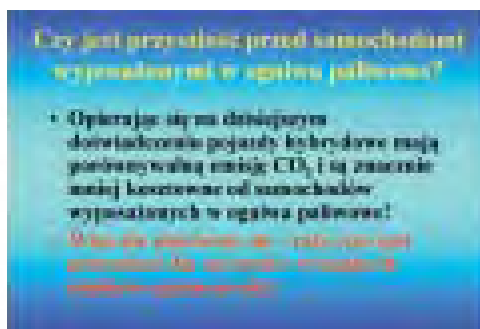
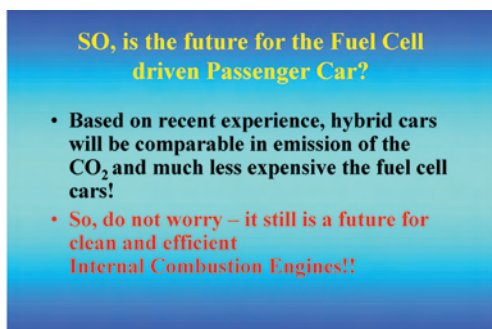


Engine – silnik
Catalyst – reaktor katalityczny
Fuel controller – czujnik niespalonego paliwa
SULEV controller (super ultra low emission vehicle) – system kontroli dla pojazdów nisko-emisyjnych

Ryc. 5. System kontroli układu oczyszczania spalin
 Fig. 5. Aftertreatment System

- W swoim wystąpieniu przedstawił następujące tezy:
- Porównanie silnika spalinowego z możliwością zastosowania ogniwi paliwowych w aspekcie: sprawności, emisji i kosztów.
 - Silnik spalinowy w połączeniu z silnikiem elektrycznym jest bardziej sprawny, bardziej przyjazny środowisku i mniej kosztowny niż ogniwa paliwowe.
 - Duży potencjał rozwojowy tkwi w nowoczesnych konstrukcjach silników spalinowych; ogniwa paliwowe nie znajdują zastosowania w bliskiej przyszłości (ryc. 6).

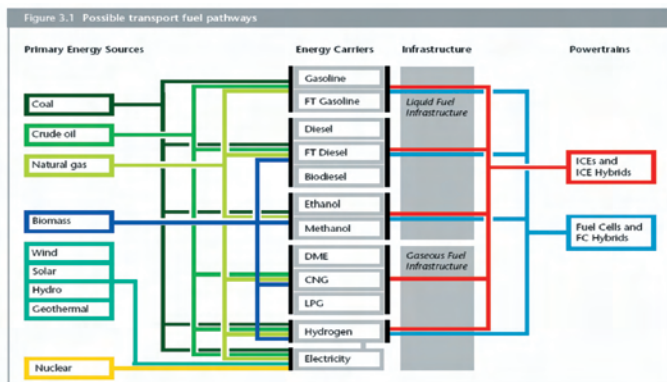
Możliwość wyczerpania się złóż ropy naftowej w niedalekiej przyszłości powoduje, iż wiele instytutów prowadzi prace badawcze związane z poszukiwaniem paliw alternatywnych.



Ryc. 6. Konkluzja na temat zastosowania ogniwi paliwowych w pojazdach osobowych
 Fig. 6. A conclusion on the application of fuel cells in passenger vehicles

Prof. Mirosław Wyszynski przedstawił różne rodzaje paliw alternatywnych, którymi będzie można w przyszłości napędzać silniki spalinowe. Główne tezy wystąpienia były następujące:

- Potencjał paliw wodorowych w zastosowaniu do silników spalinowych jest bardzo duży (duża wartość opałowa 120 MJ/kg, doskonałe spalanie) (ryc. 7).
- Zastosowanie paliw alternatywnych i wodorowych spowoduje wzrost sprawności i redukcję emisji związków toksycznych.



Primary Energy Sources – źródła energii pierwotnej
 Energy Carriers – nośniki energii
 Infrastructure – infrastruktura
 Powertrain – przeniesienie napędu

Ryc. 7. Paliwa alternatywne dla transportu
 Fig. 7. Alternative fuels for transportation

- The fulfillment of the ever stringent emission standards requires the application of modern engine control units (fig. 5).
- The said systems must be well adapted to control such elements of the engine as: new control system for hybrid vehicles, supercharging and EGR control.
- Improvement of thermal efficiency can be achieved by fine tuning of the control process, the control of the aftertreatment systems, the application of OBD (On-board Diagnostic).

The compliance with the environment protection regulations forces the application of new, alternative solutions in the combustion engines. Prof. Piotr Wolański discussed the possibilities of the application of alternative fuels in combustion engines as well as the application of hybrid systems.

In his speech he provided the following assumptions:

- The comparison of a combustion engine with the possibility of fuel cell application in the automotive industry in the aspect of efficiency, emissions and costs.
- A combustion engine combined with an electric motor is more efficient, more environment friendly and less expensive than fuel cells.
- There is a large potential in the modern designs of combustion engines; fuel cells will not prevail in the nearest future (fig. 6).

The possibility of depletion of the natural resources of crude oil in the nearest future coerces many institutes to do research on alternative fuels.

Prof. Mirosław Wyszynski discussed a variety of alternative fuels that may be used for combustion engines in the future. His main assumptions were as follows:

The potential of hydrogen fuels in combustion engine application is huge (high calorific value 120 MJ/kg, excellent combustion) (fig. 7).

The application of alternative and hydrogen fuels will substantially increase the engine efficiency and diminish the level of emissions.

The future will see new specially designed combustion engines and their combination into hybrid systems.

All the organizations related to the automotive industry are working on the solutions that will enable combustion engines to comply with the legislation. One of the concepts under investigation is the HCCI engine which has been presented by Dr Hongming Xu in his speech.

– W przyszłości będzie możliwe stworzenie nowych, specjalnych silników spalinowych i połączenie ich w układy hybrydowe.

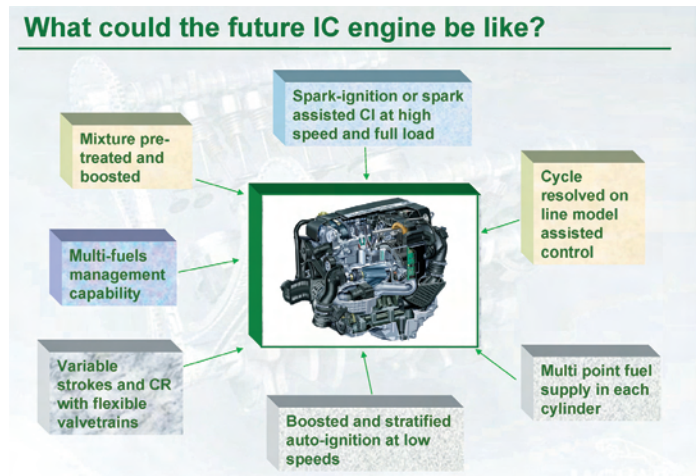
Wszystkie firmy związane z przemysłem motoryzacyjnym pracują nad wynalezieniem takiego silnika, który spełniałby wymagania, o których mowa w normach. Jednym z realizowanych dziś pomysłów jest koncepcja silnika HCCI, którą w swym wystąpieniu przedstawił Dr Hongming Xu. Stwierdził m.in.:

- Wymagania, jakie stawia rynek i normy powodują, że dzisiejszy silnik musi być atrakcyjny dla jego przyszłego użytkownika.
- Stworzenie nowoczesnego silnika nastęrcza wielu problemów, z którymi musimy się zmierzyć, a zwłaszcza problemów z kontrolowaniem procesu spalania (spalanie stukowe – ingerencja we własności paliwa), należy również wyrównać temperaturę spalania i współczynnik nadmiaru powietrza λ , ujednolicić technologię wytwarzania układów wtryskowych, układów rozrządu, doładowania itd. (ryc. 8).
- Najlepszą koncepcją, która jest w stanie spełnić wymagania jest system spalania HCCI.

Dyskusję panelową podsumował Prof. Bernard J. Challen, który przedstawił główne tematy wystąpień, do których zaliczyć można (ryc. 9):

- nowe systemy spalania (HCCI, PCCI, ogniwa paliwowe, wodór),
- nowe technologie i konstrukcje silników spalinowych i ich systemów,
- inteligentne systemy kontroli procesu spalania w silnikach spalinowych,
- OBD (*On Board Diagnostic*),
- Pojazdy przyszłościowe (hybrydy, ogniwa paliwowe, paliwa alternatywne).

Prof. Bernard J. Challen podziękował uczestnikom spotkania dyskusyjnego za przedstawienie swoich wniosków i poglądów.



Mixture pre-treated and boosted – mieszanka homogeniczna i doładowana
Spark-ignition or spark assisted CI at high speed and full load – zapłon iskrowy lub zapłon samoczynny wspomagany świecą przy wysokich prędkościach obrotowych i pełnym obciążeniu

Cycle resolved on line model assisted control – system sterowania pracą silnika dla pojedynczych cykli wspomagany modelowo

Multi point fuel supply in each cylinder – wielopunktowy wtrysk paliwa w każdym cylindrze

Boosted and stratified auto-ignition at low speeds – doładowany i uwarstwiony ładunek z wykorzystaniem samozapłonu przy małych prędkościach obrotowych

Variable strokes and CR with flexible valvetrains – zmienny skok tłoka i stopień sprężania ze zmiennym napędem rozrządu

Multi-fuels management capability – wielopaliwowy system zarządzania

Ryc. 8. HCCI – rozwiązanie nowych systemów spalania

Fig. 8. HCCI – a solution for new combustion systems

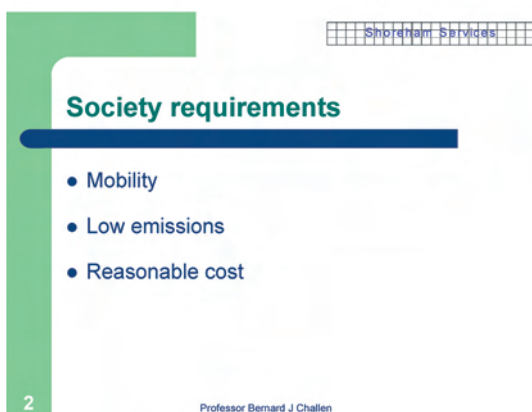
He said:

- The requirements set out by the market and the legislation force the engineers to come up with an attractive offer for the future end users.
- Coming up with a state-of-the-art design provides many challenges that we must face, particularly the challenges related to the combustion process control (knocking combustion – modification of fuel properties). The combustion temperature must be leveled as well as the λ coefficient, the technology of injection systems, valve systems and charging systems must be unified (fig. 8).
- The best solution that would fulfill those requirements is the HCCI combustion system.

The panel discussion was rounded up by Prof. Bernard J. Challen who reminded the main topics of the discussion (fig. 9):

- New combustion systems (HCCI, PCCI, fuel cells, hydrogen),
- New technologies, engine designs and their subsystems,
- Intelligent combustion process control units in the engines,
- OBD (*On Board Diagnostic*),
- Future vehicles (hybrids, fuel cells, alternative fuels).

Prof. Bernard J. Challen thanked all the participants for the presentation of their views and conclusions.



Mobility – wszechstronność

Low emission – niska emisja

Reasonable cost – uzasadniony koszt

Ryc. 9. Podsumowanie dyskusji

Fig. 9. A roundup of the discussion

Jerzy MERKISZ*

Przemysł silnikowy w Polsce

Polska, ze stale rosnącą produkcją silników spalinowych przekraczającą obecnie 2 mln sztuk rocznie, staje się istotnym w skali światowej producentem silników. W artykule przedstawiono, poprzedzoną krótkim rysem historycznym, aktualną charakterystykę znajdujących się w Polsce przemysłu silnikowego. Zaprezentowano profil produkcji ważniejszych producentów silników – zarówno koncernów zagranicznych produkujących na masową skalę silniki do samochodów osobowych, jak również produkujących bardziej specjalistyczne jednostki rodzimych wytwórców. Analizując produkcję silników stwierdzono, że w ostatnich latach w Polsce poczynione zostały znaczne inwestycje kilku wiodących światowych producentów silników, którzy jednocześnie ulokowali tu produkcję swoich najnowocześniejszych jednostek. Miało to decydujący wpływ na wzrost i unowocześnienie produkcji silników w Polsce, a także znaczne zwiększenie ich eksportu. Dzięki temu silniki spalinowe zajmują obecnie jedną z czołowych pozycji na liście polskich przychodów z eksportu. Zaprezentowany w artykule opis przemysłu silnikowego uzupełniono o krótką charakterystykę wyższych uczelni kształcących w dziedzinie silników spalinowych oraz jednostek badawczo-rozwojowych branży silnikowej. Na zakończenie przedstawiono misję Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych (PTNSS) w warunkach dynamicznie rozwijającego się w Polsce przemysłu silnikowego.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, przemysł, produkcja, rozwój

Engine manufacturing industry in Poland

Poland, with its continuously growing engine production – currently exceeding 2 mn units per annum – is becoming a distinguishing engine manufacturer on a world scale. The article, along with a short historical note, characterizes the engine manufacturing industry in Poland. The production profiles have been presented of both, international concerns with their mass production and more specialized Polish plants. The analysis of engine production unveiled the fact that sizeable investment projects have been realized recently in the territory of Poland by several leading engine manufacturers. Such a fact directly influences the growth and improvement of the Polish engine manufacturing industry, not to mention the increase in Poland's export. Owing to the said changes, combustion engines are on top of the list of Polish export sales. The here presented characteristics of Polish engine production also includes short descriptions of Polish university centers and R&D centers focused on didactics and scientific research in the field. At the end of the paper the author sheds some light on the mission of Polish Scientific Society of Combustions Engines (PTNSS) in the dynamically developing engine manufacturing industry in Poland.

Key words: combustion engine, industry, production, development

Konstrukcje mniej lub bardziej zasługujące na miano silnika spalinowego zaczęły pojawiać się już na początku XIX wieku; wśród nich chyba najbardziej znany jest silnik szwajcarsa Isaaca de Rivaza z 1806 roku. Za początek historii tłokowych silników spalinowych powszechnie przyjmuje się jednak rok 1860, w którym to francuski inżynier belgijskiego pochodzenia – Jean Joseph Etienne Lenoir opatentował silnik swojego pomysłu. Silnik Lenoira był pierwszym silnikiem spalinowym produkowanym na dużą skalę i pierwszym, który osiągnął sukces rynkowy. W roku 1865 w Paryżu pracowało około 500 takich silników.

Wg Niewiarowskiego [1] za pierwszego wytwórcę silników spalinowych na ziemiach polskich należy uznać zakład Machczyńskiego, który rozpoczął produkcję w Warszawie w 1885 roku. Z kolei pierwszy na ziemiach polskich silnik o zapłonie samoczynnym (ZS) wyprodukowano w 1913 lub w 1914 r. w Fabryce Armatur i Motorów URSUS w Warszawie. Po pierwszej wojnie światowej nazwę tej fabryki zmieniono na Zakłady Mechaniczne URSUS S.A., a w 1922 r. rozpoczęto w nich produkcję pierwszego polskie-

The first designs that aspired to the name of a combustion engine began to appear as early as the beginning of the 19th century. Among those, the most popular appears to have been the engine by Isaac de Rivaz created in 1806. It is, though 1860 that is commonly acknowledged to be the year of the beginning of a combustion engine when a French engineer of Belgian origin – Jean Joseph Etienne Lenoir patented the engine of his own design. Lenoir's engine was the first combustion engine manufactured on a large scale and the first to have been successful in the market. In 1865 in Paris there had already been approximately 500 of those engines.

Following Niewiarowski [1] the credit of the first engine manufacturer on Polish soil should go to the Machczyński Works which initiated production in Warsaw in 1885. The first compression ignition engine made on Polish soil was manufactured in 1913 or 1914 in Ursus in Warsaw. After the First World War the manufacturing plant was renamed to Mechanical Works Ursus S.A. and in 1922 the first Polish agricultural tractor with a two-cylinder 25 KM kerosene en-

go ciągnika rolniczego z dwucylindrowym silnikiem naftowym o mocy 25 KM. Zakłady URSUS kojarzone współcześnie wyłącznie z ciągnikami rolniczymi w okresie 20-lecia międzywojennego były bardzo ważnym krajowym producentem silników spalinowych, zarówno trakcyjnych (m.in. od 1930 r. silniki ZS na licencji Sauera), jak również lotniczych, stacjonarnych i rolniczych oraz pojazdów cywilnych i wojskowych różnych typów. Tam właśnie produkowano udane polskie silniki motocyklowe, w tym najbardziej znany silnik M111 o mocy maksymalnej 20-22 KM, przeznaczony do produkowanego również w zakładach URSUS słynnego motocykla Sokół 1000.

W okresie międzywojennym powstało wiele interesujących konstrukcji silnikowych opartych na polskiej myśli technicznej, choć wprowadzenie ich do produkcji zahamowane było w znacznym stopniu przez brak popytu w czasie kryzysu światowego. Pierwszym samochodem polskiej konstrukcji był CWS T-1 z roku 1921 wyprodukowany w liczbie około 800 sztuk. W 1923 roku powstał prototypowy silnik do tego samochodu. Był to silnik gaźnikowy, 4-cylindrowy, 4-suwowy, górnoszaworowy, chłodzony cieczą, o pojemności skokowej 3 dm³ i mocy maksymalnej 33 kW. Ze względu na brak w tamtych czasach paliw o wysokiej liczbie oktanowej, stopień sprężania wynosił tylko 4,5. Posiadał on jednak wiele, jak na owe czasy, nowatorskich rozwiązań, m.in. aluminiowy korpus i wymienne żeliwne tuleje. Silnik był smarowany pod ciśnieniem i wyposażony w układ wyłączający zapłon w przypadku niedostatecznego smarowania. Ciekawostką jest, że silnik ten posiadał tylko jeden (oprócz świec zapłonowych) rozmiar połączeń gwintowych – M10×1,5, a do jego rozebrania wystarczył jeden klucz – 17.

W latach trzydziestych produkcja silników samochodowych w Polsce była głównie wynikiem nawiązanej w 1931 r. współpracy licencyjnej z FIATEm. Podjęto wówczas produkcję silników Fiat 108 i Fiat 117 (polskie oznaczenia odpowiednio: PZInż 117 i PZInż 157). Nie były to silniki szczególnie nowoczesne (kadłub i głowica żeliwne, rozrząd dolnozaworowy), ale charakteryzowały się wysokim, jak na tamte czasy, stopniem sprężania, odpowiednio 6,6 i 6,1. Wielkość produkcji licencyjnych silników FIATA w 1935 r. wyniosła około 2500 sztuk. Stosowane były one m.in. w samochodach Polski FIAT 508, 518, 618, a także w krajowych konstrukcjach, na przykład w samochodzie terenowym PZInż 303.

W okresie drugiej wojny światowej przemysł silnikowy na terenach polskich został niemal doszczętnie zniszczony i rozgrabiony. Co więcej, w okresie tym straciło życie lub wyemigrowało wielu zdolnych konstruktorów. W Oświęcimiu zginął znany konstruktor silników samochodowych i lotniczych inż. Tadeusz Tański.

Polski przemysł silnikowy odradzał się po wojnie w bardzo trudnych warunkach infrastrukturalnych, kadrowych i politycznych. Pierwsze powojenne silniki były to jednostki składane w prymitywnych warunkach z elementów dostarczanych w ramach pomocy, m.in. z UNRRA¹⁾. Załóżki polskiego przemysłu silnikowego z prawdziwego zdarzenia

gine left the works. The Ursus plant, today associated mainly with agricultural machinery, in the period between WWI and WWII were an important manufacturer of combustion engines in Poland – traction engines (1930 Diesel engines licensed from Sauer) aviation, stationary and agricultural engines as well as civilian and military vehicles of various types. It was Ursus where the successful motorcycle engines were manufactured including the most renown M111 of a power output reaching 20-22 KM designed for the Sokół 1000 motorcycle which was also manufactured at that very plant.

Before the WWII many interesting designs based on Polish technical potential were developed though, the launch of these projects was arrested by the lack of demand resulting from the world crisis. The first vehicle of Polish origin was the CWS T-1 of 1921. 800 of those vehicles were manufactured at that time. In 1923 a prototype engine for the said vehicle was developed. It was a 3 dm³, 33kW, 4-cylinder, four stroke, OHC carburetor engine with a coolant system. Due to a lack of high octane fuels at that time, its compression ration was merely 4.5. This engine, however, had a multitude of innovative solutions such as aluminum block or replaceable cast-iron piston sleeves. The engine had a pressure lubrication system and was equipped with ignition cut-off on lubrication failure. The curiosity here is that the only screw joint gauge applied in the engines (apart of the spark plugs) was M10×1.5 and it only took a single wrench to disassemble the unit – 17.

In the 30's of the 20th century the engine manufacturing in Poland was mainly a result of a cooperation established in 1931 with Fiat. The production of such engines as Fiat 108 and Fiat 117 (Polish identification respectively: PZInż 117 and PZInż 157) was launched back then. These were not particularly modern engines (blocks and heads made of cast-iron, under-head valve system) but were characterized by a high compression ratio as for those times – 6.6 and 6.1 respectively. The production of the engines licensed from Fiat in 1935 was approximately 2500 units. The engines were fitted in Polski FIAT 508, 518, 618 and in own, Polish products – PZInż. 303 – an off-road vehicle.

During WWII the engine manufacturing industry was nearly entirely desolated and looted. What is more, many outstanding individuals related to the industry emigrated or lost their lives: Eng. Tadeusz Tański, a renown vehicle and aviation engine designer was exterminated in Oświęcim.

Polish engine manufacturing industry slowly re-spawned in very harsh political, infrastructure and personnel related environment. The first post-war engines were assembled in primitive conditions from subcomponents supplied by UNRRA. The beginning of a real Polish industry came at the end of the 40's. In 1948 Mechanical Works URSUS initiated production of an agricultural tractor LB-45, later renamed to C-45. The designers drew on a similar one by Lanz-Bulldog which had already been an obsolete but simple and reliable design. The engine of this tractor – a single cylinder, two-stroke engine with a characteristic pre-heat chamber had a power output of 45 KM.

zaczęły się kształtować pod koniec lat czterdziestych. W 1948 r. Zakłady Mechaniczne URSUS rozpoczęły produkcję ciągnika rolniczego LB-45, nazwanego później C-45. Wzorowany był on na ciągniku Lanz-Buldog, który w owym czasie był już konstrukcją dość przestarzałą, aczkolwiek prostą i sprawdzoną. Silnik tego ciągnika – jednocylindrowy, dwusuwowy, z tzw. gruszką żarową rozwijał moc 45 KM.

W okresie lat pięćdziesiątych i sześćdziesiątych, obok silników produkowanych na licencji radzieckiej (silnik M-20 do samochodu Warszawa oraz silnik do samochodu Lublin 51) i czechosłowackiej (silnik Skoda RT do samochodu ciężarowego Żubr i autobusu Jelcz), opracowano i wdrożono wiele własnych konstrukcji, w tym między innymi:

- rodzinę 2-suwowych silników motorowerowych o pojemności skokowej 50 cm³ (Nowa Dęba),
- rodzinę 2-suwowych motocyklowych silników o pojemnościach 125, 150 i 175 cm³ (Świdnik),
- silnik 4-suwowy o pojemności 350 cm³ do motocykla Junak (Szczecin),
- silniki 2-suwowe do samochodów Mikrus i Syrena (Mielec, Bielsko-Biała),
- zmodernizowany silnik S 21 do samochodów Warszawa, Żuk i Nysa,
- silniki S 47 i S 53 do samochodów ciężarowych STAR i Autobusów SAN.

Intensywny rozwój polskiego przemysłu silnikowego rozpoczął się na przełomie lat sześćdziesiątych i siedemdziesiątych, i związany był z zakupem na zachodzie licencji produkcyjnych oraz podjęciem masowej produkcji motoryzacyjnej. Do najważniejszych osiągnięć tego okresu należy:

- podjęcie masowej produkcji silników do samochodów Fiat 126p o pojemnościach skokowych 600, 650, a później 700 cm³ w FSM Bielsko-Biała; około 200 tysięcy sztuk rocznie,
- podjęcie masowej produkcji silników do samochodów Fiat 125p o pojemnościach 1300 i 1500 cm³ oraz silnika samochodu Polonez o pojemności 1600 cm³ w FSO w Warszawie, około 100 tysięcy sztuk rocznie,
- opracowanie i wdrożenie do produkcji silnika S 359 do samochodu ciężarowego STAR 200 (FSC Starachowice),
- uruchomienie produkcji licencyjnych silników SW 400 w WSW Andoria i opracowanie silnika 4C90 własnej konstrukcji,
- uruchomienie produkcji licencyjnych silników SW 680 w WSK Mielec.

Spośród zagranicznych koncernów silnikowych Polska najściślej współpracą od dawna związana jest z FIATem. Jak już wspomniano, początki tej współpracy sięgają okresu międzywojennego. Po wojnie, w 1948 r. podpisany został kontrakt dotyczący budowy w Polsce fabryki samochodów. Prace rozpoczęto, ale głównie z przyczyn politycznych kontrakt został rok później zerwany. FIAT powrócił do Polski w roku 1967, kiedy rozpoczęto produkcję licencyjnego

W latach 50. i 60., oprócz silników licencyjnych (M-20 dla samochodów Warszawa i silnik dla Lublina 51) i czechosłowackich (Skoda RT dla Żubra i Jelcza), wiele własnych konstrukcji zostało opracowanych, takich jak:

- rodzina dwóch silników dwusuwowych o pojemności 50 cm³ (Nowa Dęba),
- rodzina dwóch silników dwusuwowych o pojemnościach 125, 150 i 175 cm³ (Świdnik),
- silnik czterusuwowy o pojemności 350 cm³ dla motocykla Junak (Szczecin),
- dwa silniki dwusuwowe dla Mikrusa i Syreny (Mielec, Bielsko-Biała),
- zmodernizowany silnik S 21 dla samochodów Warszawa, Żuk i Nysa,
- silniki S 47 i S 53 dla samochodów ciężarowych STAR i autobusów SAN.

Szybki rozwój polskiego przemysłu silnikowego rozpoczął się na przełomie lat 60. i 70. i związany był z zakupem licencji z Zachodu i rozpoczęciem masowej produkcji. Jednym z największych osiągnięć tego okresu były:

- rozpoczęcie masowej produkcji Fiat 126p o pojemnościach 600, 650, a następnie 700 cm³ w FSM Bielsko-Biała; około 200 000 sztuk rocznie,
- rozpoczęcie masowej produkcji Fiat 125p o pojemnościach 1300 i 1500 cm³ oraz silnika Polonez o pojemności 1600 cm³ w FSO Warszawa, około 100 000 sztuk rocznie,
- opracowanie i rozpoczęcie produkcji silnika S 359 dla samochodu ciężarowego STAR 200 (FSC Starachowice),
- rozpoczęcie produkcji licencyjnych silników SW 400 w WSW Andoria i opracowanie silnika 4C90 własnej konstrukcji,
- rozpoczęcie produkcji licencyjnych silników SW 680 w WSK Mielec.

Poland has, for many years now, been tightly knit with the concern of Fiat. As mentioned earlier, the cooperation reaches as far as the period between WWI and WWII. In 1948, after the War Fiat and Polish authorities signed a contract on the construction of a vehicle plant in Poland. The works were initiated but for political reasons the contract was terminated a year later. FIAT returned to Poland in 1967, when the production of FIAT 125p began. Currently, Fiat is the largest manufacturer of vehicle engines in Poland with its total annual turnout exceeding 600 000 units. Fiat-GM Powertrain in Bielsko Biala has been manufacturing one of the most modern CI engines worldwide since April 2003. It has received a prestigious reward – Engine of the Year 2005 in its class – 1.0 to 1.4 dm³, outranking over 60 other engines of a similar type introduced into the market within the last year. This engine (Fig. 1) with its capacity of 1.3 dm³ is fitted with a *common rail* system using the Multijet technology. It is identified in the market as: 1.3 SDE, 1.3 JTD or 1.3 CDTi and is sold in power versions of 51 or 66 kW²⁾. It is fitted in FIAT vehicles: *Panda, Punto, Idea, Palio, Albea*,

¹⁾ ang. *United Nations Relief and Rehabilitation Administration* – Organizacja Narodów Zjednoczonych do Spraw Pomocy i Odbudowy, organizacja międzynarodowa powstała w USA w 1943 r. dla niesienia natychmiastowej pomocy krajom alianckim zniszczonym w wyniku II wojny światowej; rozwiązana w 1947 r. [2].

²⁾ Refer to *Silniki Spalinowe 2/2005* (121), pp. 71-75; prototype version reaches 88 kW.

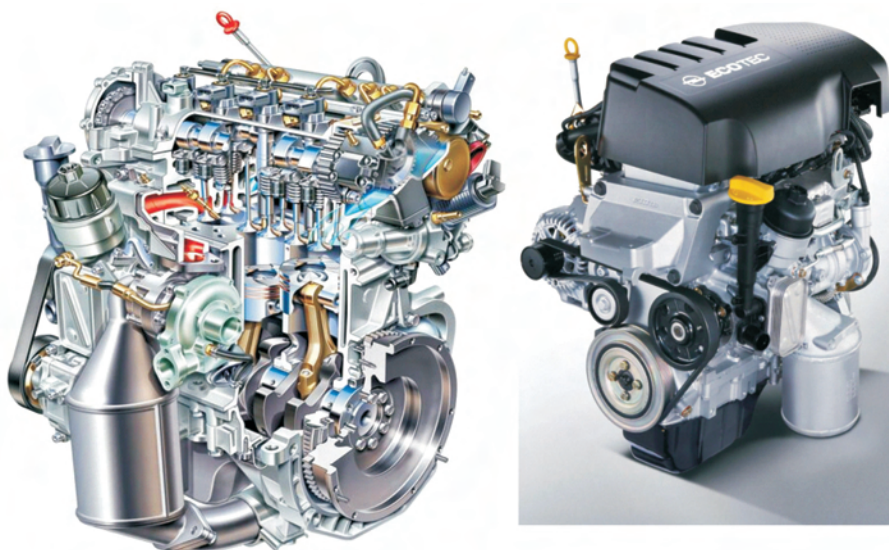
samochodu FIAT 125p, a obecnie jest największym producentem silników spalinowych w Polsce z całkowitą produkcją ponad 600 tysięcy sztuk rocznie. Od kwietnia 2003 roku w zakładach Fiat-GM Powertrain w Bielsku Białej jest produkowany jeden z najnowocześniejszych silników ZS na świecie. Otrzymał on prestiżowy tytuł Silnika Roku 2005 w klasie jednostek o objętości skokowej od 1,0 do 1,4 dm³, wyprzedzając prawie 60 innych silników tego typu wprowadzonych na rynek podczas ostatniego roku. Silnik ten (rys. 1) o pojemności skokowej 1,3 dm³ zasilany jest w systemie *common rail* wykorzystującym technologię Multijet. Na rynku znany jest pod nazwami: 1.3 SDE, 1.3 JTD lub 1.3 CDTi i oferowany w wersjach o mocy 51 lub 66 kW²⁾. Montowany jest w samochodach FIAT: *Panda, Punto, Idea, Palio, Albea, Doblo, Lancia: Ypsilon, Musa*, Opel: *Agila, Corsa, Astra III, Tigra Twin Top, Combo Tour*, Suzuki: *Swift, Ignis, Wagon R+*, Subaru: *G3X Justy*. Docelowa wielkość produkcji tego silnika ma wynieść 640 tysięcy sztuk rocznie.

Volkswagen, choć nie związany historycznie z Polską tak silnie jak FIAT, dziś niewiele ustępuje mu pod względem produkcji silników, zajmując drugie miejsce na liście producentów silników w Polsce. W Polkowicach od 1999 r. produkowany jest najbardziej renomowany silnik ZS zasilany pompowtryskiwaczowo, flagowy silnik Volkswagena – 1.9 TDI (rys. 2). Silnik produkowany jest w wersjach o mocy od 66 do 110 kW i przeznaczony do samochodów Volkswagen: *Polo, Golf, Golf Plus, Bora, Jetta, New Beetle, Passat, Touran, Sharan, Multivan, Caddy, Transporter*, Audi: *A3, A4, A6*, Seat: *Ibiza, Cordoba, Leon, Toledo, Alhambra*, Skoda: *Fabia, Octavia Tour, Octavia, Superb* i Ford *Galaxy*. Obecna produkcja wynosi 540 tysięcy sztuk rocznie i ma być jeszcze zwiększona do 600 tysięcy.

Oprócz koncernów europejskich, produkcję silników lokują w Polsce również firmy japońskie. Pionierem był koncern ISUZU związany kapitałowo z GM, który w 1999 r. uruchomił w Tychach fabrykę o mocy produkcyjnej 300 tysięcy silników rocznie. Wytwarza ona silniki 1.7 CDTi (rys. 3) o mocach od 48 do 74 kW. Są one montowane w samochodach Opel: *Corsa, Meriva, Astra, Combo Tour* oraz Honda *Civic*.

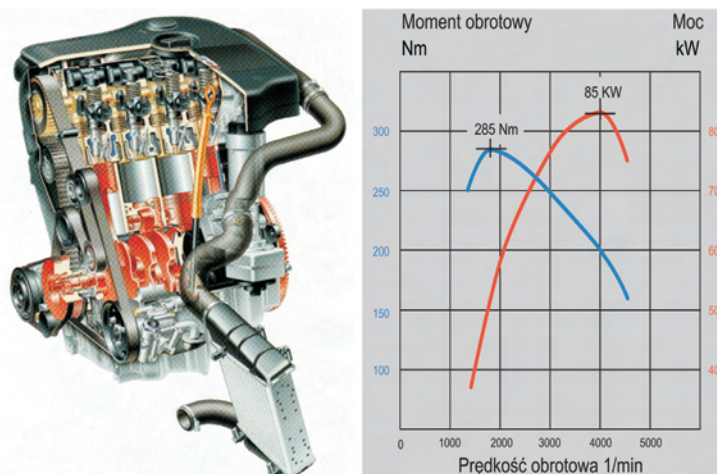
Silną pozycję producenta silników w Polsce posiada Toyota, lokując w naszym kraju aż dwie fabryki. W bieżącym roku firma Toyota Motor Industries Poland rozpoczęła w Jelczu-Laskowcach

Doblo, Lancia: Ypsilon, Musa, Opel vehicles: *Agila, Corsa, Astra III, Tigra Twin Top, Combo Tour*, Suzuki vehicles: *Swift, Ignis, Wagon R+*, Subaru: *G3X Justy*. The target production for this engines is 640 000 units per annum.



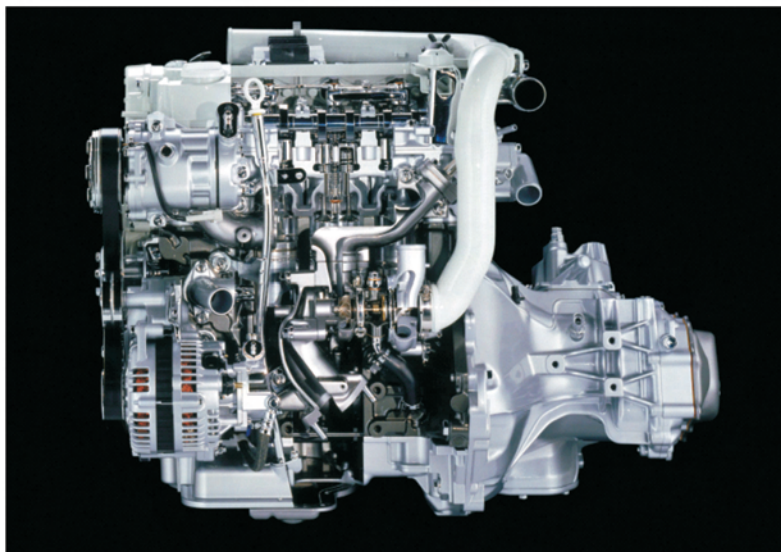
Rys. 1. Produkt Fiat-GM Powertrain w Bielsku Białej – silnik 1.3 SDE – Silnik Roku 2005
Fig. 1. A product by Fiat-GM Powertrain in Bielsko Biala – 1.3 SDE – Engine of the Year 2005

Volkswagen, though historically not that much related with Poland as is in the case of FIAT, today stands right behind it in terms of production turnout. The Polkowice plant has been manufacturing Volkswagen's most renown CI engine with its pump-nozzle injection system (1.9 TDI) since 1999 (Fig. 2). The engine is manufactured in power versions from 66 to 110 kW and is fitted in: Volkswagen: *Polo, Golf, Golf Plus, Bora, Jetta, New Beetle, Passat, Touran, Sharan, Multivan, Caddy, Transporter*, Audi: *A3, A4, A6*, Seat: *Ibiza, Cordoba, Leon, Toledo, Alhambra*, Skoda: *Fabia, Octavia Tour, Octavia, Superb* and Ford: *Galaxy*. The plant's current turnout amounts to 540 000 units per annum and is growing to reach the target of 600 000.



Rys. 2. Produkowany w Polkowicach silnik Volkswagen 1.9 TDI – najbardziej rozpowszechniony silnik ZS zasilany pompowtryskiwaczowo
Fig. 2. Volkswagen 1.9 TDI manufactured in Polkowice – most common pump-nozzle CI engine

²⁾ por. Silniki Spalinowe 2/2005 (121), s. 71-75; w wersji prototypowej silnik osiąga 88 kW.



Rys. 3. Produkowany w Tychach silnik ISUZU 1.7 CDTi

Fig. 3. Engine manufactured in Tychy – ISUZU 1.7 CDTi

produkcję swojego najnowocześniejszego silnika ZS – 2.2 D-4D (rys. 4). Silnik ten zasilany jest w systemie *common rail* z piezoelektrycznymi wtryskiwaczami i wyposażony w system oczyszczania spalin D-Cat z reaktorem katalitycznym DPNR (*Diesel Particulate NO_x Reduction*). Jest on przeznaczony m.in. do samochodów Toyota Avensis i Lexus IS 220d, a docelowa wielkość produkcji ma wynieść 300 tysięcy sztuk rocznie. Z kolei w Toyota Motor Manufacturing Poland w Wałbrzychu na początku bieżącego roku rozpoczęto produkcję trzycylindrowego silnika o zapłonie iskrowym (ZI) o zmiennych fazach rozrządu, oznaczonego 1,0 VVT-i (rys. 4), przeznaczony do samochodów Citroën C1, Peugeot 107 i Toyota Aygo. Docelowa produkcja tych silników ma wynieść 250 tysięcy sztuk rocznie.

W Polsce istnieje również kilka rodzimych wytwórni silników spalinowych, często o dużych tradycjach. Zakłady te będąc w okresie Polski Ludowej przedsiębiorstwami państwowymi z różnym szczęściem przeszły przez proces urynkwienia i prywatyzacji. Obszar działania rodzimych wytwórców silników dotyczy w dużym stopniu jednostek specjalistycznych (np. morskich, wojskowych, czy lotniczych), nie powinien więc dziwić fakt, że ich produkcja jest znacznie mniejsza niż przedstawionych wcześniej koncernów światowych posiadających w Polsce swoje fabryki.



Rys. 4. Produkowany w Polsce silnik Toyoty 2.2 D-4D

Fig. 4. Toyota engine manufactured in Poland 2.2 D-4D

European concerns are not the only ones to have shifted their production to Poland. The Japanese followed suit. ISUZU, which is related with GM through their shareholding structure, was a pioneer in this matter. They launched production in a new plant in Tychy in 1999 with a production capacity reaching 300.000 units per annum. They make 1.7 CDTi (Fig. 3) with power versions from 48 to 74 kW. They are fitted in Opel: *Corsa, Meriva, Astra, Combo Tour* and *Honda Civic*.

Toyota has a strong position in the manufacturing industry in Poland. Toyota has two plants there. This year Toyota Motor Industries Poland has initiated production of its modern CI engine 2.2 D-4D (Fig. 4) in Jelcz-Laskowce. This engine is fitted with a *common rail* system with piezoelectric injectors and is equipped with a D-Cat after-treatment system and a DPNR catalytic converter (*Diesel Particulate NO_x Reduction*). The engine was designed for Toyota Avensis and Lexus IS 220d. The production target is estimated at 300 000 units per annum. Toyota Motor Manufacturing Poland in Wałbrzych initiated the production of a 3-cylinder SI VVT engine in the beginning of the year identified as 1.0 VVT-i (Fig. 4) fitted in Citroën C1, Peugeot 107 and Toyota Aygo. The production target is 250 000 units per annum.

Poland also has several own engine plants that have their history. The plants, in the times of People's Republic of Poland, were state-owned and had to go through a process of privatization and shift to market economy – some of them did not survive the test. The area of activity for those manufacturers is chiefly highly specialized production (marine, military and aviation engines). Hence there is little wonder the production of these plants is much smaller than the already mentioned international giants having their plants in Poland.

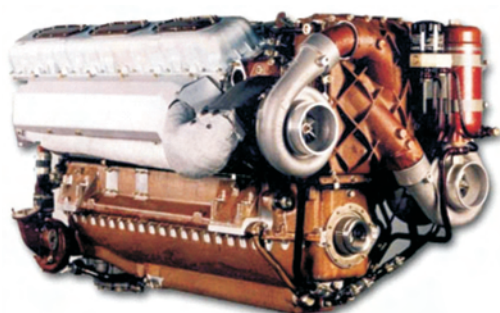
The engines of the highest power output are low speed engines designed for marine vessels manufactured since the 50's by H. Cegielski-Poznań S.A. In 1956 the company licensed the Swiss engine by Sulzer Brothers Ltd. (today

Silniki największej mocy – wolnoobrotowe silniki napędu głównego jednostek morskich produkowane są od lat pięćdziesiątych przez H. Cegielski-Poznań S.A. W 1956 roku firma zakupiła licencję na budowę silników okrętowych od szwajcarskiej firmy Sulzer Brothers Ltd. (dziś Wärtsilä Switzerland Ltd.), a w 1959 roku licencję od duńskiej firmy Burmeister&Wain (dziś MAN B&W Diesel A/S). Od tego czasu w Fabryce Silników Okrętowych HCP S.A. wyprodukowano ponad 1350 silników okrętowych o mocach dochodzących do 30000 kW. W ostatnich latach szczególną renomą cieszą się typy szeregi silników L/S-MC i L/S-MC-C (rys. 5) oraz RTA-U/B i RTA-T/B. W ramach spółki H. Cegielski-Poznań produkowane są również silniki trakcyjne i agregatowe, w tym silniki zasilane gazem ziemnym i biogazem.

Istniejące od 1951 r. Zakłady Mechaniczne „PZL-WOLA” S.A. specjalizują się w produkcji silników do napędu ciężkich pojazdów wojskowych (czołgów, transporterów, pojazdów specjalnych). Zakłady produkują także zespoły napędowe o zastosowaniu w żegludzie morskiej i śródlądowej, zespoły napędowe dla kolejnictwa oraz zespoły prądotwórcze (również gazowe). Podstawowy zakres

Wärtsilä Switzerland Ltd.) and in 1959 – Burmeister&Wain (today MAN B&W Diesel A/S). Ever since the marine engine factory HCP S.A. has manufactured over 1350 marine engines with power outputs reaching 30000 kW. In recent years L/S-MC and L/S-MC-C (Fig. 5) as well as RTA-U/B and RTA-T/B have been very successful in the market. H. Cegielski-Poznań also manufactures traction and power generator engines including those powered by CNG and Biogas.

Zakłady Mechaniczne „PZL-WOLA” S.A., present in the market since 1951 specialize in the manufacturing of engines for heavy military vehicles (tanks, transporters and special vehicles). The plant also manufactures drive-trains applied in foreign and inland navigation, railway and CNG operated power generator systems. The basic production range are the C series engines: 135R6, 85–310 kW; 135V12, 160–610 kW and S series: S12U, 574–625 kW; S850, 625 kW; S1000, 736 kW. The S1000 (Fig. 6) has been designed for a Polish tank PT-91 Twardy, exported i.a. to Malaysia.



Rys. 6. Silnik PZL Wola S1000 przeznaczony do napędu czołgu PT-91 Twardy

Fig. 6. PZL Wola S1000 for PT-91 Twardy (version for Malaysia)

produkcji obejmuje silniki serii C: 135R6, 85–310 kW; 135V12, 160–610 kW oraz serii S: S12U, 574–625 kW; S850, 625 kW; S1000, 736 kW. Silnik S1000 (rys. 6) jest przeznaczony do polskiego czołgu PT-91 Twardy, eksportowanego między innymi do Malezji.

Omawiając rodzimych producentów w kolejności malejącej mocy wytwarzanych silników w tym miejscu wymienić należy Wytwórnice Silników PZL-Mielec sp. z o.o. Firma ta jest od 1968 roku producentem silników ZS typu SW680 na licencji firmy LEYLAND oraz silników SWT11 i MD111E, o mocach od 100 do 235 kW. Silniki te znajdują zastosowanie m.in. do: napędu samochodów ciężarowych, autobusów, maszyn rolniczych i budowlanych, zespołów napędowych morskich oraz zespołów prądotwórczych i pompowych. Silniki z Mielca były przez wiele lat podstawowymi źródłami napędu produkowanych w kraju samochodów ciężarowych i autobusów. Odpowiadając na zapotrzebowanie rynku PZL-Mielec zaoferował ostatnio silnik MD111P2

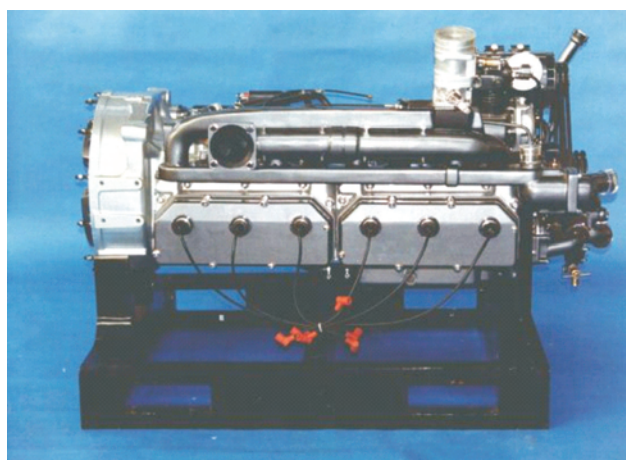


Fig. 5. MAN B&W 7S70MC-C engine during a sign-off test

Podstawowe parametry:

- prędkość obrotowa $n = 91$ obr/min
- średnie ciśnienie użyteczne $p_e = 19$ bar
- moc maksymalna $N_e = 21770$ kW
- jednostkowe zużycie paliwa $g_e = 169$ g/kW-h
- zużycie oleju smarującego 5,5–7,5 kg/cyl/24 h
- zużycie oleju silnikowego 0,7–1,5 g/kW-h;
- masa suchego silnika $m = 408$ t

Liczba cylindrów 12
Układ cylindrów V 60°
Moc znamionowa $N_n = 736$ kW
Prędkość obrotowa $n = 2000$ obr/min
Średnica cylindra $D = 150$ mm
Skok tłoka $S = 180$ mm
Pojemność skokowa $V = 38,88$ dm³
Masa własna $m = 1100$ kg



Rys. 7. Produkowany przez PZL-Mielec autobusowy silnik MD111P2 zasilany gazem ziemnym

Fig. 7. City bus CNG engine MD 111P2 by PZL-Mielec

zasilany gazem (rys. 7), przeznaczony do napędu autobusów miejskich. Silnik ten może być zabudowany w miejskich wersjach autobusów JELCZ bez jakichkolwiek dodatkowych przeróbek w miejsce silników SW680/78/1 lub SWT11/300/1.

Silniki o zapłonie samoczynnym przeznaczone do mniejszych samochodów ciężarowych, samochodów dostawczych i terenowych oraz do napędu maszyn roboczych produkowane są od 1947 r. w Wytwórni Silników Wysokoprężnych Andoria w Andrychowie. Najważniejszymi wydarzeniami w historii firmy było podjęcie w 1966 r. produkcji silnika SW400 na licencji firmy Leyland oraz w 1988 roku uruchomienie produkcji silnika 4C90, który jest własną konstrukcją firmy. W późniejszym czasie opracowano wersję turbodoładowaną oznaczoną 4CT90 (rys. 8). Silnik ten stosowany jest do napędu samochodów Lublin, Gazella, Honker, UAZ



Silnik 4CT90

Silnik 6CT107

Rys. 8. Silniki ZS polskiej konstrukcji – 4CT90 i 6CT107 produkowane przez WSW Andoria w Andrychowie

Fig. 8. CI engines of Polish design – 4CT90 and 6CT107 manufactured by WSW Andoria in Andrychów

i ARO. Obecna oferta firmy zawiera ponadto: stacjonarny, 1-cylindrowy silnik S 320, 4-cylindrowe silniki SW266 i 4CT107, 6-cylindrowe silniki SW400 i 6CT107. W przygotowaniu znajduje się silnik A110Di z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Możliwości produkcyjne WSW Andoria oceniane są na 20 tysięcy silników rocznie.

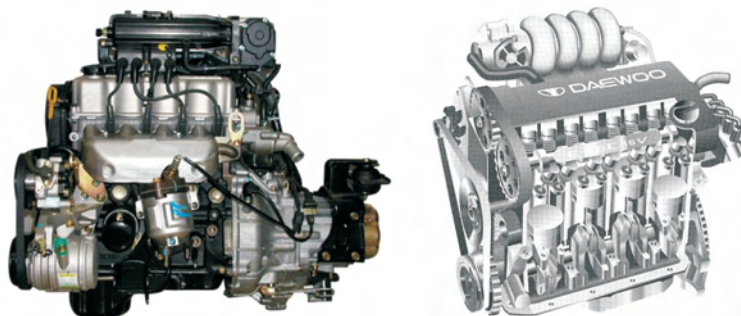
W Fabryce Samochodów Osobowych w Warszawie produkowane są od 1951 r. silniki przeznaczone głównie do wytwarzanych tu samochodów. Szczytowy okres produkcji miał miejsce w latach osiemdziesiątych, kiedy rocznie powstawało tu około 120 tysięcy silników do samochodów Polski Fiat i Polonez. Obecnie wytwarzane są tu 3-cylindrowe silniki o pojemności 800 cm³ (rys. 9) do samochodu FSO Matiz oraz silniki 1.4 SOHC; 1.5 DOHC i 1.6 DOHC do samochodu FSO Lanos. W 2000 roku firma znalazła się w bardzo trudnej sytuacji z uwagi na załamanie sprzedaży swoich wyrobów na rynku krajowym. Udało się jej jednak przetrwać, a ostatnio nawet zwiększyć produkcję dzięki wejściu na rynek ukraiński; w roku 2004 wyeksportowano tam prawie 40 tysięcy samochodów.

Specjalistyczną produkcją silników lotniczych zajmują się Wojskowe Zakłady Lotnicze w Warszawie. Produkowane są tu w niedużych ilościach

Discussing our domestic manufacturers in a degressive manner in terms of the power output of their products, Wytwórnia Silników PZL-Mielec sp. z o.o. comes next. The company, since 1968, has been manufacturing CI engines SW 680 licensed from LEYLAND and SWT11 and MD111E with power outputs from 100 to 235 kW. Those engines are fitted in trucks, buses, agricultural and other heavy machinery, marine power-trains, power generators and pump aggregates. The Mielec engines were for many years fitted in Polish trucks, buses and coaches. Reacting to the market needs PZL-Mielec has recently added a CNG-powered MD111P2 (Fig. 7) to its offer which was designed for city buses. This engine can be fitted in the city versions of JELCZ buses without any additional modifications simply replacing the SW680/78/1 or SWT11/300/1.

CI engines designed for smaller utility vehicles, off-road vehicles and heavy machinery have been manufactured since at Wytwórnia Silników Wysokoprężnych Andoria in Andrychów. In 1966, the initiation of production of SW400 licensed from Leyland and in 1988 production of 4C90 of own design were the most significant events in the history of the plant. Later, a turbocharged version was developed identified as 4CT90 (Fig. 8). The engine is fitted in Lublin, Gazella, Honker, UAZ and ARO. The current product range of the plant is: stationary, a 1-cylinder engine S 320, a 4-cylinder engine SW266 and 4CT107 as well as a 6-cylinder engine SW400 and 6CT107. The works on the A110Di with direct injection fuel delivery system are in progress. The production capacity of WSW Andoria is estimated at 20 000 units per annum.

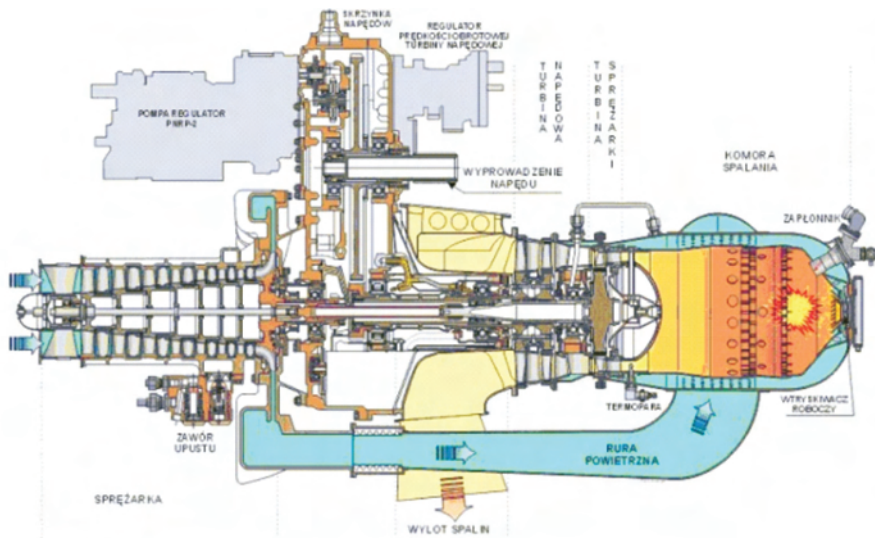
FSO in Warsaw has been manufacturing engines since 1951 that are fitted in the vehicles produced by the very plant. Peak production was achieved in the 80's when approximately 120.000 engines were made there for Polski Fiat and Polonez. Today, 3-cylinder engines, 800 cm³ (Fig. 9) for FSO Matiz together with 1.4 SOHC; 1.5 DOHC and 1.6 DOHC for FSO Lanos are manufactured in the plant. In 2000 the company found itself in a dramatic condition due to a breakdown in vehicle domestic sales of its products. The plant managed to survive in the market and has even increased production in recent months due to a successful shift to the Ukrainian market; in 2004 nearly 40 000

Silnik 800 cm³ FSO Matiz

Silnik 1,6 DOHC FSO Lanos

Rys. 9. Silniki samochodów FSO Matiz i Lanos

Fig. 9. FSO Matiz and Lanos engines



Dwuwałowy silnik turbinowy do napędu śmigłowca MI-2 (dwa silniki pracujące w układzie równoległym). Ośmiostopniowa sprężarka z zaworem upustowym pomiędzy szóstym a siódmym stopniem, dyfuzor bezłopatkowy. Trzystopniowa turbina (jeden stopień napędza sprężarkę przez wał wewnętrzny, dwa stopnie następnę stanowią zespół turbiny napędowej). Turbina napędowa przez zewnętrzny wał przekazuje moc na integralny reduktor silnikowy i dalej na wał wyjściowy.

Rys. 10. Schemat śmigłowcowego silnika GTD-350 produkowanego w WSK Rzeszów

Fig. 10. Schematics of a helicopter engine GTD-350 made at WSK Rzeszów

silniki tłokowe, turbośmigłowe i odrzutowe. W WSK Rzeszów produkowane są silniki śmigłowcowe GTD-350 (rys. 10) i PZL-10W oraz silniki odrzutowe SO-1, SO-3 i K-15. Z kolei w PZL Kalisz produkowane są tłokowe silniki lotnicze ASz-61-IR, AI-14 oraz PZL-Franklin (z tłokami przeciwsobnymi – bokser).

Sumując produkcję opisanych w artykule najważniejszych fabryk silników spalinowych znajdujących się na terenie Polski (rys. 11) uzyskuje się wielkość produkcji na poziomie ponad 2 milionów sztuk rocznie. Istotnym faktem jest, że około 85% produkowanych w Polsce silników jest eksportowanych. Branża motoryzacyjna, w tym silnikowa, staje się w szybkim tempie jednym z filarów polskiego eksportu (rys. 12). Samochody osobowe zajmują pierwsze miejsce na liście przychodów z eksportu, a cała branża motoryzacyjna generuje 20% zysków polskiej wymiany handlowej ze światem.



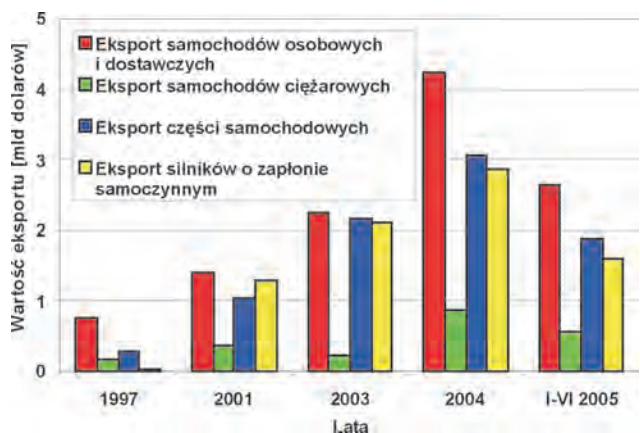
Rys. 11. Rozmieszczenie głównych fabryk silników spalinowych na terenie Polski

Fig. 11. Location of the main engine plants in Poland

vehicles were exported there.

Wojskowe Zakłady Lotnicze in Warsaw specialize in aviation engines. The operations concentrate on piston, turbo propeller and jet engines that are produced in limited amounts. WSK Rzeszów makes helicopter engines GTD-350 (Fig. 10) and PZL-10W as well as jet engines SO-1, SO-3 and K-15. PZL Kalisz manufactures piston engines for the aviation industry ASz-61-IR, AI-14 and PZL-Franklin (reciprocating engines-boxers).

Adding up all the production of all the previously mentioned plants located in the territory of Poland (Fig. 11) we arrive at a number of over 2 000 000 units per annum. It is worth mentioning that approximately 85% of the engines manufactured in Poland goes to export sales. Automotive and engine industries are rapidly becoming the foundation of Polish export (Fig. 12). Passenger cars place first on the list of export revenue sources and the whole automotive industry generates 20% of the profit that comes from international trade.



Rys. 12. Wartość polskiego eksportu w różnych gałęziach przemysłu motoryzacyjnego

Fig. 12. The value of Polish export sales in various branches of automotive industry

Analizując strukturę produkcji silników widać wyraźnie, że dominują w niej silniki ZS. Jest to z jednej strony zgodne ze światowym, a w szczególności europejskim trendem wypierania silników ZI przez silniki ZS, a z drugiej – świadczy o odzyskiwaniu przez Polskę utraconej przed laty pozycji liczącego się producenta silników ZS. Polski eksport tego typu silników przekracza obecnie już milion sztuk rocznie.

Po początkowo przegranej konkurencji z sąsiednimi krajami udało się w ostatnich latach pozyskać znaczne inwestycje wiodących światowych producentów silników. Co ważne, producenci ci właśnie u nas ulokowali produkcję swoich najnowocześniejszych jednostek. Wydaje się jednak, że wciąż wiele osób kupując gdzieś na świecie samochód napędzany nowoczesnym silnikiem nie zdaje sobie sprawy, że pod jego maską kryje się silnik wyprodukowany w Polsce.

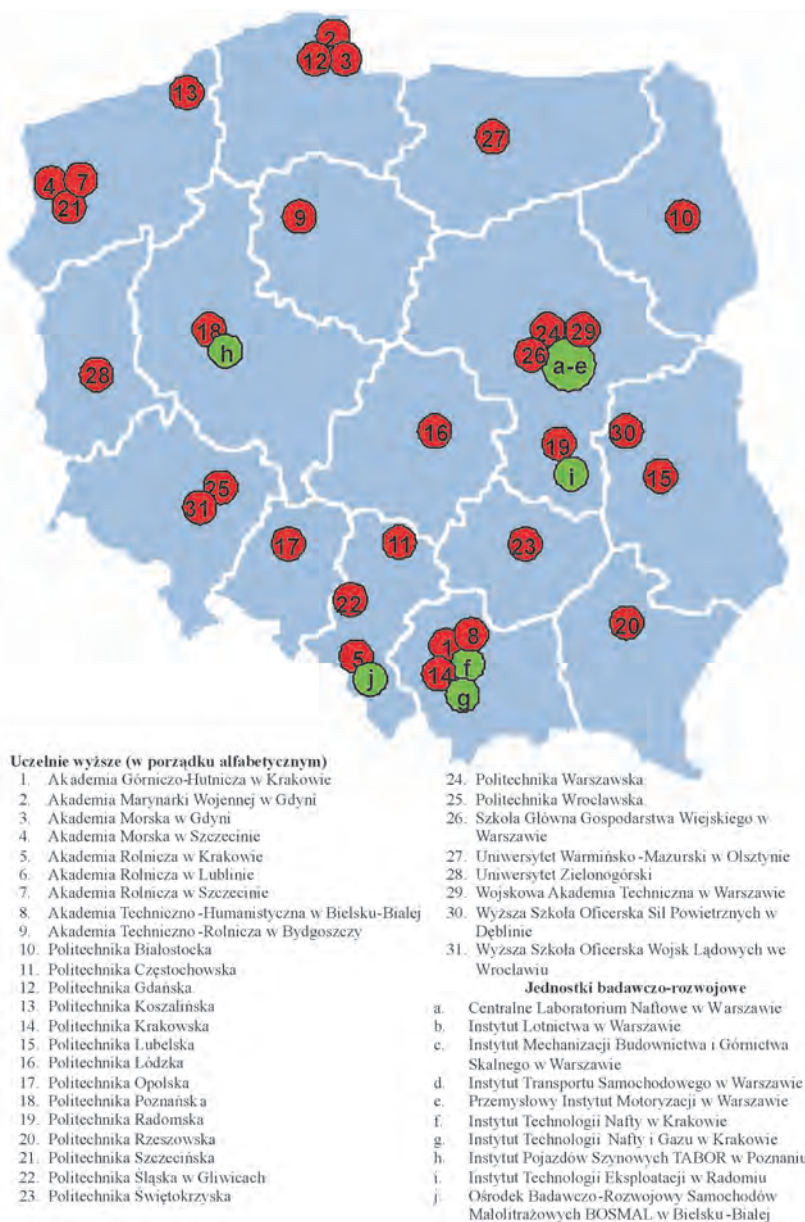
Rozwój przemysłu silnikowego w Polsce, a także wzrost jego konkurencyjności, jest warunkowany w znacznym stopniu dostępnością odpowiednio wykształconej kadry inżynierskiej. Polska jest w stanie zapewnić taką kadrę dzięki dobrze rozwiniętemu systemowi wyższego szkolnictwa technicznego, dysponującego odpowiednią bazą naukową i edukacyjną w dziedzinie silników spalinowych. Obejmuje ona ponad 30 uczelni (rys. 13) równomiernie rozłożonych na terenie kraju i zatrudniających około 30 tysięcy pracowników. Kierunki kształcenia silnikowego dostosowywane są do potrzeb przemysłu lokalnego. Istnieje również szeroka współpraca ze szkolnictwem zagranicznym, obejmująca wymianę studentów i wspólne programy dydaktyczne, m.in. np. Politechniki Poznańskiej i Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel.

Na rozwój, konkurencyjność i innowacyjność przemysłu silnikowego istotny wpływ, poza wspomnianymi już uczelniami, mają także ośrodki badawczo-rozwojowe. Najważniejsze polskie jednostki tego typu w branży silnikowej znajdują się w Warszawie (4 ośrodki), Bielsku-Białej i Krakowie (rys. 13). Prowadzą one współpracę z przemysłem oraz ośrodkami naukowymi w kraju i za granicą.

W warunkach dynamicznie rozwijającego się w Polsce przemysłu silnikowego, przy poparciu uczelni wyższych i jednostek badawczo-rozwojowych branży silnikowej, w 2002 roku zostało utworzone Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych (PTNSS). Towarzystwo obejmuje swoją działalnością wszystkie obszary zastosowań silników spalinowych i zrzesza obecnie około 300 członków zwyczajnych i 8 członków honorowych.

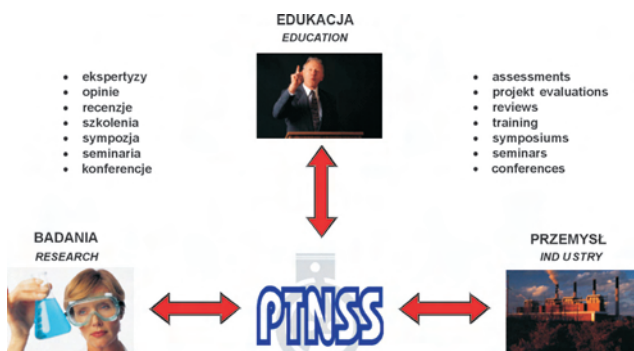
When analyzing the engine production structure, we can clearly see that compression ignition engines dominate there. It remains in line with the world and, more specifically, European trends of a steady squeeze-out of the SI engines by CI ones and confirms Poland's leading position in CI engine manufacturing sector being regained after years of quasi-existence. Polish export sales of those engines have already exceeded 1 000 000 units per annum.

After a loss sustained in the battle for new investors with the adjacent countries Poland has recently managed to secure new investments of world leading engine manufacturers. The fact that the manufacturers have decided to launch production of their most advanced engines in our country



Rys. 13. Główne polskie uczelnie wyższe i jednostki badawczo-rozwojowe prowadzące badania oraz kształcące w dziedzinie silników spalinowych

Fig. 13. The main Polish Technical University Schools and R&D centers continuing their didactic and research activities within the field of combustion engines



Rys. 14. Obszar działalności Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych

Fig. 14. The scope of activity of Polish Scientific Society of Combustion Engines

Misją PTNSS jest integracja wszystkich stron zainteresowanych rozwojem silników spalinowych, zarówno tych związanych z przemysłem, jak i tych związanych z nauką i badaniami (rys. 14). Mimo krótkiego okresu działalności Towarzystwo może poszczycić się sukcesami. Wznie przyczyniło się do przywrócenia periodyku *Silniki Spalinowe*, który obecnie wydawany jest w wersji dwujęzycznej (polsko-angielskiej) w bogatej szacie graficznej. Kolejnym sukcesem był zorganizowany w dniach 25–28 września 2005 r. w Szczyrku Kongres pt. „Rozwój silników spalinowych”, na który przybyło około 250 gości, w tym 52 z zagranicy – przedstawiciele przemysłu i nauki. Organizacja Kongresu związana była z realizacją jednego z podstawowych celów działalności PTNSS, a mianowicie rozwoju międzynarodowej współpracy i wymiany doświadczeń w szeroko pojętej dziedzinie silników spalinowych.

Skróty i oznaczenia/

Abbreviations and Nomenclature

CI	zapłon samoczynny/ <i>compression ignition</i>
CWS	Centralne Warsztaty Samochodowe
DPNR	katalizator NO_x z filtrem cząstek stałych/ <i>Diesel Particulate & NO_x Reduction</i>
GM	<i>General Motors</i>
PZInż	Państwowe Zakłady Inżynierii
SI	zapłon iskrowy/ <i>spark ignition</i>
VVT-I	układ zmiennych faz rozrządu/ <i>Variable Valve Timing and Intelligence</i>
WSK	Wytwórnia Sprzętu Komunikacyjnego
WSW	Wytwórnia Silników Wysokoprężnych

Literatura/Bibliography

- [1] Niewiarowski K.: *Tłokowe silniki spalinowe*. WKŁ, Warszawa 1983.
- [2] Multimedialna Encyklopedia Powszechna. Onet.pl S.A., 2003.
- [3] Rychter W.: *Dzieje samochodu*. WKŁ, Warszawa 1979.
- [4] Rummel A.: *Polskie konstrukcje i licencje motoryzacyjne w latach 1922-1980*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1985.
- [5] Zieliński A.: *Polskie konstrukcje motoryzacyjne 1947-1960*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1985.

appears particularly important. It seems, however, that many potential buyers, when purchasing their new cars are still not aware of the fact that the modern engines fitted in their vehicles come from Poland.

The development of the Polish engine manufacturing industry and its growing competitiveness is conditioned by the fact that an increasing number of highly qualified engineering staff are becoming available in the job market. Poland can meet such high job market expectations because it has a well developed scientific and higher technical education structures within the field of combustions engines. The structures comprise over 30 academic centers (Fig. 13) evenly spread over the territory of Poland and employ approximately 30 000 personnel. The curriculums of the academic centers are tailored to suit the needs of local industries. A wide cooperation on an international level is maintained on a regular basis i.e. Poznań University of Technology and Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel based on student exchange schemes and mutual didactic projects.

The said development, competitiveness and innovativeness of the Polish engine manufacturing industry is highly influenced not only by the academic and scientific structures, but also research and development centers. The most important operations falling into that category in Poland are located in Warsaw (4), Bielsko-Biała and Krakow (Fig. 13). They maintain cooperation with the industry and scientific centers both domestic and international.

Owing to a dynamic growth of the engine manufacturing industry in Poland and a firm support of the academic entities and R&D centers the year 2000 saw the creation of Polish Scientific Society of Combustion Engines (PTNSS). The Society focuses on all areas of combustion engine application and gathers approximately 300 ordinary and 8 honorary members.

The mission of PTNSS is to integrate all the parties interested in the development of combustion engines in the aspect of didactics, research and manufacturing (Fig. 14). Despite a relatively short period of its existence, the Society already takes pride in the revitalization of the periodical *Combustion Engines* (currently issued in the bilingual form with a very attractive layout) and the organization of The Congress on Combustion Engines from 25–28 September 2005 in Szczyrk with a turn up of around 250 participants including 52 foreign representatives of science and industry. The organization of the Congress aimed at the development of international cooperation, exchange of ideas and experience in the field of combustion engines.

Artykuł recenzowany

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

Prof. Jerzy Merkisz D.Sc., Ph.D., M.E. – Professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.



Roberto IMARISIO*
Paolo GIARDINA -PAPA
Massimo SIRACUSA

Nowy silnik wysokoprężny 1,3 dm³ 90 KM¹⁾

Po rozpoczęciu w kwietniu 2003 roku masowej produkcji całkowicie nowego silnika ZS o pojemności 1,3 dm³ z systemem zasilania common rail spełniającego normy emisji spalin Euro 4, wprowadzono ostatnio na rynek jego nowy wariant o mocy od 70 (51,5 kW) do 90 KM (66,0 kW) i momencie obrotowym od 180 do 200 N·m. Aby osiągnąć takie wskaźniki system spalania został całkowicie przeprojektowany, a ciśnienie wtrysku w układzie common rail zostało podniesione z 1400 do 1600 barów, z zachowaniem funkcji wtrysku wielopunktowego, już wcześniej wykorzystywaną w wersji 70 KM. Ponadto, zastosowano małą turbinę ze zmienną geometrią a elementy mechaniczne poprawiono tak, by dostosować je do zwiększonego ciśnienia maksymalnego w cylindrze wynoszącego od 140 do 160 barów.

Aby spełnić normy emisji spalin Euro 4 w szczególnych zastosowaniach charakteryzujących się dużymi obciążeniami silnika w celu zmniejszenia rozrzutu i zwiększenia trwałości dodano nowe funkcje sterowania, jak kontrola współczynnika nadmiaru powietrza w oparciu o czujnik zawartości tlenu.

Niezależnie od zgodności z normą Euro 4 w większości przewidywanych zastosowań z konwencjonalnym systemem oczyszczania spalin DOC, stosowana będzie również wersja z filtrem cząstek stałych (DPF) pracującym w technologii bezobsługowej już stosowanej w silnikach o większej pojemności skokowej.

Rodzina silników 1,3 dm³ SDE produkowana jest w Polsce, w fabryce znajdującej się w Bielsku-Białej posiadającej moc produkcyjną sięgającą 700.000 silników rocznie.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, wtrysk wielofazowy, system wtrysku common rail, konstrukcja silnika

The new 1.3 L 90 PS diesel engine¹⁾

After the start of mass production in April 2003 of a completely new Euro 4, 1.3 L, common rail Diesel engine, an upgraded variant has been recently developed, with power output increased from 70 to 90 PS and torque output increased from 180 to 200 N·m. To meet this target the combustion system has been deeply revised and common rail pressure increased from 1400 to 1600 bar, while maintaining the multiple injection feature already introduced on the 70 PS variant. Moreover, a variable geometry, small turbocharger has been specifically developed and the mechanical components upgraded to comply with an increased peak cylinder pressure from 140 to 160 bar.

In order to comply with Euro 4 emission standards on critical applications with high load factors new control functions have been developed, in order to reduce the dispersion and the drift in durability, such as the lambda control based on an O₂ sensor.

In spite of Euro 4 emission compliance on most of the forecasted applications with conventional DOC after-treatment, a DPF version will be provided as well, adopting the maintenance free technology already applied on other engines with higher displacement.

The 1.3 L SDE family is manufactured in Poland, in a plant located in Bielsko Biala, with an installed production capacity close to 700.000 engines per year.

Key words: compression engines, multi-phase injection, common rail injection, engine construction

1. Wstęp

Udział silników ZS w rynku samochodów osobowych w Europie systematycznie rośnie w stopniu większym niż oczekiwano biorąc pod uwagę przyrost cen samochodów. Dzieje się tak ze względu na to, że klienci doceniają niskie zużycie paliwa połączone z doskonałymi osiągnięciami.

Niedawne wprowadzenie przez producentów niewielkich silników ZS o pojemności poniżej 1,5 dm³ z systemem zasilania common rail pobudziło wzrost sprzedaży takich silników również w klasie małych pojazdów (segmenty A i B), do tej pory zdominowanych przez silniki benzynowe (rys. 1).

Pomiędzy tymi konstrukcjami znajduje się silnik 1,3 dm³ SDE 70 KM wprowadzony na rynek w połowie 2003 roku w wielu modelach Fiata, Lancii, Opla i Suzuki (rys. 2). Silnik ten, produkowany w Bielsku Białej (Polska), w fabryce

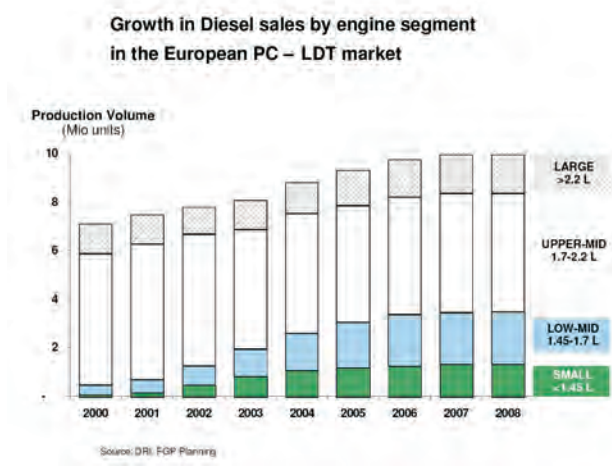
1. Introduction

The penetration in the European passenger car market of Diesel engines is continuously growing, more than expected on a cost of ownership basis, due to the appreciation by the customers of low fuel consumption combined with excellent performance.

The recent introduction by some OEMs of small Common Rail Diesel engines, with a displacement less than 1.5 liter, fostered the growth of Diesels also in the small vehicle classes (A and B segments), traditionally dominated by gasoline engines (Fig. 1).

¹⁾ 66 kW; informacje na temat tego silnika przedstawiono także w numerze 2/2005 (121);

66 kW; informations about this engine were also presented in the issue 2/2005 (121).



Rys. 1. Małe silniki ZS na rynku samochodów osobowych; przyrost sprzedaży silników ZS wg segmentów rynku na europejskim rynku samochodów osobowych i dostawczych

Fig. 1. Small Diesel engines in the Passenger Car market

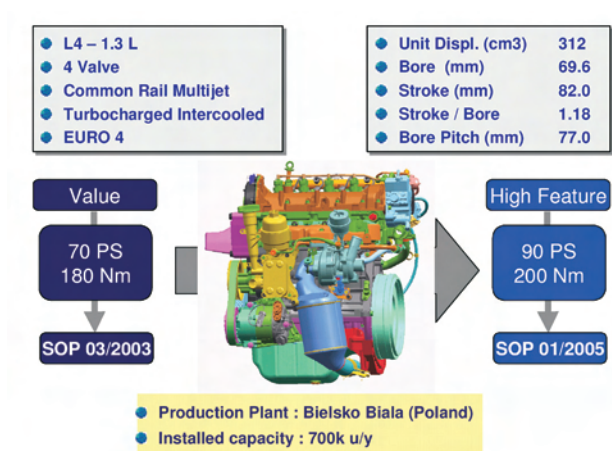
o zdolności produkcyjnej sięgającej 700 tys. sztuk rocznie, można uznać za „wartościowy” wariant nowej rodziny silników.

Po sukcesie rynkowym silnika 1.3 SDE 70 KM w styczniu 2005 powstał wariant o „szczególnych właściwościach”, o mocy zwiększonej do 90 KM, oferujący użytkownikom małych silników ZS doskonałe osiągi. W segmencie małych silników ZS typ 1.3 SDE 90 KM jest dziś najmniejszym czterocylindrowym silnikiem o największym stopniu wysilenia²⁾.

W tym artykule opisano najważniejsze zmiany i cechy konstrukcyjne wprowadzone celem zwiększenia osiągow silnika 1.3 SDE z 70 do 90 KM (51,5 do 66 kW).

2. Charakterystyka ogólna rodziny silników SDE

Główne cechy konstrukcyjne rodziny silnika SDE, wspólne dla wersji 70 i 90 KM, pokazano na rysunku 3.



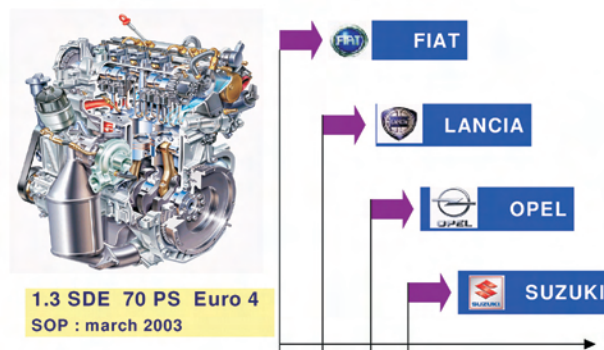
Rys. 3. Cechy ogólne rodziny silników SDE
Fig. 3. General features of SDE family

²⁾ Podstawowe wskaźniki: $p_{e,max}=2,42$ MPa, objętościowy wskaźnik mocy $N_f=53,0$ kW/dm³ (przyp. red.).

Among these is 1.3 L SDE 70 PS engine, introduced in the market mid 2003 on many vehicles by Fiat, Lancia, Opel and Suzuki (Fig. 2).

This engine, produced in the Bielsko Biala (Poland) plant, with an installed capacity of about 700k engines per year, can be considered as the “value” variant of a new engine family.

After the success in the market of the 1.3 SDE 70 PS, a “high feature” variant with power output increased to 90 PS has been fully developed and production initiated in January 2005, offering to the customers a small Diesel with outstanding performance.



Rys. 2. Silnik 1.3 SDE i jego zastosowania
Fig. 2. The 1.3 SDE engine and its applications

The 1.3 SDE 90 PS is today in the small Diesel segment the smallest 4-cylinder engine with the highest power density.

In this paper the major design changes and technological features introduced to upgrade the performances of the 1.3 SDE from 70 to 90 PS are described.

2. General characteristics of the SDE family

The main architectural features of the SDE family, common to the 70 PS and 90 PS variants are shown in Fig. 3.

In order to comply with the packaging requirements on A Segment vehicles a bore pitch of 77 mm and a bore diameter of less than 70 mm has been selected, that together with a stroke of 82 mm generates 312 cm³ of cylinder capacity and 1.18 stroke/bore ratio for optimal thermo-dynamical efficiency.

Cylinder head, cylinder block, crankshaft and valve driving systems are common to the two engine variants. Relevant features of the cylinder head (Fig. 4) are:

- 4-valves per cylinder, not only for combustion optimization but also for high volumetric efficiency at high engine speed, in order to maintain high power output up to 5000 rpm. In contrast, the long-stroke figure of 1.18 favours high efficiency in the low engine speed operation.
- DOHC, with valves inclined 3 deg. vs. the vertical axis in order to allow the injector installation. The Bosch CP1-H compact common rail high pressure pump is directly driven by one camshaft, the vacuum pump by the other camshaft.
- Roller finger followers with hydraulic lash adjusters, for low friction and maintenance free operation.

Aby sprostać wymogom dotyczącym wymiarów silnika dla pojazdów segmentu A wybrano odległość cylindrów 77 mm i średnicę cylindra poniżej 70 mm, co wraz ze skokiem tłoka 88 mm daje 312 cm³ pojemności skokowej cylindra i stosunek skoku tłoka do średnicy cylindra wynoszący 1,18, co zapewnia dużą sprawność termodynamiczną.

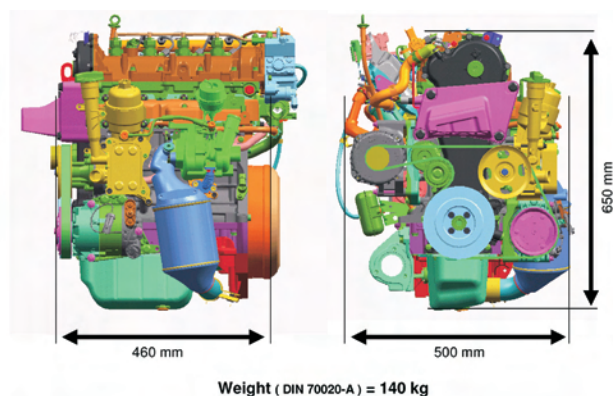
Głowica cylindra, kadłub, wał korbowy i układ rozrządu są wspólne dla obu wariantów silników. Istotne cechy charakterystyczne głowicy (rys. 4) to:

- 4 zawory na cylinder, zastosowane nie tylko w celu optymalizacji spalania, lecz również zwiększenia współczynnika napełniania przy dużej prędkości obrotowej silnika, tak by podtrzymać wysoki poziom mocy do 5000 obr/min. Długoskokowość (1,18) daje natomiast dużą sprawność przy małej prędkości obrotowej.
- Dwa wałki rozrządu w głowicy (DOHC), z zaworami odchylonymi 3 stopnie od osi pionowej, co pozwala na montaż wtryskiwaczy. Zwarta pompa wtryskowa systemu *common rail* Bosch CP1-H jest napędzana bezpośrednio przez jeden wałek rozrządu, a pompa podciśnieniowa – przez drugi.
- Dźwignienki zaworów posiadają hydrauliczną kompensację luzu dla zapewnienia niskiego poziomu tarcia i bezobsługowego działania.
- Zapewniony został poprzeczny przepływ płynu chłodzącego w celu wydajnego chłodzenia i równomiernego rozkładu temperatury.

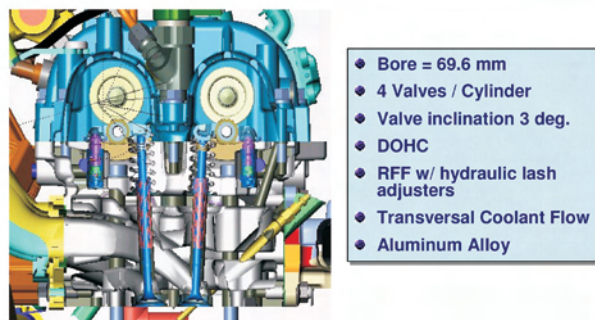
Kadłub silnika jest odlany z żeliwa, posiada aluminiową płytę nośną i wtopione żeliwne panewki łożysk głównych (rys. 5). Takie rozwiązanie zostało wybrane, by uzyskać wymaganą sztywność przy ograniczonych wymiarach, korzystną charakterystykę hałaśliwości, drgań i wytrzymałości przy jednoczesnym zachowaniu prostoty procesu produkcyjnego.

Jak pokazano na rysunku 5, układ napędu rozrządu jest systemem łańcuchowym z bezpośrednim przeniesieniem napędu pomiędzy wałkami rozrządu w tylnej części silnika. Wyboru napędu łańcuchowego dokonano z potrzeby utrzymania niewielkiej długości bloku i zapewnienia bezobsługowej pracy przez cały okres eksploatacji 250 tys. kilometrów.

Opisane cechy konstrukcyjne dały wspaniałe rezultaty w odniesieniu do wymiarów wymaganych ze względu na komorę silnikową i wagi (140 kg), tak jak pokazano na rysunku 6.



Rys. 6. Wymiary i waga silnika
Fig. 6. Packaging and weight

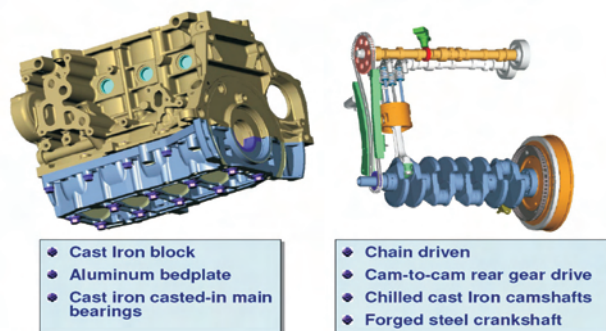


Rys. 4. Głowica silnika
Fig. 4. Cylinder head

- Transversal coolant flow, for efficient cooling and uniform temperature control.

The cylinder block structure is based on a cast iron block with aluminum bedplate and cast iron casted-in main bearings (Fig. 5). This solution has been selected to achieve the required stiffness characteristics, within the size constraints, optimal NVH behaviour and simplified manufacturing processes.

As shown in Fig. 5, the valve driving system is based on a chain and cam-to-cam rear gears. The choice of the chain was driven by the need to keep the engine length as short as possible and to assure maintenance free operation for the total life of 250 000 km.



Rys. 5. Kadłub silnika i układ napędu rozrządu
Fig. 5. Cylinder block and valve driving system

The described design features enabled an excellent result in terms of engine dimensions, as needed for packaging constraints, with a weight of 140 kg in the dressed configuration (Fig. 6).

3. Construction

To increase the power and torque density, operation with an higher peak cylinder pressure, from 140 to 160 bar, had to be considered. To meet this functional requirement design changes to the piston and main journal bearings were needed.

A new piston with a cooling gallery has been developed and main journal bearings of tri-metallic type have been adopted (Fig. 7).

4. Combustion system

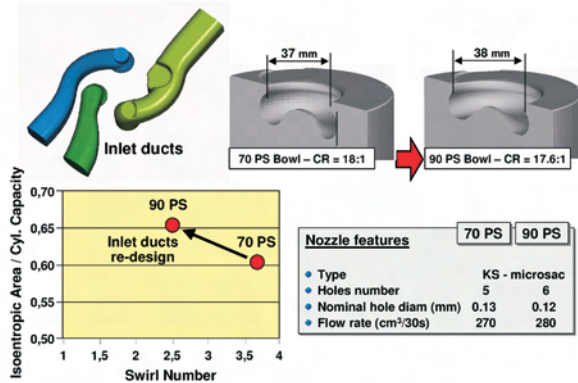
On the 90 PS engine the combustion system has been completely revised, in order to improve the trade off between power output and part load emissions (Fig. 8).

3. Konstrukcja silnika

Podniesienie wskaźników mocy i momentu obrotowego wymagało zwiększenia maksymalnego ciśnienia spalania z 140 do 160 barów. Aby sprostać takim wymaganiom funkcjonalnym konieczne były zmiany konstrukcyjne tłoków i łożysk głównych. Skonstruowano nowy tłok z kanałami chłodzącymi oraz zastosowano trójmetalowe łożyska główne (rys. 7).

4. System spalania

W silniku o mocy 90 KM system spalania został całkowicie przeprojektowany w celu poprawy relacji pomiędzy rozwijaną mocą a emisją spalin przy obciążeniach częściowych (rys. 8).



Rys. 8. System spalania
Fig. 8. Combustion system

Kanały dolotowe zostały zmodyfikowane dla zwiększenia przepustowości przy jednoczesnym zmniejszeniu stopnia zawirowania ładunku po to, by poprawić współczynnik napełniania przy pracy na dużych prędkościach obrotowych. Konstrukcja komory spalania w tłoku również uległa zmianie poprzez zwiększenie jej średnicy i zmniejszenie stopnia sprężania z 18:1 do 17,6:1.

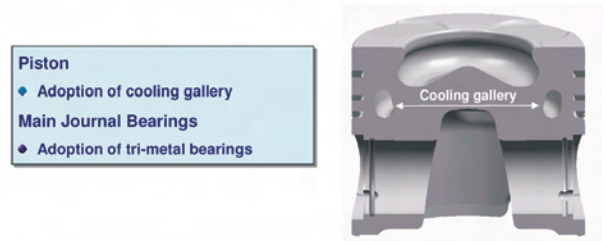
Aby skompensować negatywne skutki zmniejszenia zawirowania przy małych prędkościach obrotowych na przygotowanie mieszanki zastosowano nową końcówkę wtryskiwacza ze zwiększoną liczbą otworów z 5 do 6 przy jednoczesnym zachowaniu prędkości wypływu paliwa z wtryskiwacza, zbliżonej do jej technicznej zdolności dla optymalnego rozpylenia mieszanki i niskiej emisji.

5. Wtrysk paliwa i EMS

System wtryskowy *common rail* rodziny silników SDE sterowany jest układem ECU firmy Magneti Marelli, a elementy paliwowe pochodzą z firmy R. Bosch (rys. 9).

W silniku 90 KM maksymalne ciśnienie paliwa w akumulatorze wysokiego ciśnienia zostało zwiększone z 1400 do 1600 barów poprzez zastosowanie nowej

Measures to increase max cylinder pressure from 140 to 160 bar



Rys. 7. Zmiany konstrukcyjne
Fig. 7. Construction changes

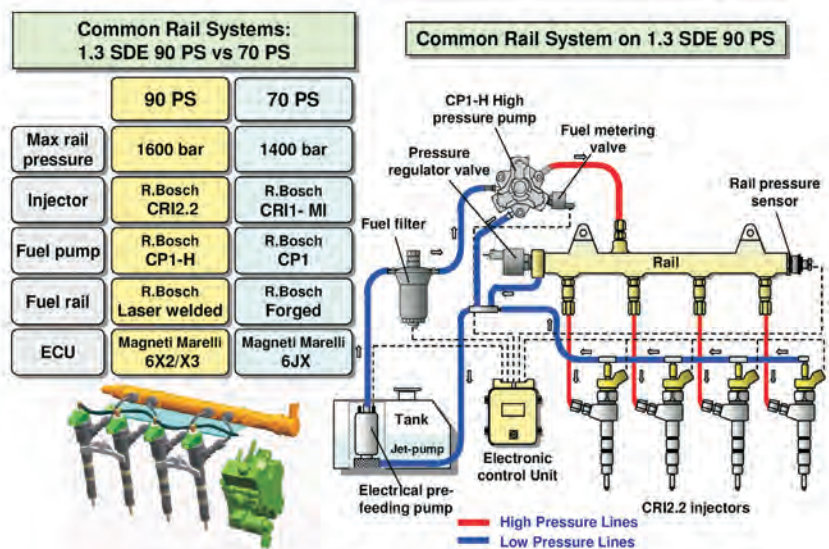
The inlet ducts design has been modified increasing the flow capacity, while accepting a reduction of the swirl level, in order to improve the volumetric efficiency at high speed operation. The combustion bowl design has been modified as well, increasing the bowl diameter and reducing the compression ratio from 18:1 to 17.6 :1.

In order to compensate the negative effects on mixture preparation at low speed due to the swirl reduction, a new nozzle has been adopted, with increased number of holes from 5 to 6, while keeping the nozzle flow rate close to the limit of the technological feasibility, for optimal spray atomization.

5. Fuel injection and EMS

The common rail system of the SDE family is managed by a Magneti Marelli ECU, while the wet components are manufactured by R. Bosch (Fig. 9).

On the 90 PS engine the maximum rail pressure has been increased from 1400 to 1600 bar, through the application of a new cam-driven, high pressure pump, the CP1-H with inlet metering valve (MPROP), while maintaining the pressure regulator (DRV) for precise control of the rail pressure at part load and in cold operation.



Rys. 9. Układ wtryskowy paliwa *common rail*
Fig. 9. Common rail fuel injection system

pompy wysokiego ciśnienia CP1-H, napędzanej od wałka rozrządu, z zaworem dozującym (MPROP). Nie zmieniono regulatora ciśnienia (DRV) służącego do precyzyjnego sterowania ciśnieniem w akumulatorze na obciążeniach częściowych przy pracy na zimnym silniku. Zwiększone ciśnienie pomogło uzyskać żądaną moc przy jednoczesnym zastosowaniu końcówek wtryskiwaczy o małym przepływie bez pogorszenia emisji spalin. Zastosowanie zaworu dozującego na pompie wysokiego ciśnienia pozwoliło na zmniejszenie ilości sprężanego i recykulowanego paliwa przez regulator ciśnienia przy zmniejszeniu zużycia paliwa o ok. 3-4% w cyklu NEDC oraz obniżenie temperatury paliwa w zbiorniku o około 20°C w najgorszych warunkach eksploatacyjnych.

Konstrukcja zaworu wspomagającego wtryskiwacza elektromagnetycznego (rys. 10) została zmieniona tak, aby poprawić dokładność odmierzania wtryskiwanych dawek paliwa z 50% redukcją rozrzutu wielkości wtrysków pilotujących, zachowując jednocześnie pewne cechy poprzedniego rozwiązania, takie jak:

- minimalna przerwa pomiędzy następującymi po sobie dawkami paliwa – 150 μsec ,
- zachowanie liniowe (brak poziomej części charakterystyki dawkowania) w zakresie małych dawek.

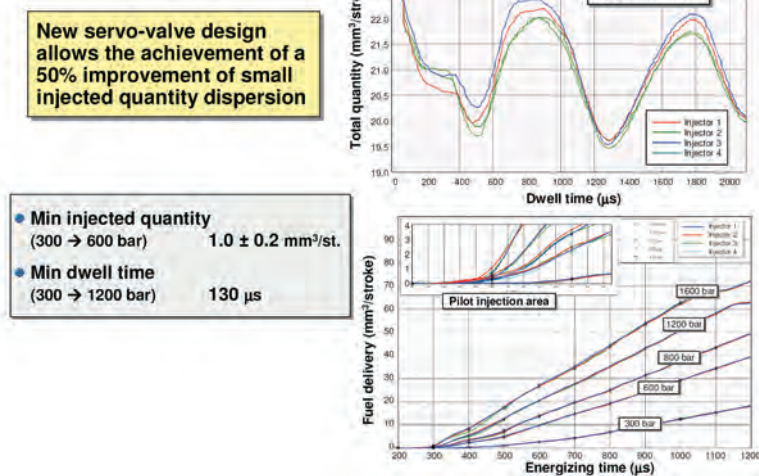
Unowocześniony wtryskiwacz elektromagnetyczny firmy R. Bosch o nazwie CRI2.2 zaprojektowany został do pracy przy ciśnieniu 1600 bar, a jego charakterystyka jest w pełni liniowa w całym zakresie mapy wtrysku paliwa dzięki konstrukcji z tzw. wirtualnym wzniosem iglicy (ruch iglicy w wyniku sił bezwładności).

Cechy te pozwalają poprawić precyzję dawkowania paliwa, wykorzystać z dużą różnorodnością koncepcję wtrysku wielopunktowego, zastosować algorytmy stabilizacji wielkości małych dawek paliwa w okresie eksploatacji.

Przy stosowaniu silnika ze zmniejszoną pojemnością skokową w wybranym pojeździe jest dużo trudniejsze spełnienie norm emisji spalin Euro 4 w zakresie emisji NO_x -PM wykorzystując wyłącznie kształtowanie procesu spalania. Dzieje się tak ze względu na to, że silnik pracuje na zwiększonym obciążeniu (p_e) w cyklu jezdnym (większy wskaźnik obciążenia). Mimo znacznej poprawy konstrukcji opisanego powyżej wtryskiwacza przy zastosowaniach w warunkach dużego obciążenia istnieje nadal ryzyko pojawienia się rozrzutów emisji spalin (powtarzalność produkcji) i zróżnicowanej niezawodności.

Aby poprawić dokładność oczyszczania emisji spalin w układzie ECU Magnetti Marelli silnika 1.3 SDE 90 KM zastosowano specjalne funkcje sterowania (rys. 11):

- poprawiono dokładność dawkowania paliwa poprzez ocenę zużycia wtryskiwacza identyfikowaną przez ECU pozwalającą na wyrównanie naturalnego rozrzutu dawkowania między wtryskiwaczami,



Rys. 10. Wtryskiwacz R. Bosch CRI2.2

Fig. 10. R. Bosch CRI2.2 injector

The increased pressure contributed to achieve the power output target with low flow rate nozzles, without compromising the exhaust emissions. The adoption of the inlet metering valve on the high pressure pump allowed the reduction of the amount of fuel pressurized and re-circulated through the pressure regulator, with an improvement of 3-4% of fuel consumption on NEDC driving cycle and a reduction of the fuel temperature in the tank of about 20 deg C in the worst operating conditions.

The servo-valve design of the solenoid injector (Fig. 10) has been revised in order to improve the metering accuracy of the small injected quantities, with a reduction of 50% of the tolerances of pilot injection quantity, while maintaining some key feature of the previous solution, such as:

- min. dwell time between consecutive injections of 150 μsec ,
- linear behavior (no more “plateau”) in the small quantity range.

This updated R. Bosch solenoid injector, named CRI2.2, is designed to operate at 1600 bar and the characteristic is fully linear in the overall fuelling-pressure map, thanks to the “virtual needle lift” design (always ballistic motion of the needle).

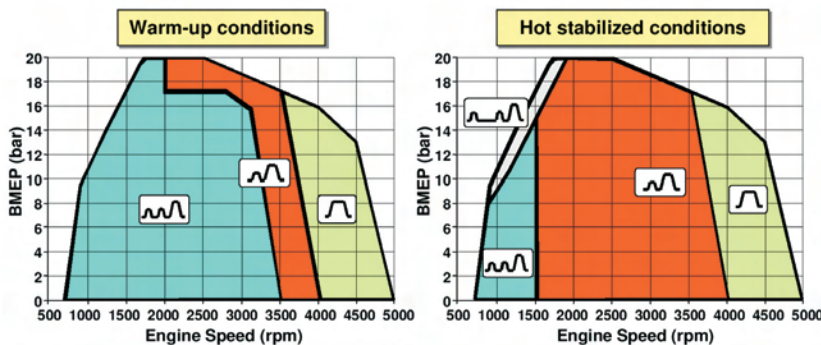
These features allow to improve substantially the fuel metering accuracy, to exploit the concept of multiple injection with high flexibility, to apply algorithms for compensation of the drift of small injections during the life time.

When an engine with reduced displacement is applied on a defined vehicle, it's much more difficult to comply with the NO_x -PM Euro 4 emission standards, relying only on combustion measures, due to the fact the engine is operated at higher BMEP on the driving cycle (higher load factor). In spite of the significant improvements of the injector design described above, on critical applications with high load factors there is still the risk to face emission dispersion issues (conformity of production) and drift in durability (in use compliance).

- rozrzut dawki pilotującej wyrównywany jest przez algorytm, który podczas odcięcia paliwa określa niejednostajność prędkości wału korbowego po aktywacji małych dawek paliwa.
- odchylenia składników EGR (głównie z masowego przepływomierza powietrza) kompensuje się poprzez sondę lambda (UEGO) zainstalowaną w układzie wylotowym silnika za turbiną, która określa rzeczywisty stosunek paliwa do powietrza i wyrównuje różnice.

System *common rail* zastosowany w silniku 1.3 SDE pozwala maksymalnie na 5 „zdarzeń wtryskowych” w czasie cyklu roboczego przy minimalnym czasie przerwy 150 μ sec i minimalnej ilości wtryskiwanego paliwa 1 mm³ na suw, umożliwiając dużą elastyczność w procesie sterowania spalaniem.

W omawianym zastosowaniu wprowadzono sekwencję maksymalnie 3 „zdarzeń wtryskowych” (rys. 12) zmieniając wtryskiwaną ilość paliwa i przerwy wtrysku w zależności od prędkości obrotowej, obciążenia i temperatury płynu



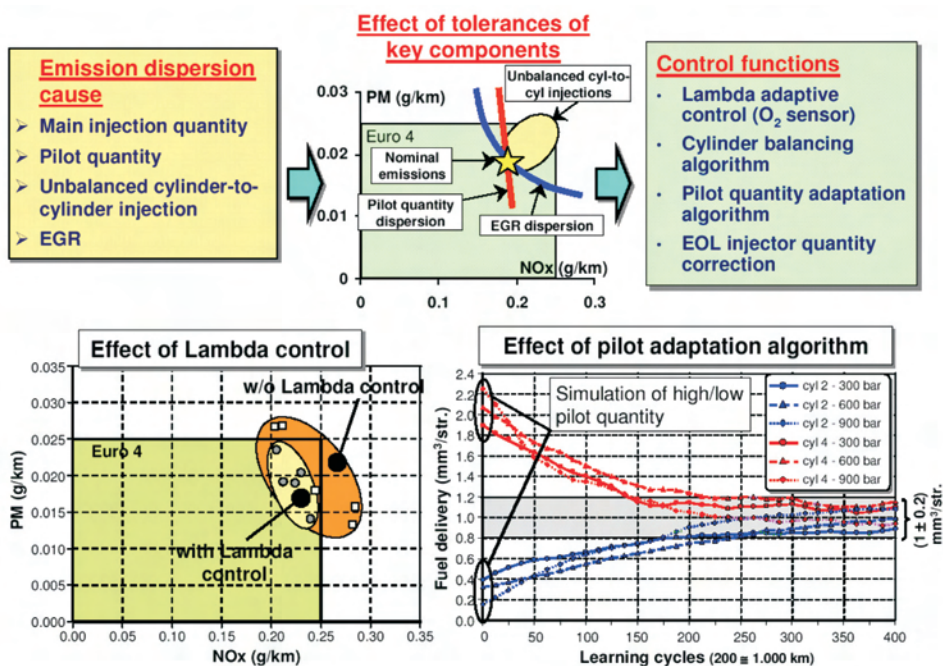
Rys. 12. Sterowanie wtryskiem wielopunktowym podczas normalnej eksploatacji
 Fig. 12. Multiple Injection management in normal operation

chłodzącego tak, aby uzyskać najlepszy kompromis pomiędzy emisją a hałasem powodowanym przez gazy wylotowe przy obciążeniach częściowych, oraz aby uzyskać największy moment obrotowy przy pełnym obciążeniu.

6. Układ doładowania powietrza i układ recyrkulacji spalin EGR

Ważny udział w poprawie osiągnięć silnika 1.3 SDE 90 KM ma system doładowania bazujący na niedużej sprężarce o zmiennej geometrii, produkowanej przez *Borg Warner Turbo Systems* (rys. 13).

System recyrkulacji spalin (EGR) bazuje na elektrycznym zaworze solenoidowym oraz na masowym przepływo-



Rys. 11. Funkcje sterowania dla poprawy skuteczności redukcji emisji spalin
 Fig. 11. Control functions for emission robustness improvement

To improve the emission control robustness, specific control functions have been developed and implemented in the M. Marelli ECU used on the 1.3 SDE 90 PS engine (Fig. 11):

- fuel metering accuracy has been improved through an EOL injector characterization that is identified by the ECU, allowing to compensate the natural dispersion of fuel metering injector by injector.

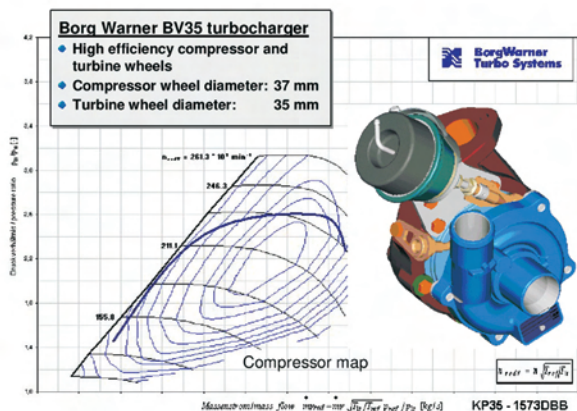
- dispersion of pilot injection quantity is compensated through an algorithm that during cut off detects the crank speed variation, after activation of small injection quantities.
- drift of EGR components (mainly the air flow meter) is compensated through a lambda sensor (UEGO) installed in the exhaust line after the turbine, to detect the actual air-to-fuel ratio and to compensate deviations.

The common rail system applied on the 1.3 SDE engines allows up to 5 injection events/cycle with a minimum dwell time of 150 μ sec and a minimum injected quantity of 1 mm³/stroke, offering a high degree of flexibility in the combustion process management.

In the application activity a sequence of max. 3 injection events has been implemented (Fig. 12), changing the injected quantity and dwell time as a function of rpm, load and coolant temperature, in order to achieve the best compromise between emissions and combustion noise at part load and to maximize the torque output at full load.

6. Air charging system and EGR system

A substantial contribution to the upgraded performances of the 1.3 SDE 90 PS engine was given by the air charging



Rys. 13. Turbina ze zmienną geometrią łopatek kierownicy (charakterystyka przepływową)

Fig. 13. Variable Geometry Turbocharger (VGT)

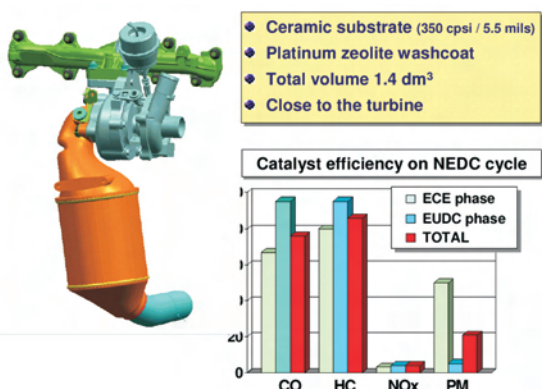
mierzu powietrza działających w pętli sprężenia zwrotnego w celu pełnego spełnienia wymagań precyzyjnego pomiaru przepływającego powietrza w układzie EGR. Ponadto, chłodnica recykulowanych spalin zintegrowana jest z systemem, jak pokazano na rysunku 14.

7. Oczyszczanie spalin

W większości zastosowań wymogi ograniczenia emisji Euro 4 osiągnane są konwencjonalną technologią oczyszczania spalin, opierającą się na zastosowaniu zintegrowanego katalizatora utleniającego 1,4 dm³ (rys. 15), bez potrzeby korzystania z katalizatora znajdującego się pod podłogą pojazdu.

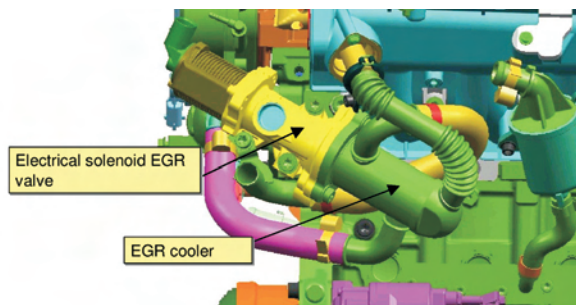
Dla silników spełniających normę Euro 4 przy dużych wskaźnikach obciążenia lub, gdy jest to wymagane ze względów ochrony środowiska, stosuje się system filtra cząstek stałych DPF (rys. 16) złożonym z dwóch elementów: zintegrowanego katalizatora utleniającego i podpodłogowego filtra cząstek stałych z pokryciem katalitycznym, zaprojektowanym do pracy bezobsługowej przez 250.000 km (cały cykl życia silnika).

Całkowita i wydajna regeneracja filtra cząstek stałych (rys. 17) jest zapewniana przez strategię sterowania pozwalającą na:



Rys. 15. Katalizator utleniający zintegrowany z układem wylotowym

Fig. 15. Close-coupled Oxi Cat



Rys. 14. Układ recykulacji spalin – EGR

Fig. 14. EGR system

system, based on a very small variable geometry turbocharger, manufactured by Borg Warner Turbo Systems (Fig. 13)

The EGR system is based on an electrical solenoid valve and on an air flow meter for closed loop control, in order to comply with the demand of precise EGR flow metering. An EGR cooler is moreover integrated in the system as shown in Fig. 14.

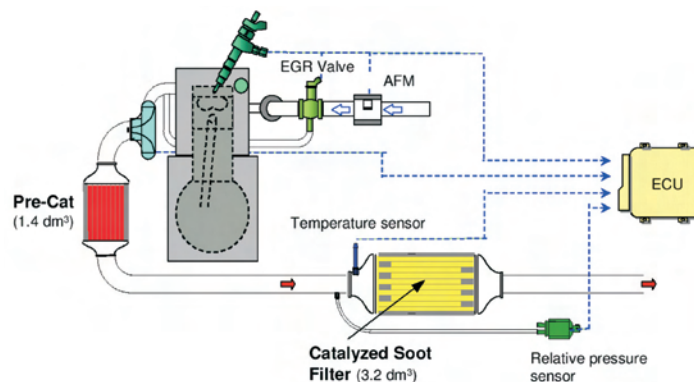
7. Exhaust aftertreatment

In most of the applications, Euro 4 emission standards are achieved with conventional aftertreatment technology, based on a close coupled 1.4 L oxidation catalyst (Fig. 15), without the need of underfloor catalyst.

For Euro 4 applications with very high load factors, or if required for environmental protection reasons, a DPF system has been also developed (Fig. 16), based on two elements, a close-coupled oxi cat and an underfloor catalytically coated soot filter, designed to operate maintenance free for 250 000 km (for life).

Complete and efficient regeneration of the DPF (Fig. 17) is guaranteed by a control strategy that allows:

- to increase the exhaust temperature at the inlet of the DPF up to 650 deg C in every operating condition, through exploitation of the flexible multiple injection management capability of the common rail system (# 5 injection events per cycle),
- to activate the regeneration process when the soot limit is achieved, on the basis of a statistical model that detects the mission profile and estimates the soot accumulated in the filter, while a relative pressure sensor is used for diagnosis purpose.



Rys. 16. Filtr cząstek stałych

Fig. 16. Diesel Particulate Filter

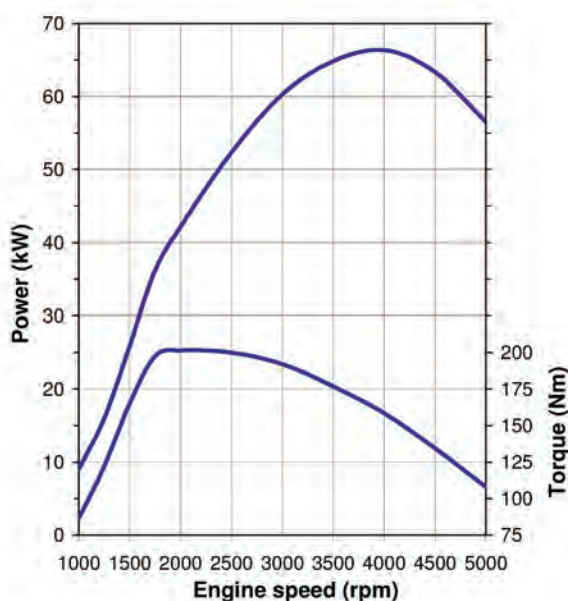
- wzrost temperatury w układzie wylotowym na wejściu do filtra do 650°C w każdych warunkach eksploatacji poprzez wykorzystanie elastyczności sterowania wtryskiem wielofazowym systemu *common rail* (5 zdarzeń wtryskowych na cykl),
- aktywację procesu regeneracji, gdy limit emisji cząstek stałych zostanie osiągnięty, co określa się na podstawie statystycznego modelu wykrywania warunków emisji i umożliwia ocenę ilości zgromadzonych w filtrze cząstek stałych; czujnik ciśnienia względnego wykorzystywany jest do celów diagnostycznych.

8. Maksymalne wskaźniki pracy, zużycie paliwa i emisja toksycznych składników spalin

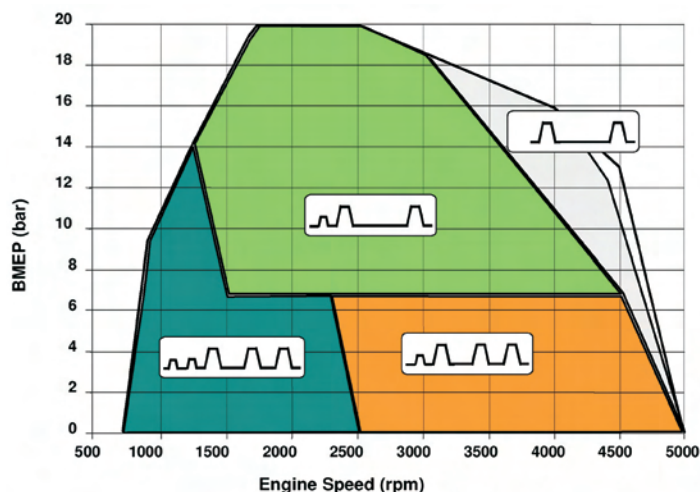
Rysunek 18 pokazuje przebieg zmian wskaźników pracy silnika 1.3 SDE 90 KM na pełnym obciążeniu. Maksymalna moc 66 kW – 90 KM jest już osiągana w zakresie od 3500 do 4000 obr/min, a 86% mocy maksymalnej nadal można osiągnąć przy 5000 obr/min. Maksymalny moment obrotowy 200 N·m osiągany jest przy 1750 obr/min. Jest on jednak ograniczony przez gabaryty bloku silnika, który nie pozwala na skojarzenie go z większymi typami sprzęgła niezbędnego do przenoszenia wyższych momentów obrotowych.

Porównanie z konkurencyjnymi małymi silnikami wysokoprężnymi na rynku samochodów osobowych lokuje silnik 1.3 SDE 90 KM na pozycji najlepszego w swej klasie ze względu na objętościowe wskaźniki mocy i momentu obrotowego (rys. 19).

Jednostkowe zużycie paliwa zmierzone na hamowni przy $n = 2000$ obr/min i $p_e = 2$ bary pokazano na rysunku 20 na obszarze rozrzutu wartości dla różnych silników wysokoprężnych opracowanym na podstawie bazy danych instytutu FEV (Aachen, Niemcy).



Rys. 18. Wskaźniki pracy na charakterystyce pełnej mocy
Fig. 18. Full load performance



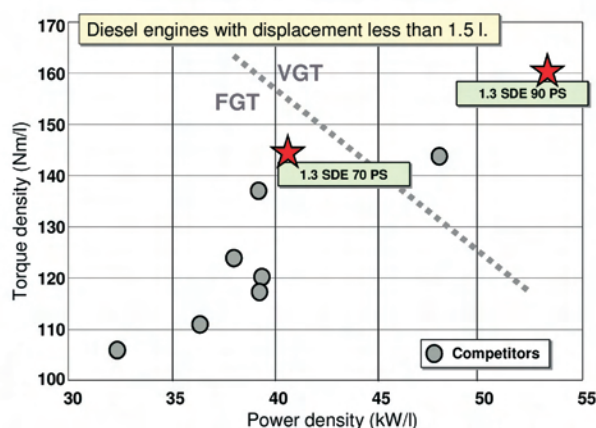
Rys. 17. Sterowanie wtryskiem wielofazowym dla regeneracji filtra cząstek stałych
Fig. 17. Multiple injection management for DPF regeneration

8. Full load performances, fuel consumption and exhaust emissions

Fig. 18 shows the full load performance of the 1.3 SDE 90 PS engine. The maximum power of 66 kW – 90 PS is available from 3500 rpm to 4000 rpm, while 86% of max power is still maintained at 5000 rpm. Max torque of 200 N·m is reached at 1750 rpm, limited by the dimensions of the cylinder block that doesn't allow the adoption of larger clutches, as needed to manage higher torque output.

A comparison with competitors small Diesel engines today in the PC market collocates the 1.3 SDE 90 PS as the best-in-class for power and torque density (Fig. 19)

The engine brake specific fuel consumption (BSFC) at 2000 rpm, 2 bar BMEP is shown in Fig. 20 on a scatter band provided by an FEV data base, related to production Diesel engines.



Rys. 19. Porównanie objętościowych wskaźników mocy (kW/dm³) i momentu obrotowego (N·m/dm³) w klasie silników o pojemności do 1,5 dm³

Fig. 19. Power and torque density vs. competitors

Pomimo małej pojemności skokowej silnika i posiadania cech konstrukcyjnych niezbędnych do uzyskania wysokich wartości objętościowych wskaźników mocy i momentu, sprawność ogólna jest bliska wartościom typowym dla większych silników. Sporo zależy tutaj od dużej wartości stosunku skoku tłoka do średnicy cylindra (sprawność termodynamiczna), zastosowania czterech zaworów na cylinder, turbiny o zmiennej geometrii VGT (straty pompowania) oraz pompy wysokiego ciśnienia CP1-H z zaworem dawkowania (straty bierne).

Osiągnięcie norm emisji Euro 4 bez filtra cząstek stałych uzyskiwane jest w obu segmentach pojazdów B i C (rys. 21). W tych ostatnich zastosowaniach negatywny wpływ dużego obciążenia zlikwidowano poprzez agresywne podejście względem kalibracji systemu i wdrożenie poprawionych funkcji kontroli emisji spalin opisanych wcześniej.

Zastosowanie ceramicznego filtra cząstek stałych o skuteczności filtracji ponad 95% pozwala oczywiście definitywnie pozbyć się problemu emisji tych cząstek.

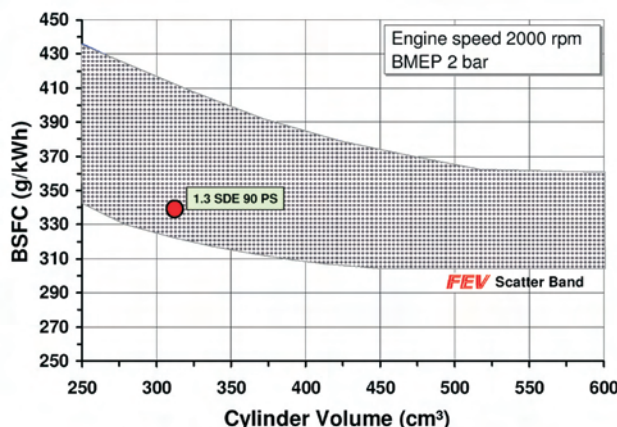
9. Wnioski

Nowy silnik wysokoprężny pracujący w systemie *common rail* spełniający normy emisji spalin Euro 4 został skonstruowany i wprowadzony do produkcji. Silnik ten, charakteryzujący się doskonałym momentem obrotowym i mocą, niskim poziomem emisji spalin oraz dobrymi wynikami w zakresie hałasu, wibracji i twardości pracy stał się wyróżniającą się jednostką w segmencie małych silników wysokoprężnych.

Silnik 1.3 SDE 90 KM można zastosować w pojazdach z segmentu B jako opcję skoncentrowaną na osiągnięciach, a w segmencie C – jako ograniczony gabarytowo silnik dający oszczędności w zakresie zużycia paliwa oraz kosztów eksploatacji.

Dzisiaj silnik ten jest najmniejszym nowoczesnym silnikiem wysokoprężnym w klasie L4 na rynku samochodów osobowych z doskonałymi wartościami objętościowych wskaźników mocy i momentu obrotowego.

Mimo małej pojemności skokowej jednostki i jej ogólnych wymiarów zastosowano tutaj najbardziej zaawansowane technolo-



Rys. 20. Jednostkowe zużycie paliwa (BSFC) w zależności od objętości skokowej jednego cylindra

Fig. 20. Specific fuel consumption vs. cylinder volume

In spite of the small unit displacement and the construction features needed for high power density, the overall efficiency is maintained very close to the figures typical of larger engines. Significant contributions to this result are coming from the high stroke-to-bore ratio (thermo-dynamical efficiency), the adoption of 4 valves per cylinder and VGT (pumping losses), and the CP1-H high pressure pump with inlet metering valve (parasitic losses).

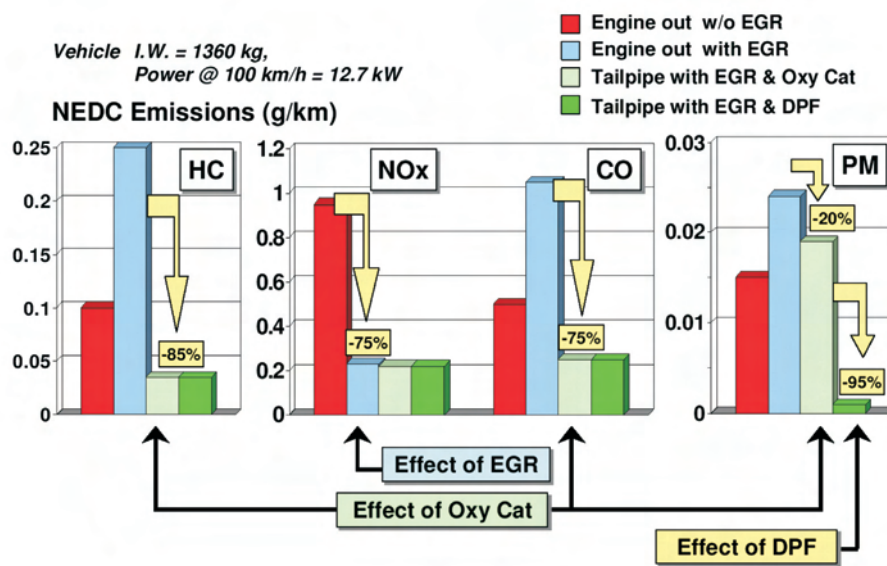
The achievement of Euro 4 emissions standards w/o DPF is obtained both on B segment and C segment vehicle applications (Fig. 21). In these last applications the high load factor penalty on emissions has been overcome through an aggressive calibration approach and the implementation of the robustness improvement control functions previously described.

Of course the application of wall flow ceramic particulate filter, with a filtration efficiency of more than 95%, allows to definitively get rid of the PM emission issue.

9. Conclusions

A new Euro 4 common rail Diesel engine has been developed and industrialized, offering a high feature variant in the small Diesel engine segment, with outstanding power-torque output, low emissions and excellent NVH behavior.

The 1.3 SDE 90 PS engine can be applied on B segment vehicles as an high feature option with main focus on per-



Rys. 21. Emisja w cyklu NEDC

Fig. 21. NEDC emissions

gie i rozwiązania, takie jak: cztery zawory na cylinder, turbosprężarka ze zmienną geometrią łopatek kierownicy, 1600 barów ciśnienia w układzie *common rail* z możliwością wtrysku wielofazowego, zaawansowane funkcje sterowania i bezobsługowy katalitycznie powlekany filtr cząstek stałych, utrzymując jednocześnie koszt produktu na poziomie zadowalającym rynek.

formances or as a downsized value engine on C segment vehicles, with the main focus on fuel economy and cost.

This engine is today the smallest L4 modern Diesel in the PC market, with the highest power and torque density.

In spite of the small unit displacement and overall dimensions, the most sophisticated design and technological features have been implemented, such as 4 valves / cylinder, variable geometry turbocharger, 1600 bar common rail system with multiple injection capability, advanced control functions and maintenance free coated soot filter, while keeping the product cost compatible with a market appeal.

Artykuł recenzowany

Skróty i oznaczenia/Abbreviations and Nomenclature

BSFC	jednostkowe zużycie paliwa/ <i>Brake Specific Fuel Consumption</i>	EOL	czas życia jednostki/ <i>End of Life</i>
DOC	diagnostyka na układach scalonych/ <i>Diagnostics-on-chip</i>	FGT	turbina ze stałą geometrią/ <i>Fixed Geometry Turbocharger</i>
DOHC	podwójny wałek rozrządu w głowicy/ <i>Double Overhead Camshaft</i>	NEDC	nowy europejski test jezdny/ <i>New European Driving Cycle</i>
DPF	filtr cząstek stałych/ <i>Diesel Particle Filter</i>	SOP	początek produkcji/ <i>start of production</i>
ECV	elektroniczna jednostka sterująca/ <i>Electronic Control Unit</i>	VGT	turbina ze zmienną geometrią/ <i>Variable Geometry Turbocharger</i>
EGR	recyrkulacja spalin/ <i>Exhaust Gas Recirculation</i>	ZS	silnik wysokoprężny (o zapłonie samoczynnym)/ <i>Diesel Engine</i>

Literatura/Bibliography

- [1] Morello L., Martinez P.: Fiat High Speed Direct Injection Diesel Engine for Passenger Cars. SAE 894460, 1989.
- [2] Rinolfi R., Imarisio R., Buratti R. – Fiat Research Center: The Potentials of a New Common Rail Diesel Fuel Injection System for the next Generation of DI Diesel Engines. 16. Internationales Wiener Motorensymposium 1995.
- [3] Piccone A. – Fiat Auto, Rinolfi R. – Fiat Research Center: Fiat Third Generation DI Diesel Engines. IMechE – Ricardo Seminar „The Euro 4 Challenge – Future Technologies and Systems”. London, Dec. 3-4, 1997.
- [4] Rinolfi R., Imarisio R. – Fiat Research Center: The Potentials of Third Generation Direct Injection Diesel Engines for Passenger Cars. AVL Congress „Engine and Environment”, Graz, September 1997.
- [5] Ugaglia C., Maiorana G. – Fiat Auto, Rossi Sebastiano G.M. – Fiat Research Center: Die Common-Rail-Motoren von Fiat. MTZ Motortechnische Zeitschrift 59 n. 9, September 1998.
- [6] Imarisio R., Ricco M., Rossi Sebastiano G.M. – Centro Ricerche Fiat: Multiple Injection, a Cost Effective Solution for emission reduction of Common Rail DI Diesel Engines. 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2000 Aachen, 2000.
- [7] Imarisio R., Giardina Papa P., Siracusa M. – FIAT GM Powertrain: The New FIAT GM Powertrain Small Diesel Engine. 12. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2000 Aachen, 2003.
- [8] Boretto G., Imarisio R., Rellecati P., Barucchi E., Sanguedolce A. – FIAT GM Powertrain: Serial Application of a Catalyzed Particulate Filter on Common Rail DI Diesel Engines for Passenger Cars. Fisita Congress, Barcellona, 2004.
- [9] Ausiello F.P., Serra G., Osbat G., De Cesare M., Zamboni P. – Magneti Marelli Powertrain: Advanced Strategies for Diesel Engine Control. ATA Symposium, Bari, 2004.
- [10] Imarisio R., Peters B., Rossi Sebastiano G.M., Pinson J., Boretto G., Buratti R. – FIAT GM Powertrain: Diesel Strategies Towards Fuel Neutral European Emission Standards. ATA Symposium, Bari, 2004.

Dr inż. Massimo Siracusa – FIAT POWERTRAIN TECHNOLOGIES, Turyn, Włochy.

Mr Massimo Siracusa, Ph.D., M.E. – FIAT POWERTRAIN TECHNOLOGIES, Torino, Italy.

Dr Roberto Imarisio – FIAT POWERTRAIN TECHNOLOGIES, specjalista ds. silników ZS, Turyn, Włochy.

Mr Roberto Imarisio, Ph.D. – FIAT POWERTRAIN TECHNOLOGIES, CI Engines specialist, Torino, Italy.



Dr inż. Paolo Giardina Papa – FIAT POWERTRAIN TECHNOLOGIES, Turyn, Włochy.

Mr Paolo Giardina Papa, Ph.D., M.E. – FIAT POWERTRAIN TECHNOLOGIES, Torino, Italy.

Kyle JIANG*
Peng JIN
Jung-Sik KIM

Konstrukcja i wytwarzanie mikrosilnika tłokowego

W artykule przedstawiono realizowany projekt rozwoju konstrukcji tłokowego mikrosilnika spalinowego. Silnik skonstruowany jest na bazie dwusuwowego silnika tłokowego, jednakże wprowadzono w jego budowie istotne modyfikacje konstrukcyjne w celu przystosowania do produkcji. Modyfikacje te zostały stworzone z wykorzystaniem systemu projektowania 2D MEMS. Wszystkie elementy silnika rozmieszczone są na dwóch płaszczyznach. Uszczelniania tłoków nie są stosowane, a przedmuchom zapobiega się poprzez zastosowanie mikrorowków na tłokach, dużą dokładność wykonania oraz przez powiększoną powierzchnię styku między tłokiem i cylindrem. W połączeniu z warstwą filmu oleju smarującego rozwiązanie to skutecznie zapobiega przedmuchom. Opracowano nowy i tani sposób wytwarzania elementów silnika narażonych na działanie wysokiej temperatury. Metoda ta polega na zastosowaniu procesu o nazwie UltraThick SU-8 Process, nazywanego w skrócie UTSP do wytwarzania mikroform; następnie przy wykorzystaniu tej formy można wytwarzać ceramiczne i metalowe elementy silnika. UTSP wykorzystuje litografię ultrafioletową UV, która jest zastosowana do wytwarzania warstw SU-8 o grubości do 1000 nm, a uzyskane rezultaty są porównywalne z tymi, jakie uzyskuje się przy zastosowaniu procesu naświetlania promieniowaniem rentgenowskim dla takich samych grubości. Wykonano kompletny mikrosilnik do prób wykorzystując powłoki SU-8 otrzymane w procesie UTSP. Bazując na formach SU-8 wyprodukowano wysokiej jakości ceramiczne i metalowe elementy, tym samym potwierdzono przydatność nowej metody do budowy odpornych na wysokie temperatury mikrosilników przy zachowaniu niskich kosztów.

Słowa kluczowe: Silnik spalinowy, mikrosilnik, UltraThick Process UTSP SU-8, mikroformowanie

Design and Fabrication of a Micro Reciprocating Engine

This paper presents an ongoing project of developing a micro reciprocating internal combustion engine. The engine is designed on the basis of a two stroke piston engine, but heavy modifications have been made to suit the 2D MEMS fabrication. All the engine parts are located in two layers. Piston seals are not used and leakage is prevented by the introduction of microgrooves on the piston, tight tolerance control and an extended contact area between the piston and the cylinder. With the assistance of a film of lubrication oil, these measures prove effective in preventing leakage. A new approach has been developed to fabricate high temperature resistant engine components at low cost. The approach relies on the UltraThick SU-8 Process (UTSP) to make micromoulds; then ceramic and metallic engine components can be produced based on the moulds. The UTSP is a UV lithography process for producing up to 1000 nm thick SU-8 layers and the quality of the fabrication results can be compared with those made by using X ray exposure process in the same thickness. A complete microengine has been fabricated in SU-8 using the UTSP for test drive. High quality ceramic and metallic components have been produced based on the SU-8 moulds, proving the new approach is feasible for building durable micro hot engines at a low cost.

Key words: Microengine, UltraThick Process UTSP SU-8, micromoulding

Wprowadzenie

Większość płynnych paliw węglowodorowych ma ponad 300 razy większą energię na jednostkę masy od baterii niklowo-kadmowych (NiCad) oraz 100 razy większą niż baterie litowo-jonowe (Li-ion) [1]. Bariery wykorzystania tej energii jest opracowanie efektywnej metody przetwarzania energii chemicznej na energię mechaniczną lub elektryczną. Mikrosilnik spalinowy posiada potencjał umożliwiający wykorzystanie energii z paliw węglowodorowych i ostatecznie może zastąpić baterie zasilające urządzenia przenośne. Oszacowanie oparte na wartości energetycznej paliw węglowodorowych wykazuje, że gdyby mikrosilnik przetwarzał energię ze sprawnością rzędu 10%, co jest poniżej wartości osiągananej przez dobry silnik samochodowy, to mógłby być stosowany do zasilania telefonu komórkowego wymagają-

Introduction

Most liquid hydrocarbon fuels possess over 300 times more energy per unit weight than a NiCad battery and 100 times more than a Li-ion battery [1]. The barrier to unleashing this energy lies in finding an efficient way of converting the chemical energy into mechanical or electrical energy. A micro combustion engine has the potential to release the energy from the fuels and ultimately replace batteries in portable devices. An estimate based on the energy density of hydrocarbon fuels shows that if a microengine can convert energy at an efficiency of 10%, which is below what a good car engine delivers, it could be used to power a mobile phone requiring refuelling only once every two months, rather than every few days. As a highly compact energy source, microengines could find applications in medical devices, mili-

cego ładowania jedynie raz na dwa miesiące, a nie co kilka dni. Jako bardzo kompaktowe źródło energii mikrosilniki mogłyby znaleźć zastosowanie w urządzeniach medycznych, w wyposażeniu wojskowym, palmtopach, w przenośnych komputerach, telefonach komórkowych i zabawkach. Mikrosilniki mogłyby również przyczynić się do rozwoju nowych technologii. Dla przykładu, czas misji mikrostatków powietrznych mógłby wzrosnąć 10-krotnie, gdyby były one napędzane mikrosilnikami. Mikrosilniki będą miały istotny wpływ na rozwój społeczeństwa.

W ciągu ostatnich lat kilka grup badawczych pracowało nad mikrosilnikami spalinowymi różnych typów. W *Laboratorium Gas Turbine Laboratory* w MIT (*Massachusetts Institute of Technology*) wykonano prototypowy silnik turbinowy z wykorzystaniem MEMS oraz przeprowadzono jego próby. Silnik jest wykonany z silikonu przy wykorzystaniu procesu głębokiego czynnego trawienia jonowego (DRIE) a jego elementy połączono [2, 3]. Zgodnie z oczekiwaniami przeprowadzone próby wykazały, że silikon nie jest odporny na działanie wysokiej temperatury spalania i zaobserwowano odkształcenia będące skutkiem pełzania materiału. Obecnie poszukuje się rozwiązań odpornych na wysoką temperaturę. Grupa zajmująca się procesem spalania w *Department of Mechanical Engineering* na Uniwersytecie Kalifornijskim w Berkeley pracuje od 1999 roku [4] nad projektem konstrukcji mikrosilnika Wankla, a jednym z kluczowych zagadnień w tym projekcie jest opracowanie materiału konstrukcyjnego dla tego silnika. Firma Honeywell pracuje nad rozwojem mikrosilnika bezkorbowego, który ma bazować na systemie spalania HCCI z wykorzystaniem paliw węglowodorowych [5]. W *Georgia Institute of Technology* prowadzone są badania nad generatorem elektrycznym ze swobodnym tłokiem [6]. Tłok ferromagnetyczny wykonuje ruch posuwisto-zwrotny dzięki napędowi silnika spalinowego, energia elektryczna jest generowana na skutek ruchu tłoka w polu magnetycznym wytwarzanym przez magnesy stałe.

Wymienione powyżej projekty były sponsorowane przez DARPA, a ich oczekiwana elektryczna moc wyjściowa musi wynosić około 50 W. Dla takiej mocy wyjściowej wymiary silników są dostatecznie duże, aby można je było produkować z wykorzystaniem obróbki mechanicznej, tak jak jest to robione w firmie Honeywell i w *Georgia Institute of Technology*. Dzięki zastosowaniu silikonu jako materiału konstrukcyjnego MIT uzyskuje możliwość zmniejszenia wymiarów silnika do takiego poziomu, jaki jest niemożliwy do uzyskania na drodze obróbki mechanicznej. Silikon wybrano jako materiał konstrukcyjny mikroturbiny ze względu na dobrze opanowaną technologię produkcji. Jednakże mała odporność silikonu na wysoką temperaturę ogranicza jego zastosowanie. W MIT prowadzone są badania nad problemem wysokiej temperatury w mikrosilniku; dotyczą one powlekania elementów silikonowych węglikiem krzemu SiC oraz poszukiwania możliwości budowy ceramicznych elementów silnika.

W tym artykule przedstawiono badania prowadzone nad skonstruowaniem mikrosilnika tłokowego. Silnik został zaprojektowany tak, aby mógł wytworzyć moc elektryczną 1 W do zasilania małych urządzeń przenośnych, takich jak

tary equipment, PDAs, notebook computers, mobile phones and toys. Microengines could also enable new technology to be developed. For instance, the mission duration of micro air vehicles could be increased tenfold if it was driven by a microengine. Microengines will clearly have a great impact on the society.

In recent years, several research groups have been working on micro combustion engines of various types. The Gas Turbine Laboratory at MIT has made a prototype MEMS turbine engine and test-run it. The engine is made of silicon, fabricated using deep reactive ion etching (RIE) and bonded together [2, 3]. The experiments showed, as predicted, that silicon could not withstand the high temperature of combustion and creeping deformation was observed. High temperature resistant methods are now being sought. A combustion research group in the Department of Mechanical Engineering at the University of California, Berkeley has been working on a project to develop a micro Wankel rotary engine since 1999 [4] and one of the key issues in the project is to identify the construction material for the micro Wankel engine. Honeywell is developing a free-piston nock micro-engine based on the homogeneous charged compression ignition (HCCI) of hydrocarbon fuels [5]. At Georgia Institute of Technology, a free piston electrical power generator is under development [6]. A ferromagnetic piston is pushed, reciprocating by the alternated combustion happening at each end of the piston and electricity is generated from the movement of the piston in a magnetic field, which is created by the surrounding permanent magnetic microarrays.

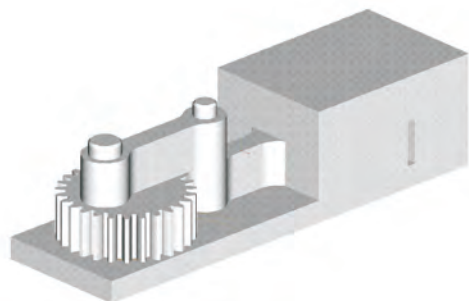
The projects mentioned above were sponsored by DARPA with an expected electric power output specification of about 50 W. For such a power output, the dimensions of the engines are big enough for machining fabrication, as Honeywell and Georgia Tech have been doing. By using silicon as the engine construction material, MIT will have the advantage of being able to scale the engine down to such a dimension that machining will not be possible. Silicon is chosen for the microturbine because of its relatively mature fabrication technology. However, the poor high temperature property of silicon renders it unsatisfactory. Research is going on at MIT to deal with the high temperature problem in the microengine, including coating the silicon components with SiC and looking at the possibility of building ceramic engine components.

In this paper, research work on developing a micro combustion reciprocating engine is presented. The engine is designed to produce 1 W electric power for general small portable devices, such as mobile phones and PDA. Finite element analysis (FEA) was employed to verify the design by simulating the deformation and stress of the alumina ceramic engine parts under high temperature conditions. Unlike most other microengine projects, the microengine components in this research project are fabricated in ceramics and metals. A UV lithography process for fabricating ultrathick microstructures has been developed to fabricate high precision SU-8 moulds to be used in ceramic and metal microengine component fabrication. A complete SU-8 mi-

telefony komórkowe i palmpoty. W celu weryfikacji konstrukcji przeprowadzono symulację odkształceń i naprężeń aluminiowo-ceramicznych elementów silnika podczas pracy w warunkach wysokiej temperatury z zastosowaniem metody analizy elementów skończonych. W odróżnieniu od większości innych projektów mikrosilników, w prezentowanej pracy badawczej elementy mikrosilnika wytworzone są z ceramiki i metali. Opracowano proces litografii ultrafioletowej dla wytwarzania mikrostruktur o małej grubości, w celu wytworzenia form SU-8 o dużej precyzji do produkcji ceramicznych i metalowych elementów mikrosilnika. Za pomocą litografii ultrafioletowej został wyprodukowany kompletny mikrosilnik. Elementy ceramiczne i metalowe silnika wyprodukowane zostały przy użyciu precyzyjnych form SU-8. Wyniki realizacji projektu zostały przeanalizowane i przedstawione na zdjęciach wykonanych pod mikroskopem elektronowym.

Konstrukcja mikrosilnika tłokowego

Mikrosilnik skonstruowano w oparciu o dwusuwowy silnik tłokowy, a jego konstrukcję pokazano na rysunkach 1 i 2. Z uwzględnieniem cech procesu wytwarzania MEMS elementy silnika wykonuje się w dwóch płaszczyznach. Tłok ma przekrój kwadratowy i dużą powierzchnię styku z cylindrem. Na powierzchni tłoka precyzyjnie wykonano rowki w celu stopniowego zredukowania ciśnienia. Nie zastosowano uszczelnień na tłoku, a możliwym przedmuchom zapobiega się poprzez dużą powierzchnię styku, rowki i dokładnie wykonaną ścianę boczną tłoka i cylindra. Cylinder tworzy obszerny tunel o przekroju kwadratowym i pokryty jest szkłem silikonowym w celu umożliwienia optycznego dostępu do komory. Zastosowano korbówód przekazywania ruchu tłoka do przekładni. Jedno zakończenie korbowodu połączone jest z tłokiem za pomocą sworzni, drugi koniec połączony jest mimośrodowo z przekładnią. Koło zębate pełni funkcję wału korbowego, koła zamachowego i urządzenia napędzającego, przekazującego moc do urządzenia zewnętrznego. Urządzenie zapłonowe, które nie jest pokazane na rysunku modelu, umieszczone jest u dołu cylindra. Okno wylotowe silnika wykonane jest jako rowek na ścianie cylindra.



Rys. 1. Model złożeniowy jednocylindrowego mikrosilnika tłokowego
Fig. 1. An assembly model of the single piston microengine

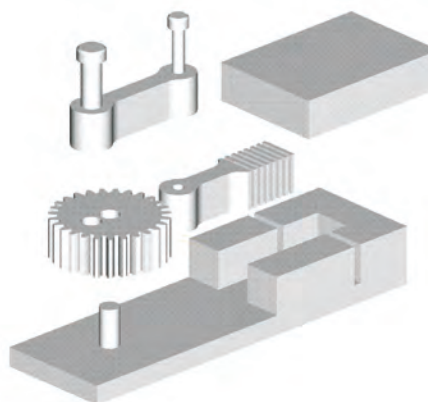
Przekrój tłoka ma wymiary 1×1 mm. Wymiar ten jest tylko kilka razy większy od odległości wygaszania większości paliw węglowodorowych [7]. Ściany boczne cylin-

droengine has been produced by using the UV lithography process. Ceramic and metal engine components have been produced using the precision SU-8 moulds. The fabrication results have been examined and SEM images are shown.

The Design of Micro Reciprocating Engine

The microengine is designed on the basis of a two-stroke reciprocating engine and its construction is shown in Fig. 1 and Fig. 2. With consideration of MEMS fabrication features, the engine components are designed in 2D shapes. The piston has a square cross section and a large contact surfaces with the cylinder. Fine grooves are made on the surfaces of the piston to reduce the pressure gradually. No seals are used on the piston, and the possible leakage is prevented by the large contact area, the grooves and well controlled vertical sidewall angle of the piston and the cylinder. The cylinder is formed by a large trench of a square cross section and covered by a silica glass to allow visual access into the chamber. A linking rod is used to transmit the motion of the piston to a gear. One end of the rod is connected to the piston via a pivot pin and the other end is connected to a gear with an offset from the centre shaft of the gear. The gear works as a crankshaft, a flywheel and a driving device to output power to an external device. A synchronized ignition device, which is not shown in the model, is placed at the bottom of the cylinder which will trigger combustion. The outlet port of the engine is made in the form of a groove on the cylinder wall.

The cross section of the piston is 1×1 mm. This dimension is just a couple of times bigger than the quenching distances of most hydrocarbon fuels [7]. The side walls of the cylinder are 1 mm thick. The material selection in this project follows the methods recommended by Ashby [8] and alumina ceramic and a nickel alloy have been chosen for constructing the engine.



Rys. 2. Widok elementów jednocylindrowego mikrosilnika tłokowego
Fig. 2. An exploded view of the single piston microengine

At the start of a working cycle, the piston moves up after the fuel is inducted. Then the piston compresses the fuel until it reaches the top dead centre (TDC) [9]. The fuel inside the combustion chamber is then ignited and expands to push the piston downwards. The exhaust port is revealed before the piston reaches the bottom dead point and the exhaust gas is let out. Immediately, the inlet port is open and premixed fuel is

dra mają grubość 1 mm. Podczas wyboru materiału w prezentowanym projekcie kierowano się metodami zalecanymi przez Ashby'ego [8], a do konstrukcji silnika wybrano spiek wieloskładnikowy o podstawie aluminiowej oraz stop niklowy.

Na początku cyklu pracy, po doprowadzeniu paliwa, tłok porusza się w górę. Tłok spręża mieszankę aż do osiągnięcia górnego martwego punktu [9]. Następuje zapłon paliwa w komorze spalania i rozprężanie, co powoduje ruch tłoka w dół. Zanim tłok osiągnie dolny martwy punkt odsłania okno wylotowe i spaliny są odprowadzane na zewnątrz cylindra. Bezpośrednio po tym otwiera się okno wlotowe i wstępnie wymieszane z powietrzem paliwo jest wprowadzane do komory spalania. Koło zębate i zewnętrzne obciążenie silnika zapewniają energię potrzebną do przesunięcia tłoka z powrotem do górnego martwego punktu i rozpoczyna się kolejny cykl.

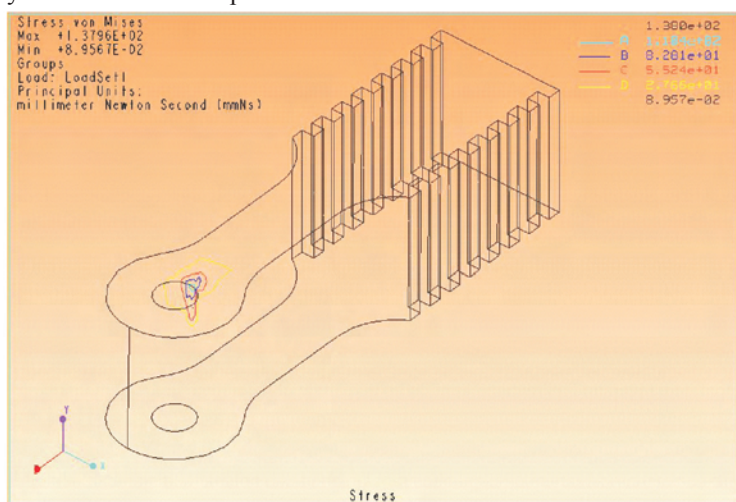
Większość elementów tłokowego mikrosilnika, jak tłok, cylinder, korbówód oraz przekładnie są obciążone dynamicznie. Tłok i cylinder pracują w warunkach wysokiej temperatury. Aby zapobiec pęknięciom powodowanym naprężeniami lub nadmiernym nieszczelnościom wywoływanym odkształceniami lub pęknięciami, do obliczeń naprężeń powstałych w wyniku obciążeń dynamicznych tłoka i cylindra zastosowano metodę analizy elementów skończonych. Modelowanie i symulację silnika przeprowadzono z wykorzystaniem oprogramowania Pro Engineer i Pro Mechanica. Dzięki zastosowaniu metody elementów skończonych (FEA) w analizie aluminiowo-ceramicznych elementów silnika stwierdzono, że tłok jest poddany maksymalnym naprężeniom i odkształceniom podczas pracy w temperaturze rzędu 750°C. Na rysunku 3 pokazano, że maksymalne naprężenia tłoka występują w miejscu połączenia sworzniowego. Maksymalne naprężenia von Mises'a w tłoku wynoszą $1,38 \times 10^2$ MPa, co stanowi 58% wytrzymałości aluminium na zginanie, która w temperaturze 750°C wynosi $2,55 \times 10^2$ MPa. Pomimo tego, że taka wartość naprężeń jest bezpieczna dla tłoka ceramicznego, w otworach łączenia tłoka i korbowodu wykonano sfazowania aby zmniejszyć maksymalne naprężenie i dzięki temu zwiększyć bezpieczeństwo. Maksymalne przemieszczenie rzędu 3 µm będzie występować w osi wzdłużnej tłoka i nie wpłynie na parametry pracy silnika. Boczne przemieszczanie tłoka wynosi mniej niż 7 nm i nie będzie miało wpływu na ruch tłoka. Wielkość odkształcenia cylindra jest również mierzona w nanoskali, co nie powinno spowodować rozszczenia i dlatego może być zaniedbana.

Elementy metalowe były testowane w konwencjonalnych silnikach tłokowych, w związku z tym można oczekiwać, że będą one miały wystarczającą wytrzymałość na temperaturę spalania w mikrosilniku, w którym powinna ona być niższa niż w silniku konwencjonalnym. Zarówno ceramiczne jak i niklowe korbowody oraz sworznie były poddane testom z wykorzystaniem analizy metodą elementów skończonych (FEA). Maksymalne naprężenia występujące w tych ele-

inducted into the combustion chamber. The gear and the external loading of the engine will provide the momentum to push the piston back to its TDC and the next cycle starts.

Most of the components in the micro reciprocating engine, such as the piston, the cylinder, the connecting-rod and the gear, are subject to dynamic loading. The piston and cylinder are working in high temperature conditions. Finite element analysis has been used to calculate the dynamic stress and deformation of the piston and cylinder in order to prevent excessive leakage caused by deformation or fracture caused by stress. The modelling and simulation of the engine were carried out using Pro Engineer and Pro Mechanica. In the FEA analysis of the alumina ceramic engine components under a working temperature of 750°C, the piston is found subject to the maximum stress and deformation. Figure 3 shows that the maximum stress on the piston will occur at the point where the piston is in contact with the pivot pin. The maximum von Mises stress on the piston is 1.38×10^2 MPa, which is 58% of the alumina flexural strength of 2.55×10^2 MPa at 750°C. Although such stress value is safe for the ceramic piston, a chamfer will be introduced at the top of the pivot hole of the piston to reduce the maximum stress and improve the safety. The maximum displacement on the piston will occur along the long axis at the level of about 3 µm, which will not influence the engine performance. The side-wise displacement of the piston is found less than 7 nm and will not affect the motion of the piston. The amount of deformation on the cylinder is also in a nanoscale, which will not contribute much to the possible leakage, and thus can be ignored.

Metallic engine components have a proven record in conventional reciprocating engines and are expected to withstand the combustion temperature in a microengine, where the temperature should be lower than in a conventional engine. Both the ceramic and nickel linking rods and the steel pivot pin have been analysed using FEA. The maximum stresses on those components are a few orders below their respective flexural stresses. Therefore, the strength of these components will not be a concern.



Rys. 3. Analiza naprężeń tłoka korundowego mikrosilnika w temperaturze 800°C

Fig. 3. The stress analysis on an alumina piston of the microengine under 800°C

mentach są kilka rzędów mniejsze od wartości naprężeń zginających. Dlatego wytrzymałość tych elementów nie była rozważana.

Wytwarzanie mikroform z zastosowaniem technologii UTSP

Głębokie czynne wytrawianie jonowe (DRIE) jest powszechnie stosowaną technologią wytwarzania grubych mikrostruktur na płytkach silikonowych. Do zbudowania mikroturbiny w *Gas Turbine Laboratory* w MIT wytwarza się wiele struktur składających się z 6 połączonych warstw silikonu. W Berkeley były wytwarzane mikrowirniki mikrosilników obrotowych z wykorzystaniem procesu DRIE. Jedną z kluczowych technologii umożliwiających w procesie DRIE osiągnięcie struktur o wysokiej wartości współczynnika wydłużenia jest proces Boscha [10]. Proces Boscha polega na powtarzającym naświetlaniu maski fotolitograficznej z płytki silikonowej odczynnikami plazmowym (zwykle SF_6) na przemian z pasywacją plazmą (zwykle C_4F_8). Tak więc dla osiągnięcia głębokiego trawienia o całkowicie pionowym profilu proces wytrawiania przebiega cyklicznie, kilkakrotnie pomiędzy etapami trawienia i osadzania się. Dla poprawy jakości procesu wytwarzania indukcyjny plazmowy system wytrawiania STS został wyposażony w zintegrowany system z funkcją procesu Boscha. Jednakże mikrosilnik wykonany z silikonu nie jest odporny na wysokie temperatury występujące w procesie spalania, co potwierdzono eksperymentalnie w MIT podczas badań mikroturbiny.

Inne rozwiązanie zostało zastosowane podczas konstruowania mikrosilnika tłokowego. Zamiast zastosowania krzemu Si i procesu DRIE elementy silnika są wytwarzane z ceramiki i metali, materiałów odpornych na wysoką temperaturę, co eliminuje problemy wywołane wysoką temperaturą. W procesie wytwarzania ceramicznych mikroelementów silnika buduje się wzorcową mikroformę, a następnie wykonuje się miękką formę negatywową uzyskaną na bazie formy wzorcowej; przed procesem spiekania element ceramiczny formowany jest w miękkiej formie. Formę negatywową do wytwarzania elementów metalowych wytwarza się na przewodzącym podłożu, następnie metal może być osadzony w formie w procesie elektroformowania. Mikroformy odgrywają bardzo ważną rolę w obu procesach i zapewniają bardzo wysoką jakość produktu. Z drugiej strony konstrukcja silnika stawia wysokie wymagania w procesie produkcji. Grubość każdej warstwy dla tej konstrukcji wynosi 1 mm a dla rowków tłoka zastosowano proporcję 10:1. Ponadto silnik jest konstrukcyjnie pozbawiony uszczelnień, a ewentualnym przedmuchiom ma zapobiegać bardzo ciasne pasowanie między tłokiem i ścianami bocznymi cylindra oraz powstanie filmu olejowego. Dlatego, aby zapewnić możliwie najskuteczniejsze uszczelnienie, wymagana jest duża dokładność równoległości wykonania ścian cylindra. Podczas produkcji mikroform SU-8 o takiej grubości stosowany jest zwykle synchrotron oparty na promieniowaniu rentgenowskim, tj. proces LIGA, jednakże koszt zastosowania takiego procesu jest bardzo wysoki i dlatego komercjalizacja mikrosilników w przyszłości będzie bardzo trudna. Grupa konstruktorów mi-

Fabrication of Micromoulds Using UTSP

Deep Reactive Ion Etching (DRIE) is a commonly used technology for fabricating thick microstructures on silicon wafers. At MIT Gas Turbine Laboratory, a stack of 6 layer Si structures are fabricated using DRIE and bonded together to construct the microturbine. At Berkeley, the micro rotors of the micro rotary engine were fabricated using the DRIE process. One of the key technologies enabling the DRIE to achieve high aspect ratio structures is the Bosch process [10]. The Bosch process involves the repeated exposure of a photoresist-masked silicon wafer to an etchant (usually SF_6) plasma in alternation with a passivant (usually C_4F_8) plasma. So the etching process cycles several times between the etching and deposition steps to achieve a deep etching with a quite vertical profile. The STS inductive coupled plasma etching system has had the Bosch process function integrated into the system to improve the fabrication quality. However, a silicon microengine is vulnerable to high temperature caused by combustion, which has been proven in MIT microturbine experiments.

A different approach has been employed in building the micro reciprocating engine. Instead of using Si and DRIE process, engine components are fabricated using high temperature resistant ceramics and metals, thus fundamentally eliminating the problems caused by high temperatures. In a ceramic microcomponent fabrication process, a micro master mould is built and then a soft negative mould is produced from the master mould; next, a ceramic component is formed in the soft mould before being treated in a sintering process. In a metallic component fabrication, a negative mould is fabricated on a conductive substrate and then metal can be deposited into the mould through an electroforming process. Micromoulds play a crucial role in the both processes and determine the best possible quality of the final components. On the other hand, the requirements of the engine design in the fabrication are very demanding. The thickness of each layer in this design is 1 mm and feature with 10:1 aspect ratio have been used on the piston grooves. In addition, the engine is designed to be sealless, and the possible leakage will be prevented by very tight match between the piston and cylinder sidewall and the use of oil film. Therefore, a strict vertical sidewall angle is required for the best sealing effects. In producing such thick SU-8 micromoulds, a synchrotron based X ray exposure process, i.e. LIGA process, is commonly used, but the cost of using such process is extraordinarily expensive and will make the future commercialisation of the microengine extremely difficult. The microengine group has developed an alternative. It is a UV lithography based ultrathick SU-8 process (UTSP) which meets the high precision requirements of the engine design on the moulds, but at a low fabrication cost.

SU-8 is a negative epoxy-type near UV photoresist. Among the numerous photoresists, it is unique in its suitability for building thick microstructures. Since its invention by IBM [11], it has attracted wide interest from the MEMS community [12, 13, 14]. In the development of the UTSP, the characteristics of SU-8 in relation to prebake, UV

kosilnika znalazła rozwiązanie alternatywne. Jest to litografia ultrafioletowa UV oparta na procesie *UltraThick SU-8* (UTSP), który spełnia wymagania dotyczące precyzji wykonania konstrukcji silnika, ale przy małych kosztach wytwarzania.

SU-8 jest negatywową (formą) epoksydową zbliżoną do maski fotolitograficznej. Pośród licznych optycznych warstw ochronnych jest ona unikalna ze względu na swoją przydatność do budowy mikrostruktur. Od czasu wynalezienia jej przez IBM [11] wywołuje szerokie zainteresowanie środowiska MEMS [12, 13, 14]. W trakcie rozwijania technologii UTSP analizowano charakterystyczne cechy SU-8 w odniesieniu do wstępnego spiekania, naświetlania ultrafioletowego i spiekania końcowego. Jedną z właściwości SU-8 jest niska absorpcja promieni ultrafioletowych, co można wnioskować na podstawie jej wyraźnego zabarwienia. Ta właściwość umożliwia jednolite naświetlanie maski fotolitograficznej przez całą grubość, co jest cechą odmienną w stosunku do innych rodzajów masek fotolitograficznych. Zaobserwowano, że przezroczystość warstwy SU-8 pogarsza się wraz ze wzrostem jej grubości. Zjawisko absorpcji promieniowania ultrafioletowego wzrasta, gdy grubość przekracza 500 μm . Ta właściwość utrudnia naświetlanie ultrafioletowe warstw o grubości 1000 μm , czyli wykorzystywanej do konstrukcji elementów silnika. Badania przeprowadzone w Birmingham wykazały, że czas wstępnego spiekania ma wpływ na barwę warstwy SU-8; ciemniejsza warstwa absorbuje więcej światła niż jasna. W konsekwencji może to wpływać na właściwości struktur SU-8.

Przy projektowaniu mikrosilnika przebadano wpływ czasu wstępnego spiekania na absorpcję światła ultrafioletowego przez SU-8 w celu poprawy jakości wytwarzania. Za pomocą spektroskopu mierzono transmitancję SU-8 po wstępnym spiekanii dla różnych długości fali świetlnej od 360 do 460 nm, z krokiem co 1 nm. SU-8 stosowana podczas pomiaru była wersją handlową SU-8-50 pochodzącą z MicroChem Corp. i była osadzona na podłożu szkła spiekane o grubości 1000 μm . W trakcie eksperymentów wykorzystano cztery próbki SU-8 i spiekano je w temperaturze 95°C, odpowiednio przez: 10, 24, 30, i 40 godzin. Jako wzorzec porównawczy stosowano czyste szkło. Pomiaru były przeprowadzane w ciemni dla uniknięcia interferencji świetlnej i naświetlania próbki w wyniku oddziaływania innych źródeł światła.

Widmo transmitancji wykazuje, że długi czas wstępny spiekania powoduje pogorszenie przejrzystości SU-8. Oczywiście jest, że proces wstępnego spiekania wzmaga polimeryzację SU-8. Poprawa polimeryzacji wpływa na transmitancję i zmniejsza głębokość przenikania promieni ultrafioletowych. Długość penetracji (PL) wykorzystuje się do opisu głębokości warstwy, przez którą światło może przeniknąć [15], gdy jego natężenie maleje do wartości $1/e$ chwilowego natężenia, tj. około 37%. Warstwa SU-8 o znacznej przezroczystości skutecznie zwiększa penetrację (PL) i stwarza możliwość uzyskania dużego współczynnika rozszerzalności. Na podstawie eksperymentów i teorii penetracji można wnioskować, że krótki czas wstępnego spiekania ogranicza pogorszenie się przezroczystości warstwy SU-8. Utrzymywanie wysokiej przezroczystości SU-8 podczas procesu wstępnego spiekania jest wytyczną wykorzy-

exposure and postbake were studied. One of the properties of SU-8 is its low UV absorption, which can be inferred from its clear colour. This property enables a uniform exposure of the photoresist throughout great thickness, which is in contrast with other thick photoresists. It is noted that the transparency of an SU-8 layer deteriorates as the layer gets thicker. The effect of UV absorption becomes more evident when the thickness exceeds 500 μm . This property makes UV light difficult to penetrate the thickness of 1000 μm at which the engine components are designed. The study at Birmingham has found that prebake time has an effect on the colour of the SU-8 layer and that a darker layer will absorb more light than a lighter layer. As a consequence, the quality of the SU-8 structures could be affected.

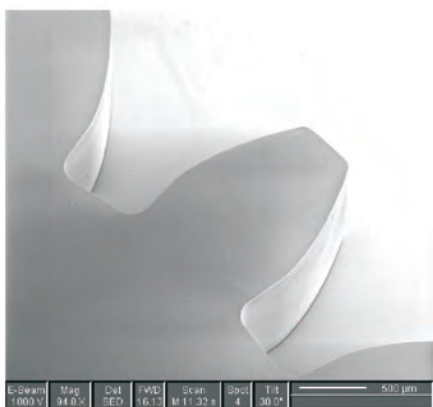
In the microengine project, the effect of prebake time on the UV light absorption property of SU-8 photoresist has been investigated in order to improve the fabrication quality. The transmittance of SU-8 after prebake was measured using a spectrophotometer with the light wavelength varying from 360 to 460 nm at 1 nm increment. The SU-8 used in the measurement was the commercial SU-8-50 from MicroChem Corp and was deposited in a Corning glass substrate at 1000 μm thickness. Four SU-8 specimens were used in the experiments and baked at 95°C for 10 hours, 24 hours, 30 hours and 40 hours respectively. A clean glass substrate was used for reference. The measurements were carried out in a dark room to prevent light interference and the exposure of the specimen to other light sources.

The transmittance spectrum shows that a long prebake time makes the SU-8 transparency deteriorate, whereby more UV light is absorbed before it reaches the bottom of the layer. It is understood that the prebake process will enhance the polymerization of SU-8. The enhancement of the polymerization affects the transmittance and reduces the depth the UV light can go through. A penetration length (PL) is commonly used to describe the depth of a layer that the light can go through [15] when its intensity decays to $1/e$ of its incident intensity, i.e. about 37%. A highly transparent SU-8 layer effectively extends the PL and leads to a high aspect ratio feature being produced. On the basis of the transmittance experiments and penetration theory, it can be concluded that a short prebake time will help reduce the deterioration of the transparency of an SU-8 layer. Keeping a high SU-8 transparency during the prebake process is the guideline in the microengine fabrication, where all the parts are 1000 μm in thickness. While a short prebake time results in good transparency, insufficient prebake will fail to solidify the SU-8 completely and cause insoluble residuals during the development.

The UTSP has been developed on the basis of the above study. More details of the process can be found in [16]. The UTSP makes it possible to produce high quality microengine components in SU-8 to be used for master moulds. Figure 4 is an SEM image of a microgear in 1000 μm thickness. The geometry and surface finish of the gear are of the highest standard. Figure 5 shows an array of micropistons where the exposure is uniform throughout the 1000 μm thickness. The

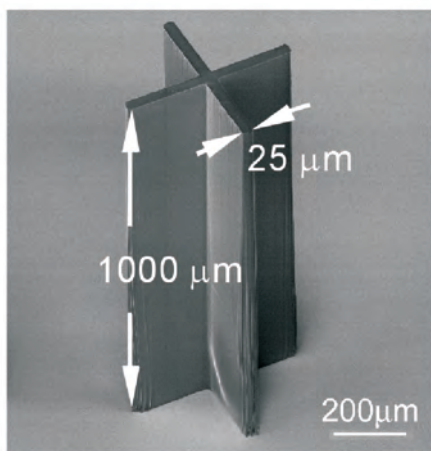
stywaną w procesie wytwarzania mikrosilnika, gdzie wszystkie elementy mają grubość 1000 μm . O ile krótki czas wstępnego spiekania daje w rezultacie dobrą przezroczystość, to niewystarczający czas powoduje pogorszenie krzepnięcia i rozpuszczalność SU-8.

W oparciu o powyższe rozważania opracowano (technologie) UTSP. Więcej szczegółów na temat tego procesu można znaleźć w [16]. UTSP umożliwia wytworzenie elementów mikrosilnika o wysokiej jakości z wykorzystaniem SU-8, który może być zastosowany do wzorcowych form. Na rysunku 4 przedstawiono zdjęcia wykonane pod mikroskopem elektronowym (SEM) mikrokoła zębatego o grubości 1000 μm . Geometria i powierzchnia mają najwyższą jakość wykonania. Na rysunku 5 pokazano mikrotłok, gdy ekspozycja jest jednorodna na całej grubości 1000 μm . Proporcja rowków na ściankach bocznych tłoka wynosi 10:1. Konstrukcja silnika wymaga wykonania ścianki bocznej z tolerancją kąta lepszą niż $90^\circ \pm 0,3^\circ$, a dokładność wykonania w procesie UTSP osiąga wartość $90^\circ \pm 0,1^\circ$. Dokładność wykonania ścian bocznych zapobiega nieszczelnościom, umożliwia uzyskanie wyższego ciśnienia w komorze spalania i większej sprawności silnika. Dla warstwy SU-8



Rys. 4. Mikrokoło SU-8 o grubości 1000 μm użyte jako wzorec

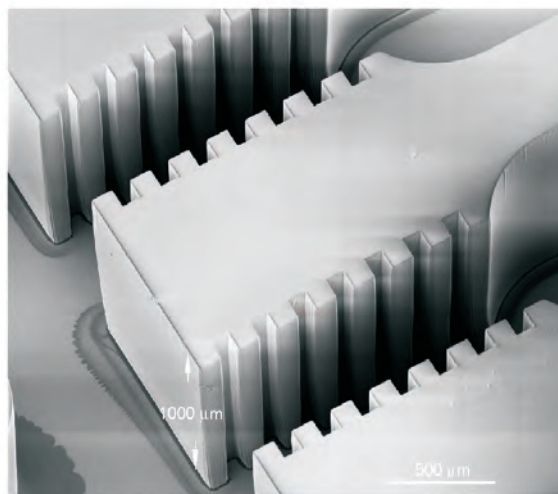
Fig. 4. An SU-8 microgear of 1000 μm thickness to be used as a master mould



Rys. 6. Mikrostruktura SU-8 o proporcji 40:1 wykonana w technologii UTSP

Fig. 6. An SU-8 microstructure of aspect ratio 40:1, produced using the USTP

aspect ratio of the grooves on the sides of the piston is 10:1. The engine design requires an angle better than $90^\circ \pm 0,3^\circ$ on the sidewall of the piston and the UTSP results are $90^\circ \pm 0,1^\circ$. The excellent sidewall angle prevents significant leakage, resulting in better pressure in the combustion chamber and greater efficiency of the engine. A 40:1 aspect ratio has been achieved in a 1000 μm thick SU-8 layer, which is shown in Fig. 6. It demonstrates that the applications of the UTSP can have a wider application than merely for microengine fabrication. A complete microreciprocating engine has been fabricated using the UTSP technique, as shown on a finger tip in Figure 7. The engine has been test driven by liquid CO_2 . The test results prove that the engine mechanism works well and that leakage between the piston and the cylinder is prevented under a pressure of 10 atm. Excellent component geometry and tight tolerance control, together with the help of oil film, implement the sealing function effectively.



Rys. 5. Mikrotłoki SU-8 do silnika tłokowego

Fig. 5. SU-8 micropistons for the reciprocating engine



Rys. 7. Mikrosilnik tłokowy SU-8 sfotografowany na palcu. Wszystkie element wykonano z wykorzystaniem technologii UTSP (oprócz dwóch czopów)

Fig. 7. A micro SU-8 reciprocating engine photographed on a finger. All the engine components were fabricated using the UTSP technique except the two pins

o grubości 1000 μm uzyskano proporcję 40:1, co przedstawiono na rysunku 6. Wynika stąd, że UTSP może mieć szersze zastosowanie, nie tylko w produkcji mikrosilników. Z wykorzystaniem techniki UTSP wykonano kompletny mikrosilnik tłokowy; jest on przedstawiony na rysunku 7. Silnik pracował podczas testów na ciekłym dwutlenku węgla. Wyniki prób wykazują, że mechanizm silnika pracuje poprawnie, oraz że przecieki między tłokiem a cylindrem nie występują do ciśnienia 10 atmosfer. Dokładnie wykonane elementy i ich spasowanie oraz film olejowy skutecznie spełniają funkcję uszczelniającą.

Wytwarzanie elementów silnika odpornych na wysoką temperaturę

Oczekuje się, że elementy mikrosilników spalinowych będą odporne na działanie wysokiej temperatury z uwagi na niebezpieczeństwo wystąpienia zjawiska pełzania i topnienia. Maska litograficzna SU-8 ma temperaturę topnienia wynoszącą około 90-110°C [17] i nie może być użyta w warunkach spalania. Jednakże wysokiej jakości formy SU-8 są podstawą do wytwarzania części z materiałów odpornych na wysoką temperaturę. Odpowiednimi materiałami są ceramika i stopy metalów, które były wykorzystane do wytwarzania elementów mikrosilników w mikroformach SU-8.

W procesie wytwarzania mikroceramiki kształt elementu jest zdeterminowany formą wzorcową SU-8. Formy SU-8 są sztywne; trudno jest je rozformować bez uszkodzenia surowych elementów ceramicznych. Sposobem na uniknięcie tej trudności jest wykonanie kopii formy wzorcowej SU-8 w postaci miękkiej formy wielokrotnego użycia wykonanej z polidimetylsiloksanu (PDMS) [18]. W tym procesie zostały zastosowane: prekursor PDMS i środek utwardzający dostarczane przez firmę Dow Corning Corp. Miękkie formy są wytwarzane przez napełnienie form SU-8 zawieszoną PDMS. Po ochłodzeniu do temperatury pokojowej utwardzony PDMS wyjmuje się z formy wzorcowej SU-8. Następnie zawieszinę ceramiczną wlewa się do formy PDMS i usuwa się jej nadmiar. Kiedy zawieszina ceramiczna jest sucha, z formy PDMS może zostać oddzielony ceramiczny model, który następnie przekazywany jest do spiekania.

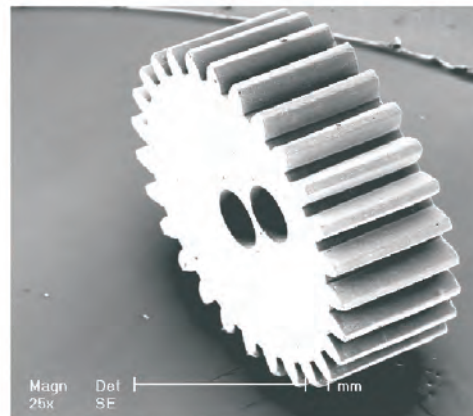
Proces wytwarzania elementów aluminiowo-ceramicznych został zastosowany do produkcji w głębokich formach SU-8 wytworzonych z wykorzystaniem technologii UTSP. Na rysunku 8 przedstawiono mikrokoło zębate o średnicy 2 mm, natomiast na rysunku 9 przedstawiono zęby tego samego koła w znacznym powiększeniu. Zdjęcia te pozwalają zauważyć, że koło ceramiczne zachowało jakość formy wzorcowej SU-8 w zakresie geometrii i chropowatości powierzchni. Zauważalne jest również, że w trakcie procesu wytwarzania ceramika wykazuje tendencję do kurczenia się wywołującego naprężenia, a nawet pęknięcia. Jeżeli wymiar elementu jest większy od 10 mm i posiada on powierzchnie wklęsłe, to wystąpienie pęknięć jest bardzo prawdopodobne. Konstrukcje mikroelementów zmodyfikowano tak, aby można było wykonać nacięcia zmniejszające naciski na surowych elementach. Zmodyfikowana konstrukcja potwierdziła swoją skuteczność w przypadku mikrołoków ceramicznych.

Fabrication of High Temperature Resistant Engine Components

Micro combustion engine components are expected to withstand high temperature against creeping and melting. SU-8 photoresist has a melting point of 90-110°C [17] and cannot be used in a combustion situation. However, high quality SU-8 moulds are the basis for the fabrication of the engine parts in high temperature resistant materials. Ceramics and metals are suitable materials and have been used to fabricate microengine parts from SU-8 micromoulds.

In the micro ceramic fabrication, the shape of a component is defined by the SU-8 master mould. SU-8 moulds are rigid and it is found difficult to demould without damaging the raw ceramic components in practice. A way to avoid this difficulty is to replicate a reusable soft polydimethylsiloxane (PDMS) mould from the SU-8 master mould [18]. In this process, the PDMS precursor and curing agent supplied by Dow Corning Corp were used. The soft moulds are formed by filling the PDMS suspension to the SU-8 moulds. When it is cooled to room temperature, the cured PDMS is peeled off from the SU-8 master. The ceramic suspension is then filled in the PDMS mould and the excess is wiped off. When the ceramic suspension is dry, the PDMS moulds can be peeled off, leaving the raw ceramic patterns intact for sintering process.

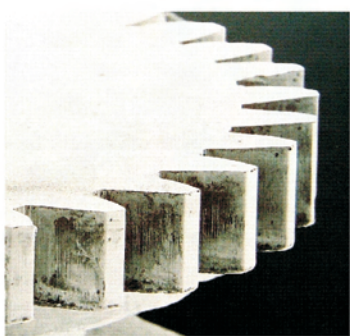
This alumina ceramic fabrication process has been used in producing the engine components from the deep SU-8 moulds fabricated using the UTSP. Figure 8 shows an alumina microgear of 2 mm in diameter and Fig. 9 shows the teeth of the same gear under further magnification. It can be observed from these images that the ceramic microgear has kept the quality of its SU-8 master mould in terms of geometry and surface roughness. It is also observed that during the fabrication process, ceramics tend to shrink causing internal stress and even cracks. When the component dimension is greater than 10 mm with concave features, cracks are more likely to occur. The design on the features of the microcomponents have been modified to make the notches open up with an angle to reduce the pressure on the raw components. The improved design proves effective on the ceramic micropistons.



Rys. 8. Aluminiowe koło mikrosilnika

Fig. 8. An alumina gear for the microengine

Formy SU-8 zostały również wykorzystane do wytwarzania metalowych elementów silnika w procesie kształtowania galwanicznego. W procesie tym negatywowe mikroformy SU-8 są zamocowane na przewodzącym podłożu w celu określenia kształtu i głębokości elementów. Następnie osadza się metal na eksponowanej powierzchni podłoża do wysokości mikroform. Swobodnie stojące elementy metalowe można uzyskać po usunięciu form SU-8 oddzielających element od podłoża. Na rysunku 10 pokazano koło zębate wykonane z niklu z wykorzystaniem technologii kształtowania galwanicznego w formie SU-8. Koło przyjmuje kształt formy i końcowa powierzchnia jest zbliżona do powierzchni formy. Jedną z zalet wykorzystanego procesu kształtowania galwanicznego jest możliwość produkcji elementów magnetycznych silnika, co jest istotne w przypadku wytwarzania energii elektrycznej z wykorzystaniem mikrosilnika.

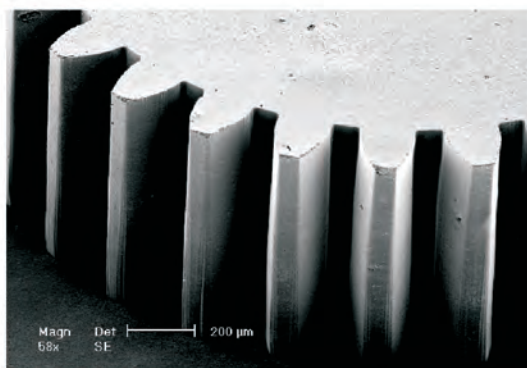


Rys. 10. Mikrokoło niklowe wytworzone w formie SU-8 w procesie kształtowania galwanicznego

Fig. 10. A micro nickel gear fabricated on an SU-8 mould using an electroforming process

Podsumowanie

W pracy przedstawiono projekt badawczy dotyczący konstrukcji tłokowego mikrosilnika spalinowego. W konstrukcji silnika dwusuwowego dokonano znaczących modyfikacji umożliwiających wykorzystanie cech dwuwymiarowego procesu wytwarzania MEMS. Wykorzystano metodę elementów skończonych do analizy naprężeń i odkształceń elementów ceramicznych silnika pracujących w temperaturze około 750°C. Uzyskano zadawalające wartości naprężeń von Mises'a. Wprowadzono modyfikacje konstrukcji silnika w celu zredukowania maksymalnego naprężenia w tłoku. Opracowano metodę litografii ultrafioletowej opartą na technice wytwarzania warstwy SU-8 do produkcji mikroform SU-8. Technika UTSP umożliwia wykonanie mikrostruktury o proporcji 40:1, co jest wystarczające dla wymaganej proporcji 10:1 przy wytwarzaniu tłoka. Mikrosilnik wykonany z SU-8 przeszedł próby, które potwierdziły poprawność działania mechanizmu mikrosilnika i wystarczającą skuteczność uszczelnienia, uzyskanej dzięki bardzo precyzyjnej technologii wytwarzania, dużej dokładności wykonania oraz zastosowaniu filmu olejowego. Wyjaśniono proces wytwarzania aluminiowo-ceramicznych części z wykorzystaniem głębokiej formy SU-8 i miękkiej formy PDMS oraz przedstawiono uzyskane rezultaty. Został pokazany także końcowy efekt wytwarzania elementów niklo-



Rys. 9. Powiększenie miejscowe aluminiowego mikrokoła silnika przedstawionego na rysunku 7; widoczna jest jakość wytwarzania
Fig. 9. A local amplification of the micro alumina gear in Fig. 7 to show the fabrication quality

Micro SU-8 moulds have also been used to make metallic engine components by electroforming process. In such a process, negative SU-8 micromoulds are built on a conductive substrate to define the shape and depth of the expected components. Then metal is deposited onto the exposed area of the substrate to the height of the micromoulds. Free standing metallic components can be achieved after stripping off the SU-8 moulds separating the components from the substrate. Figure 10 shows a nickel gear fabricated in an SU-8 mould by using an electroforming process. The gear takes the shape of the mould completely and the surface finish is at the same level as the mould. One of the advantages of using electroforming process is that magnetic engine components can be produced, which is important for developing the microengine generate electricity.

Conclusions

This paper presents the research work on the development of a micro reciprocating combustion engine. Significant modification of a two stroke engine has been made in the design to accommodate the 2D feature of MEMS fabrication. Finite element analysis on stress and deformation of the engine parts have been conducted on ceramic engine components under a working temperature of 750°C. The maximum von Mises stress and deformation of the components are found satisfactory. Local modification on the design of the engine has been done to reduce the maximum stress on the piston. An UV lithography based on ultrathick SU-8 layer fabrication technique has been developed to produce micro SU-8 moulds for fabricating ceramic and metallic engine components. The UTSP is capable of producing 40:1 aspect ratio microstructures, which well meets the need of a 10:1 aspect ratio the engine piston requires. An SU-8 micro reciprocating engine has been produced tests of which showed that the engine mechanism worked well and that sealing could be secured through a combination of high precision fabrication, tight tolerance control and a film of oil. The fabrication process of alumina ceramic components using SU-8 deep moulds and PDMS soft moulds are explained and the fabrication results are given. Initial results

wych z zastosowaniem form SU-8. Nowatorska technologia wytwarzania pozwala przezwyciężyć powszechnie napotykaną trudność w produkcji elementów silnika narażonych na działanie wysokich temperatur. W artykule przedstawiono nowatorską metodę, która umożliwia produkcję mikrośilników na szeroką skalę i zapewnia niskie koszty.

Podziękowania

Autorzy składają podziękowania Dr. D. Zhang i Dr. T. Button ze *School of Engineering University of Birmingham* za pomoc przy produkcji elementów aluminiowych.

Artykuł recenzowany

Skróty i oznaczenia/Abbreviations and Nomenclature

DARPA Agencja zaawansowanych badań obronnych/*Defense Advanced Research Projects Agency*
 DRIE Głębokie czynne wytrawianie jonowe/*Deep reactive ion etching*
 FEA Analiza z wykorzystaniem metody elementów skończonych/*Finite Elements Analysis*
 HCCI Zapłon samoczynny ładunku jednorodnego/*Homogenous Charge Compression Ignition*

in making nickel components using SU-8 moulds are also shown. The novel fabrication technology overcomes the common difficulty of making high temperature resistant engine components. It demonstrates a new approach in which microcombustion engines could be mass produced at low cost in the future.

Acknowledgement

The authors would like to thank Dr. D. Zhang and Dr. T. Button of the School of Engineering, the University of Birmingham for their kind help in fabrication of alumina components.

MIT *Massachusetts Institute of Technology*
 SEM mikroskop elektronowy
 SU-8 warstwa, forma, proces
 UV promieniowanie nadfioletowe/*ultraviolet radiation*
 UTSP UltraThick SU-8 Process
 2D-MEMS dwuwymiarowy system umożliwiający projektowanie mikromechanizmów

Literatura/Bibliography

- [1] Lee C. H., Jiang K., Jin P. and Prewett D.: Design and fabrication of a micro internal combustion Wankel engine. In press, *Microelectronic Engineering*, 2004.
- [2] Mehra A., Ayon A.A., Waitz I.A. and Schmidt M.A.: Micro-fabrication of high-temperature silicon devices using wafer bonding and deep reactive ion etching. *IEEE J. MEMS*, vol 8, 152, 1999.
- [3] Ayon A.A., Braff B., Lin C.C., Sawin H.H. and Schmidt M.A.: Characterization of a Time Multiplexed Inductively Coupled Plasma Etcher. *Journal of Electrochemical Society*, vol 146, 1, pp 33-349, 1999.
- [4] Fu K., Knobloch A.J., Cooley B.A., Walter D.C., Fernandez-Pello C., Liepmann D. and Miyaska K.: Microscale combustion research for applications to MEMS rotary IC engine. *NHTC 2001: Proc. Conf. ASME 35th National Heat Transfer*, 2001.
- [5] Yang W.: MEMS Free Piston Knock Engine. 28th International Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Edinburgh, UK, July 30-August 4, 2000. Also DARPA MEMS PI Meeting Poster, Broomfield, CO, August 29, 2001.
- [6] Allen M.G.: Ceramic Micromachining Technology. DARPA Workshop on Combustion-based MEMS Power Generation on the Microscale, for the Microscale, Washington, DC, 1998.
- [7] Lee D. H. and Kwon S.: Heat transfer and quenching analysis of combustion in a micro combustion vessel. *Journal of Micro-mechanics and Microengineering*, vol 12, pp 670-676, 2002.
- [8] Ashby M. F.: *Materials Selection in Mechanical Design*. Pergamon Press, Oxford, 1992.
- [9] Blair G. P.: Design and simulation of two stroke engines, *SAE International*, pp 18, 1996.
- [10] Robert Bosch GmbH, patents 4855017 and 4784720 (USA) and 4241045C1 (Germany).
- [11] Shaw J. M., Gelorme J. D., LaBianca N. C., Conley W. E. and Holmes S. J.: Negative photoresists for optical lithography. *IBM Journal of Research and Development, Optical lithography*, vol 41, 1/2, 1997.
- [12] Chang H.K., Kim Y.K.: UV-LIGA process for high aspect ratio structure using stress barrier and C-shape etch hole. *Sensor and Actuators*, vol 84, pp 342-350, 2000.
- [13] LaBianca N. and Gelorme J. D.: High aspect ratio resist for thick film applications. *Proc. SPIE*, vol. 2438, 846-852, 1995.
- [14] Zhang J., Tan K.L., Hong G.D., Yang L.J. and Gong H.Q.: Polymerization Optimization of SU-8 Photoresist and its Applications in Microfluidic Systems and MEMS. *J. Micromech. Microeng.*, vol 11, pp 20-26, 2001.
- [15] Ling Z.G., Lian K., Jian L.K.: Improved patterning quality of SU-8 microstructures by optimizing the exposure parameters. *Proc. SPIE*, vol. 3999, pp 1019-1027, 2000.
- [16] Jin P., Jiang K. and Sun N.: Microfabrication of ultra-thick SU-8 photoresist for microengines. *Proc. SPIE*, vol. 4979, pp 105-110, San Jose, 2003.
- [17] Resolution Performance Products: EPON Resin SU-8 (a.k.a.EPIKOTE157). *Product Bulletin*, SC: 1580-01.
- [18] Yamaguchi A., Jin P., Tsuchiyama H., Masuda T., Sun K., Matsuo S. and Misawa H.: Rapid fabrication of electrochemical enzyme sensor chip using polydimethylsiloxane microfluidic channel. *Analytica Chimica Acta*, vol. 468, pp 143-152, 2002.

Dr inż. Kyle Jiang – Szkoła Inżynierska, Uniwersytet Birmingham, Wlk. Brytania.

Mr Kyle Jiang, BEng, MSc, PhD, CEng, MIEE – School of Engineering, University of Birmingham, U.K.



Peng Jin – Szkoła Inżynierska Elektryczności i Automatyki, Instytut Technologii w Harbin, Chiny.

Mr Peng Jin – School of Electrical Engineering and Automation, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, P.R.China.



Jung-Sik Kim – Szkoła Inżynierska, Uniwersytet Birmingham, Wlk. Brytania.

Mr Jung-Sik Kim – School of Engineering, University of Birmingham, Birmingham B15 2TT, UK.



Jorge BARATA*

Modelowanie ruchu kropli paliwa, rozpylenia i parowania podczas przepływu burzliwego

Prezentowany artykuł przedstawia numeryczne studium parowania kropli wtryskiwanych bezpośrednio w turbulentny strumień powietrza. Dotychczas stworzono kilkanaście różnych modeli, więcej lub mniej udanych, które opisują to zjawisko, lecz wszystkie bazują na wtrysku do nieruchomego otoczenia. Podstawowym celem autora było zastosowanie rozwinięcia Eulera/Lagrange'a do opisania: ruchu kropli paliwa, ich rozpylenia, parowania i połączenia obu procesów, tak jak to się dzieje w rzeczywistości w komorze spalania, gdzie występuje: zawirowanie typu swirl (zawirowanie osiowe), tumble (zawirowanie promieniowe) oraz squish (wyciskające działanie tłoka) lub przepływ krzyżowy w turbinach. W tym artykule metoda opracowana na potrzeby badania izotermicznego rozpadu turbulentnego została rozszerzona o fazę parowania kropli wtryskiwanych do przepływu krzyżowego, a następnie przeanalizowano wyniki otrzymane przy użyciu dwóch różnych modeli parowania.

Warunki konwekcji opisano przy użyciu modelu hybrydowego albo modelu wyższego rzędu Leonarda QUICK, natomiast fazę rozpylenia opisano w oparciu o model Lagrange'a. Szczegółowo przeanalizowano różnice istniejące zarówno pomiędzy dwoma wspomnianymi modelami parowania, jak i pomiędzy ich użytecznością w badaniu wtrysku paliwa do zaburzonego przepływu.

W fazie podgrzewania, w modelu Chena i Pereiry [1], przepływ krzyżowy przenosi krople na dużą odległość od wtryskiwacza, podczas gdy w modelu Sommerfelda, zgodnie ze wzorem na parowanie, średnica kropli podlega ciągłej zmianie, co w rezultacie zasadniczo modyfikuje wyniki z tego względu, że wielkość cząstek (kropli) istotnie wpływa na występujący przepływ ciepła i zaburzone rozpylenie. W konsekwencji, średnice kropli, temperatura i rozkład masy okazały się zależne od użytego modelu parowania. Stąd powstała konieczność stworzenia nowego modelu, który uwzględniałby także przemieszczenie parujących kropli, i który umożliwiałby symulację układów rzeczywistych. Ponadto, w celu lepszej oceny i poprawy modeli parowania jest konieczne dokładniejsze wyznaczenie wartości w układzie trójwymiarowym.

Słowa kluczowe: wtrysk burzliwy, parowanie, system wtrysku paliwa

On the modeling of droplet transport, dispersion and evaporation in turbulent flows

The present paper presents a numerical study on evaporating droplets injected through a turbulent cross-stream. Several models have been used with more or less success to describe similar phenomena, but much of the reported work deals only with sprays in stagnant surroundings. The ultimate goal of this study is to develop an Eulerian/Lagrangian approach to account for turbulent transport, dispersion, evaporation and coupling between both processes in practical spray injection systems, which usually include air flows in the combustion chamber like swirl, tumble and squish in I.C. engines or crossflow in gas turbines. In this work a method developed to study isothermal turbulent dispersion is extended to the case of an array of evaporating droplets through a crossflow, and the performance of two different evaporation models widely used is investigated.

The convection terms were evaluated using the hybrid or the higher order QUICK scheme. The dispersed phase was treated using a Lagrangian reference frame. The differences between the two evaporation models and its applicability to the present flow are analysed in detail.

During the preheating period of the Chen and Pereira [1] model the droplets are transported far away from the injector by the crossflow, while with the Sommerfeld [2] formulation for evaporation the droplet has a continuous variation of the diameter. This result has profound implications on the results because the subsequent heat transfer and turbulent dispersion is extremely affected by the size of the particles (or droplets). As a consequence, droplet diameter, temperature and mass fraction distributions were found to be strongly dependent on the evaporation model used. So, a new formulation that takes into account also the transport of the evaporating droplets needs to be developed if practical injection systems are to be simulated. Also, in order to better evaluate and to improve the vaporization models more detailed measurements of three-dimensional configurations are required.

Key words: turbulent sprays, evaporation, fuel injection systems

Wstęp

Skuteczne rozpylenie strugi paliwa zapewniające właściwe parowanie i spalanie, pozwala zmniejszyć emisję NO_x i CO_2 . Warunki w jakich następuje wtrysk paliwa, rozpylenie, parowanie i spalanie wpływają na stabilność procesu spalania, jego efektywność oraz tworzenie się substancji

Introduction

The efficient use of sprays leading to proper evaporation/combustion reduces pollutants by decreasing NO_x and CO_2 emissions. The conditions of the introduction of the spray injection, dispersion, vaporization, and burning of the fuel affect the combustion stability, efficiency, and pollutant

szkodliwych [3]. W szczególności jakość spalania oraz poziom emisji są zdeterminowane przez aerodynamiczną sprawność rozpylenia paliwa i mieszania go z powietrzem w komorze spalania, przez oczekiwany poziom temperatury i przez odpowiedni przebieg jej zmian. Ogromną uwagę przywiązuje się do procesu powstawania tlenków azotu, dwutlenku węgla, tlenku węgla, sadzy oraz niespalonych węglowodorów. Jeszcze w pełni nie ustalono warunków rozpylenia paliwa najkorzystniejszych do optymalizacji kształtu komory spalania, przez co zaprojektowanie optymalnej konstrukcji urządzeń przemysłowych, wykorzystujących w swym działaniu proces spalania, nastęrcza trudności od samego początku; wszystkie dane empiryczne uzyskane w toku badań pracy tych urządzeń okazały się trudne do uogólnienia i ekstrapolacji. W konsekwencji, inżynierom potrzebne są metody przewidywania oparte na wiedzy teoretycznej w nadziei, że okażą się one niezawodnymi metodami dającymi się wykorzystać do komputerowo wspomaganego projektowania silników i komór spalania. Dlatego też w ubiegłym roku zdecydowanie wzrosło zainteresowanie matematycznym modelowaniem rozpylenia paliwa i procesami spalania. Celem tych modeli jest określenie oddziaływania wszystkich parametrów, które mają wpływ na spalanie. Jeśli chodzi o własności kropeł, to wśród parametrów wpływających na spalanie można wymienić rozkład kropeł średniej wielkości w każdym punkcie strugi paliwa, rozkład prędkości kropeł, zależność prędkości kropeł paliwa od prędkości powietrza, przestrzenne i czasowe zagęszczenie kropeł w strudze paliwa oraz ich temperatura [4].

Parowanie kropeł w strudze paliwa polega na jednoczesnych procesach przepływu masy i ciepła, podczas których ciepło potrzebne do parowania przepływa z otaczającego ciepłego gazu do powierzchni kropeł na skutek przewodnictwa i konwekcji; para przenoszona jest z powrotem do strumienia gazu poprzez konwekcję i dyfuzję. Całkowita szybkość parowania zależy od ciśnienia, temperatury i własności przemieszczającego się gazu, od temperatury, lotności i średnicy kropeł w strudze oraz od stosunku prędkości kropeł od prędkości otaczającego gazu [4-6].

Godsave [7] i Spalding [8] przedstawili podstawowy model parowania/spalania dla pojedynczej i wyizolowanej kropli w nieruchomym otoczeniu. Od tego czasu model ten był szeroko badany eksperymentalnie i poddawany teoretycznej analizie. W ciągu kilku ostatnich dekad te badania i analizy zostały zweryfikowane przez kilku autorów (np.: Williams [9], Faeth [10], Lefebvre [11], Law [12] i Sirignano [13]), i były poświęcone przede wszystkim dynamice pojedynczej kropli.

Jeżeli pod szczególną zwróci się na odchyloną strugę paliwa, wówczas praktycznie żadne badania numeryczne lub eksperymentalne nie są możliwe. Niedawno Bai et al. [14] przedstawili najbardziej znaczące badania numeryczne strugi benzyny w tunelu aerodynamicznym z wykorzystaniem eksperymentów Arcoumanisa i in. [15], chociaż skoncentrowali się w nich głównie na modelu przebiegu uderzenia strugi.

Prezentowany artykuł poświęcony jest badaniu rozpylenia i parowania kropeł w zaburzonych dwufazowych strumieniach

formacji [3]. In particular, aerodynamic efficiency of redistribution and mixing of the fuel and air in the combustion chamber, and the desired temperature level and proper temperature profile, determine the quality of the combustion and the levels of emissions generated. Of particular concern are the formation of the oxides of nitrogen, carbon dioxide, carbon monoxide, soot, and unburned hydrocarbons. It is not yet completely clear what the most favorable spray conditions should be to optimize combustor performance, and thus, from the beginning of the building of industrial devices where combustion occurs, their optimal design has always posed difficulties: all the empirical findings about them have been found difficult to generalize or extrapolate. Consequently, prediction methods based on theoretical knowledge are needed and expected by engineers, with the hope that they will constitute reliable methods for computer aided design of engines, burners, etc. Therefore, during the last years, the interest in the mathematical modeling of fuel atomization and combustion processes has increased considerably. The aim of such models is to define the effects of all parameters that influence the combustion process. Regarding drop properties, some of these parameters are the mean drop size distribution at each location within the spray plume, drop velocity distribution, drop velocity relative to the air velocity, drop number density (spatial and temporal), and drop temperature [4].

The evaporation of droplets in a spray involves simultaneous heat and mass transfer processes in which the heat for evaporation is transferred to the drop surface by conduction and convection from the surrounding hot gas, and vapor is transferred by convection and diffusion back into the gas stream. The overall rate of evaporation depends on the pressure, temperature, and transport properties of the gas; the temperature, volatility and diameter of the drops in the spray; and the velocity of the drops relative to that of the surrounding gas [4-6].

Godsave [7] and Spalding [8] gave the basic droplet vaporization/combustion model for an isolated single-component droplet in a stagnant environment. Since then this model has been studied extensively both experimentally and theoretically. These studies have been reviewed extensively by several authors during the past decades (e.g. Williams [9], Faeth [10], Lefebvre [11], Law [12], and Sirignano [13]), and are mostly dedicated to study the dynamics of a single droplet.

If special attention is dedicated to the deflected spray, then practically no numerical or experimental studies can be found. Recently Bai et al. [14] presented a most relevant numerical study of a gasoline spray in wind tunnel using the Arcoumanis et al. [15] experiments, but concentrated on the development of the spray impingement model.

The present work is devoted to droplet dispersion and evaporation of two-phase turbulent jets in a crossflow, which are of primary importance in predicting and improving the performance of systems utilizing spray injection.

The remainder of this paper first describes the mathematical model, including the vaporization and turbulent dis-

w przepływie poprzecznym, ponieważ rozpylenie parujących kropeł ma zasadnicze znaczenie w przewidywaniu i polepszeniu pracy systemów wykorzystujących wtrysk paliwa.

W pozostałej części pracy opisany jest model matematyczny zawierający modele parowania i rozpylenia w przepływie zaburzonym. W części trzeciej przedstawiono symulację parowania kropeł paliwa w przepływie poprzecznym oraz przedstawiono wyniki dyskutowanych tu różnych modeli parowania. W ostatniej części zaprezentowano najważniejsze spostrzeżenia i wnioski.

Model matematyczny

Część ta opisuje matematyczny model rozpylenia cząstek w przepływie zaburzonym i model ich parowania przy założeniu, że w ujęciu Lagrange'a cząstki zostały wystarczająco rozpylone a wpływ przesunięcia międzyfazowego i zaburzeń na ruch cząstek opisano w ujęciu Eulera, wykorzystując do tego technikę prób losowych (Monte Carlo). Założono także, że średnia prędkość przepływu czynnika jest stała, oraz że własności fizyczne faz są stałe.

Jeżeli w symulacji uwzględnia się parowanie kropeł, to należy opisać sprzężenie zwrotne, ponieważ zmiana tej fazy modyfikuje własności fazy ciekłej. Para powstała z kropleł jest źródłem masy cieczy; ponadto procesy parowania generują zmiany w pędzie i równowadze energii pomiędzy fazami. Wówczas równania fazy ciekłej zawierają dużo czynników poza źródłowych. Zakłada się, że powstanie pary nie zmienia w istotny sposób gęstości fazy ciekłej.

Metoda rozwiązywania fazy przejściowej opiera się na rozwiązaniu równań zachowania pędu i masy. Zaburzenia przepływu są opisywane w oparciu o model zaburzeń „k-ε”, zaproponowany przez Laundera i Spaldinga [16], który przypuszczalnie jest najszerszej i najdokładniej przebadanym modelem, i który został zbudowany do przewidywania średniego przepływu z całkiem dobrym skutkiem [17]. Aby zminimalizować błędy numeryczne do dającego się zaakceptować poziomu, wykorzystuje się model wyższego rzędu „QUICK” Leonarda [18] do scharakteryzowania warunków konwekcji. Podobną metodę zastosowano dla przepływów trójwymiarowych [17] i osiowoosymetrycznych [19, 20, 21], których tylko główne cechy zostały zestawione w artykule.

Równania (ciągłości ruchu, pędu, turbulentnej energii kinetycznej, rozpraszania energii, entalpii, masy par) tworzą zespół cząstkowych równań różniczkowych, które mogą być sprowadzone do pojedynczego równania konwekcyjno-dyfuzyjnego w postaci:

$$\frac{\partial(\rho U_i \phi)}{\partial X_i} = \frac{\partial}{\partial X_i} \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial X_i} \right] + S_\phi \quad (1)$$

gdzie Γ_ϕ jest współczynnikiem dyfuzji dla ilości ϕ . Lewa strona równania wyraża warunek konwekcji, podczas gdy po prawej stronie równania znajdują się odpowiednio warunki dyfuzji i powstawania.

Warunek powstawania S_ϕ składa się z dwóch części, które pozwalają otrzymać następujące wyrażenie:

$$S_\phi = S_{\phi g} + S_{\phi p} \quad (2)$$

persion models. Section III presents simulations of an array of evaporating droplets through a crossflow, and the results obtained with different evaporation models are discussed. Finally, last section presents the main findings and conclusions of this work.

Mathematical model

This section describes the mathematical model for turbulent particle dispersion and vaporization assuming that the particles are sufficiently dispersed so that particle-particle a Lagrangian approach while an Eulerian frame is used to describe the effects of both interphase slip and turbulence on particle motion using random-sampling interaction is negligible. It is also assumed that the mean flow is steady and the material properties of the phases are constant.

The particle phase is described using a Lagrangian approach while an Eulerian frame is used to describe the effects of both interphase slip and turbulence on particle motion using random-sampling techniques (Monte Carlo).

When vaporizing droplets are involved in the simulations, two-way coupling must be accounted for since the phase change modifies the characteristics of the fluid phase. The vapor produced by the droplets is a mass source for the fluid; moreover the vaporization process generates modifications in the momentum and energy balances between both phases. Fluid phase equations then contain many extra-source terms. It is assumed that the vapor production does not significantly modify the fluid phase density.

The method to solve the continuous phase is based on the solution of the conservation equations for momentum and mass. Turbulence is modeled with the “k-ε” turbulence model of Launder and Spalding [16], which is widely and thoroughly tested, and was found to predict reasonably well the mean flow [17]. In order to reduce the numerical errors to an acceptable level, the higher-order QUICK scheme of Leonard [18] is used to evaluate the convection terms. A similar method has been used for three-dimensional [17] or axisymmetric flows [19, 20, 21] and only the main features are summarized here.

The governing equations (continuity, momentum, turbulent kinetic energy, dissipation, enthalpy, and vapor mass fraction) constitute a set of coupled partial differential equations that can be reduced to a single convective-diffusive conservation equation of the form

$$\frac{\partial(\rho U_i \phi)}{\partial X_i} = \frac{\partial}{\partial X_i} \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial X_i} \right] + S_\phi \quad (1)$$

where Γ_ϕ is the effective diffusion coefficient for quantity ϕ . The term on the left-hand side is the convection term, whilst the first and the second terms on the right-hand side are the diffusion term and the source term, respectively.

The source term S_ϕ is divided into two parts, which yields the following expression:

$$S_\phi = S_{\phi g} + S_{\phi p} \quad (2)$$

where $S_{\phi g}$, specifies the source term of the gas and $S_{\phi p}$, specifies the source term of the particle.

gdzie: S_{og} wyznacza warunek powstawania gazu a S_{op} wyznacza warunek powstawania cząstki. Warunek powstawania dla fazy gazowej S_{og} wraz z rzeczywistym współczynnikiem dyfuzji są przedstawione w tablicy 1 dla różnych zmiennych zależnych, gdzie: G jest opisany poniżej zwykłym warunkiem powstawania zaburzeń energii:

Tab. 1. Uogólnione warunki równań różniczkowych
Table 1. Terms in the general form of the differential equation

ϕ	$S_{\phi z}$	$S_{\phi p}$	Γ_{ϕ}
i	-	$\overline{S_{p,p}}$	-
U_i	$-\frac{\partial}{\partial X_i} \left(P + \frac{2}{3}k \right) - \frac{\partial}{\partial X_j} \frac{2}{3} \mu_i \frac{\partial U_j}{\partial X_i} + \rho g_i$	$\overline{S_{U_i,p}}$	$\mu + \mu_t$
T	0	$\overline{S_{T,p}}$	$\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t}$
Y_p	0	$\overline{S_{Y_k,p}}$	$\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t}$
k	$G - \rho \epsilon$	$\overline{S_{k,p}}$	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$
ϵ	$C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} G - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon^2$	$\overline{S_{\epsilon,p}}$	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\epsilon}}$

$$G = \mu_t \left[\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial X_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial X_i} \right] \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial X_j} \quad (3)$$

i

$$\mu_t = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

Wykorzystano tu wskazane przez Laundera i Spaldinga [16] stałe modelu zaburzeń, dające dobre wyniki dla większej liczby przepływów, co zostało przedstawione w tablicy 2.

Zjawisko parowania opisano w tym artykule przy założeniu kulistej symetrii dla przepływu ciepła i masy pomiędzy kroplą a otaczającym czynnikiem, natomiast efekt konwekcji został uwzględniony na podstawie empirycznych praw korelacyjnych. Podstawowymi założeniami w tych modelach są: kulista symetria, quasistatyczna otoczka gazowa dookoła kropli, jednakowe własności fizyczne otaczającej cieczy, jednakowe ciśnienie dookoła kropli oraz ciepłna równowaga pomiędzy cieczą a parą na powierzchni kropli.

Efekt konwekcyjnego przepływu ciepła wywołany ruchem kropli względem gazu wyjaśniono w oparciu o tzw. teorię warstwy przyściennej, co w rezultacie zmienia zależności między liczbą Nusselta a liczbą Sherwooda. Dla gwałtownego parowania (np. efekt wrzenia) zastosowano dodatkowe zmiany. Model nieskończonego przewodnictwa kropli został wykorzystany do opisu bocznego przepływu ciepła cieczy z uwzględnieniem podgrzania kropli. Z tego względu dwa równania różniczkowe dla bieżącej zmiany wielkości kropli i temperatury muszą być rozwiązane w następujący sposób:

The source terms of the gas phase, S_{ig} and the effective diffusion coefficient Γ_{ϕ} , are summarized in table 1 for different depended variables, where G is the usual turbulence energy production term defined as:

$$G = \mu_t \left[\frac{\partial \overline{U_i}}{\partial X_j} + \frac{\partial \overline{U_j}}{\partial X_i} \right] \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial X_j} \quad (3)$$

and

$$\mu_t = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

The turbulence model constants that are used are those indicated by Launder and Spalding [16] that have given good results for a large number of flows, and are summarized in the next table.

Vaporization phenomena are described in the present study assuming spherical symmetry for heat and mass transfers between the droplet and the surrounding fluid, and convection effects are taken into account by introducing empirical correlation laws.

The main assumptions of the models are: spherical symmetry; quasi-steady gas film around the droplet; uniform physical properties of the surrounding fluid; uniform pressure around the droplet; and liquid/vapor thermal equilibrium on the droplet surface.

Tab. 2. Stałe modelu zaburzeń
Table 2. Turbulence model constants

C_{μ}	C_{ij}	$C_{\epsilon 1}$	σ_{ϵ}	σ_k	$C_{\epsilon 2}$	Pr_t	Sc_t	Pr	Sc
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3	1.1	0.6	0.85	$\mu C_p / k_c$	$\mu / \rho D$

The effect of the convective transport caused by the droplet motion relative to the gas was accounted for by the so called "film theory", which results in modified correlations for the Nusselt and Sherwood numbers. For rapie evaporation (i.e boiling effects) additional corrections were applied. The infinite droplet conductivity model was used to describe the liquid side heat transfer taking into account droplet heat-up. Hence, two differential equations for the temporal changes of droplet size and temperature have to be solved:

$$\frac{dD_p}{dt} = - \frac{2\dot{m}}{\pi \rho_F D_p^2} \quad (5)$$

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{6Q_L}{\pi \rho_F C_{pF} D_p^2} \quad (6)$$

Under the assumption of steady state conditions in the gas film and assuming a spherical control surface around the droplet, the total mass flow through this surface will be equal to the evaporation rate \dot{m} :

$$\frac{dD_p}{dt} = -\frac{2\dot{m}}{\pi\rho_F D_p^2} \quad (5)$$

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{6Q_L}{\pi\rho_F C_{pF} D_p^2} \quad (6)$$

Zakładając niezmiennosc stanu w warstwie przyściennej i zakładając powierzchnię kulistą dookoła kropli, całkowity przepływ masy przez tę powierzchnię będzie równy szybkości parowania \dot{m} :

$$\dot{m} = \pi \overline{\rho_g D_g} D_p \text{Sh} \cdot \ln(1 + B_M) \quad (7)$$

i

$$\dot{m} = \pi \frac{\overline{K_{\text{vap}}}}{C_{p\text{vap}}} D_p \text{Nu} \cdot \ln(1 + B_T) \quad (8)$$

Zakładając liczbę Lewisa równą 1 wielkość $\overline{\rho_g D_g}$ może być zastąpiona przez $\overline{K_{\text{vap}}}/C_{p\text{vap}}$. Ciepło przenikające do kropli może zostać wyrażone w następujący sposób:

$$Q_L = \dot{m} \left(\frac{\overline{C_{\text{vap}}}(T_\infty - T_s)}{B_M} - L(T_s) \right) \quad (9)$$

Liczba przepływu masy B_M opisana jest wzorem:

$$B_M = \frac{Y_{F_s} - Y_{F_\infty}}{1 - Y_{F_s}} \quad (10)$$

gdzie Y_{F_s} jest ilością masy paliwa na powierzchni kropli, co określono jako:

$$Y_{F_s} = \left[1 + \left(\frac{P}{P_{F_s}} - 1 \right) \frac{M_A}{M_F} \right]^{-1} \quad (11)$$

Dla dowolnej temperatury powierzchni ciśnienie pary można łatwo obliczyć wykorzystując równanie Clausiusa-Claperyona

$$P_{F_s} = \exp\left(a - \frac{b}{T_s - 43}\right) \quad (12)$$

gdzie a i b są stałymi paliwa.

Utajone ciepło parowania zostało podane przez Watsona [22] w postaci:

$$L(T_s) = L_{\text{tbn}} \left(\frac{T_{\text{cr}} - T_s}{T_{\text{cr}} - T_{\text{bn}}} \right)^{-0.38} \quad (13)$$

Równania 7 i 8 dla \dot{m} są podobne do wyrażeń dla prędkości parowania kropli wyznaczonego w klasycznym modelu parowania, w którym bezwymiarowe parametry Nu_0 i Sh w równaniach klasycznych zostały zastąpione odpowiednio przez Nu^* i Sh^* . Są one wyrażone jako:

$$Sh^* = 2 + (Sh_0 - 2)/F_M \quad (14)$$

$$Nu^* = 2 + (Nu_0 - 2)/F_T \quad (15)$$

$$\dot{m} = \pi \overline{\rho_g D_g} D_p \text{Sh} \cdot \ln(1 + B_M) \quad (7)$$

and

$$\dot{m} = \pi \frac{\overline{K_{\text{vap}}}}{C_{p\text{vap}}} D_p \text{Nu} \cdot \ln(1 + B_T) \quad (8)$$

the quantity $\overline{\rho_g D_g}$ can be replaced with $\overline{K_{\text{vap}}}/C_{p\text{vap}}$, assuming a Lewis number of unity. The heat penetrating into the droplet can be expressed by:

$$Q_L = \dot{m} \left(\frac{\overline{C_{\text{vap}}}(T_\infty - T_s)}{B_M} - L(T_s) \right) \quad (9)$$

The mass transfer number B_M as defined as

$$B_M = \frac{Y_{F_s} - Y_{F_\infty}}{1 - Y_{F_s}} \quad (10)$$

where Y_{F_s} is the fuel mass fraction on the droplet surface and defined as:

$$Y_{F_s} = \left[1 + \left(\frac{P}{P_{F_s}} - 1 \right) \frac{M_A}{M_F} \right]^{-1} \quad (11)$$

For any given value of surface temperature, the vapor pressure is readily estimated from the Clausius-Claperyon equation as

$$P_{F_s} = \exp\left(a - \frac{b}{T_s - 43}\right) \quad (12)$$

where a and b are constants of the fuel.

The latent heat of vaporization is given by Watson [22] as

$$L(T_s) = L_{\text{tbn}} \left(\frac{T_{\text{cr}} - T_s}{T_{\text{cr}} - T_{\text{bn}}} \right)^{-0.38} \quad (13)$$

Equations 7 and 8 for \dot{m} are similar to the expressions for the droplet vaporization rate predicted by the classical model, with the values of the non-dimensional parameters Nu_0 and Sh_0 in the classical formulas substituted by Nu^* and Sh^* respectively. Where are expressed as

$$Sh^* = 2 + (Sh_0 - 2)/F_M \quad (14)$$

$$Nu^* = 2 + (Nu_0 - 2)/F_T \quad (15)$$

The parameters Nu^* and Sh^* are the "modified" Nusselt and Sherwood numbers, and tend to Nu_0 and Sh_0 , respectively, as F_T and F_M tend to the unity.

In the case of an isothermal surface and constant physical properties of the fluid, the problem has a self-similar solution and the correction factors F_M and F_T do not depend on the local Reynolds number. It was found that the values F_M and F_T are practically insensitive to the Schmidt and Prandtl numbers and the wedge angle variations, and can be approximated as

$$F_M = F(B_M), \quad F_T = F(B_T) \quad (16)$$

Parametry Nu^* i Sh^* są zmodyfikowanymi liczbami Nussełta i Sherwooda, które zblizają się odpowiednio do Nu_0 i Sh_0 , zaś F_T i F_M dążą do jedności.

W przypadku powierzchni izotermicznej i stałych własności fizycznych cieczy problem ma podobne rozwiązanie, a czynniki korekcji F_T i F_M nie zależą od lokalnej liczby Reynoldsa. Stwierdzono, że wartości F_T i F_M są praktycznie niewrażliwe na liczby Schmidta oraz Prandtla i na zmianę kąta nachylenia i dlatego mogą być przybliżone jako:

$$F_M = F(B_M), \quad F_T = F(B_T) \quad (16)$$

gdzie $F(B)$ jest dane wzorem:

$$F(B) = (1 + B)^{0.7} \frac{\ln(1 + B)}{B} \quad (17)$$

Nu_0 i Sh_0 są wyznaczane w oparciu o zależność Frosslinga:

$$Nu_0 = 2 + 0,552 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

$$Sh_0 = 2 + 0,552 Re^{\frac{1}{2}} Sc^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

Wskaźnik parowania na skutek konwekcji wynosi:

$$\dot{m} = \pi \overline{\rho_g} D_g D_p Sh \cdot \ln(1 + B_M) \left(2 + \frac{0,552 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{F_M} \right) \quad (20)$$

i

$$\dot{m} = \pi \frac{\overline{K_{vap}}}{C_{pvap}} D_p Nu \cdot \ln(1 + B_T) \left(2 + \frac{0,552 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{F_T} \right) \quad (21)$$

Przy założeniu liczby Lewisa równej jedności liczby Schmidta i Prandtla są sobie równe. Równanie (20) ma tę zaletę, że można je stosować we wszystkich warunkach, również w procesie przejściowym ogrzewania kroplek, podczas gdy równanie (21) może być wykorzystane tylko w ustalonych warunkach parowania.

Ostatecznie, prędkość parowania wynosi:

$$\dot{m} = 2\pi \frac{\overline{K_{vap}}}{C_{pvap}} D_p \ln(1 + B_M) \left(1 + \frac{0,276 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{F_M} \right) \quad (22)$$

Równania zmian wielkości kroplek i zmian temperatury w czasie trwania procesu są następujące:

$$\frac{dD_p}{dt} = \frac{4K_{vap} \ln(1 + B_M)}{C_{pvap} \rho_F D_p} \left(1 + \frac{0,276 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{F_M} \right) \quad (23)$$

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{12K_g \ln(1 + B_M)}{C_{vap} \rho_F D_p^2 C_{pF}} \left(1 + \frac{0,276 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{F_M} \right) \cdot \left(\frac{C_{vap}(T_\infty - T_s)}{B_M} - L(T_s) \right) \quad (24)$$

where $F(B)$ is given by

$$F(B) = (1 + B)^{0.7} \frac{\ln(1 + B)}{B} \quad (17)$$

Nu_0 and Sh_0 are evaluated by the Frossling correlations:

$$Nu_0 = 2 + 0,552 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

$$Sh_0 = 2 + 0,552 Re^{\frac{1}{2}} Sc^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

The evaporation rate \dot{m} with convection is:

$$\dot{m} = \pi \overline{\rho_g} D_g D_p Sh \cdot \ln(1 + B_M) \left(2 + \frac{0,552 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{F_M} \right) \quad (20)$$

and

$$\dot{m} = \pi \frac{\overline{K_{vap}}}{C_{pvap}} D_p Nu \cdot \ln(1 + B_T) \left(2 + \frac{0,552 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{F_T} \right) \quad (21)$$

The Schmidt number and the Prandtl number are equal assuming a Lewis number of unity. Equation 20 has the advantage that it applies under all conditions, including the transient state of droplet heat-up, whereas Eq. (31) can only be used for steady-state evaporation.

Finally the evaporation rate \dot{m} is:

$$\dot{m} = 2\pi \frac{\overline{K_{vap}}}{C_{pvap}} D_p \ln(1 + B_M) \left(1 + \frac{0,276 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{F_M} \right) \quad (22)$$

And the equations for the temporal changes of droplet size and temperature are:

$$\frac{dD_p}{dt} = \frac{4K_{vap} \ln(1 + B_M)}{C_{pvap} \rho_F D_p} \left(1 + \frac{0,276 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{F_M} \right) \quad (23)$$

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{12K_g \ln(1 + B_M)}{C_{vap} \rho_F D_p^2 C_{pF}} \left(1 + \frac{0,276 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{F_M} \right) \cdot \left(\frac{C_{vap}(T_\infty - T_s)}{B_M} - L(T_s) \right) \quad (24)$$

Of the air/vapor mixture in the boundary layer near the droplet surface according to Hubbard et al. [23], the best results are obtained using the one-third rule of Sparrow and Gregg [24], where average properties are evaluated at the following reference temperature and composition:

$$T_r = T_s + \frac{T_\infty - T_s}{3} \quad (25)$$

$$Y_{Fr} = Y_{Fs} + \frac{Y_{F\infty} - Y_{Fs}}{3} \quad (26)$$

Według Hubbarda [23], dla mieszaniny powietrze/para na granicy warstw, blisko powierzchni kropli, najlepsze rezultaty uzyskuje się przy użyciu reguły 1/3 wg Sparrowa i Gregga [24], gdzie średnie własności są wyznaczane przy następującej temperaturze i składzie odniesienia:

$$T_r = T_s + \frac{T_\infty - T_s}{3} \quad (25)$$

$$Y_{Fr} = Y_{Fs} + \frac{Y_{F\infty} - Y_{Fs}}{3} \quad (26)$$

Np.: przy stałym ciśnieniu ciepło właściwe odniesienia można wyznaczyć w następujący sposób:

$$C_{p,vap} = Y_{Ar}(C_{p,Ar} \text{ przy } T_r) + Y_{Fr}(C_{p,Fr} \text{ przy } T_r) \quad (27)$$

Fazę rozpylenia opisano z użyciem zasady Lagrange'a. Tory ruchu cząstek zostały wyznaczone przez rozwiązanie równania pędu cząstki dzięki wykorzystaniu eulerowskiego pola prędkości cieczy dla wystarczająco dużej liczby trajektorii.

Równania użyte do obliczenia położenia i prędkości każdej cząstki otrzymano poprzez zwykłe uproszczenie równań dla przepływów rozcieńczonych [19, 25]. Gradienty ciśnienia statycznego są małe, cząstki mogą być uważane za kuliste, a zderzenia cząstek można zaniedbać. Ponieważ

$\frac{\rho_p}{\rho_f} > 200$, efekt Basseta, masa rzeczywista, siły Magnusa,

Saffmana i wyporu hydrostatycznego mogą być zaniedbane [15, 21]. W przepływach rozcieńczonych, będących w centrum zainteresowania inżynierów, niezmienny opór aerodynamiczny jest najważniejszą siłą działającą na cząstkę paliwa. W tych warunkach równanie pędu cząstki można uprościć do:

$$\frac{\partial \mathbf{u}_{p,i}}{\partial t} = \frac{1}{\tau_p} (\mathbf{u}_{r,i} - \mathbf{u}_{p,i}) + \mathbf{g}_i \quad (28)$$

Matematyczne ujęcie czasu relaksacji t_r jest następujące:

$$\tau_p = \frac{24\rho_p D_p^2}{18\mu_f C_D Re_p} \quad (29)$$

gdzie Re_p to cząstkowa liczba Reynoldsa,

$$Re_p = \frac{\rho_f |\vec{V}_p - \vec{V}_f| D_p}{\mu_f} \quad (30)$$

Należy zauważyć, że fizyczne właściwości ρ_f i μ_f powinny być wyznaczane w temperaturze T_r :

$$\mu_f = Y_{Ar}(\mu_A \text{ przy } T_r) + Y_{Fr}(\mu_F \text{ przy } T_r) \quad (31)$$

$$\rho_{vap} = \left(\frac{Y_{Ar}}{\rho_A} + \frac{Y_{Fr}}{\rho_F} \right)^{-1} \quad (32)$$

gdzie C_D oznacza współczynnik oporów (hydrodynamicznych) [25]:

$$C_D = \left(\frac{24}{Re_p} \right) (1 + 0,15 Re_p^{0,687}) \quad (33)$$

dla $Re_p < 10^3$.

For example, the reference specific heat at constant pressure is obtained as

$$C_{p,vap} = Y_{Ar}(C_{p,Ar} \text{ at } T_r) + Y_{Fr}(C_{p,Fr} \text{ at } T_r) \quad (27)$$

The dispersed phase was treated using the Lagrangian reference frame. Particle trajectories were obtained by solving the particle momentum equation through the Eulerian fluid velocity field, for a sufficiently high number of trajectories to provide a representative statistics.

The equations used to calculate the position and velocity of each particle were obtained considering the usual simplification for dilute particle-laden flows [19, 25]. Static pressure gradients are small, particles can be assumed spherical

and particle collisions can be neglected. Since $\frac{\rho_p}{\rho_f} > 200$,

the effects of Basset, virtual mass, Magnus, Saffman and buoyancy forces are negligible [15, 21]. In dilute flows of engineering interest, the steady-state drag term is the most important force acting on the particle. Under these conditions the simplified particle momentum equation is:

$$\frac{\partial \mathbf{u}_{p,i}}{\partial t} = \frac{1}{\tau_p} (\mathbf{u}_{r,i} - \mathbf{u}_{p,i}) + \mathbf{g}_i \quad (28)$$

The mathematical expression for the relaxation time, τ_p , is

$$\tau_p = \frac{24\rho_p D_p^2}{18\mu_f C_D Re_p} \quad (29)$$

where Re_p is the particle Reynolds number,

$$Re_p = \frac{\rho_f |\vec{V}_p - \vec{V}_f| D_p}{\mu_f} \quad (30)$$

Note that the physical properties of ρ_f and μ_f should be evaluated at the reference temperature T_r and are

$$\mu_f = Y_{Ar}(\mu_A \text{ przy } T_r) + Y_{Fr}(\mu_F \text{ przy } T_r) \quad (31)$$

$$\rho_{vap} = \left(\frac{Y_{Ar}}{\rho_A} + \frac{Y_{Fr}}{\rho_F} \right)^{-1} \quad (32)$$

and C_D is the drag coefficient [25],

$$C_D = \left(\frac{24}{Re_p} \right) (1 + 0,15 Re_p^{0,687}) \quad (33)$$

for $Re_p < 10^3$.

The particle momentum equation can be analytically solved over small time steps, Δt , and the particle trajectory is given by

$$\mathbf{u}_{p,i}^{NEW} = \mathbf{u}_{r,i} + (\mathbf{u}_{p,i}^{OLD} - \mathbf{u}_{r,i}) e^{-\Delta t/\tau_p} + \mathbf{g}_i \tau_p [1 - e^{-\Delta t/\tau_p}] \quad (34)$$

$$\mathbf{x}_{p,i}^{NEW} = \mathbf{x}_{p,i}^{OLD} + \frac{\Delta t}{2} (\mathbf{u}_{p,i}^{NEW} + \mathbf{u}_{p,i}^{OLD}) \quad (35)$$

Równanie pędu cząstek może zostać rozwiązane analitycznie w krótkich przedziałach czasu, Δt , a tory cząstek są dane przez:

$$\mathbf{u}_{p,i}^{NEW} = \mathbf{u}_{f,i} + (\mathbf{u}_{p,i}^{OLD} - \mathbf{u}_{f,i}) e^{-\Delta t/\tau_p} + \mathbf{g}_i \tau_p [1 - e^{-\Delta t/\tau_p}] \quad (34)$$

$$\mathbf{x}_{p,i}^{NEW} = \mathbf{x}_{p,i}^{OLD} + \frac{\Delta t}{2} (\mathbf{u}_{p,i}^{NEW} + \mathbf{u}_{p,i}^{OLD}) \quad (35)$$

Wpływy krytyczne determinują chwilową prędkość cieczy oraz czas oddziaływania cząstki z danym wirym, Δt .

Czas oddziaływania cząstki z wirym jest najkrótszym czasem trwania wiru τ_{FL} oraz czasem jego przejścia t_c . Czas trwania wiru oblicza się przy założeniu, że charakterystyczna wielkość wiru równa się skali długości rozpylenia w przepływie izotropowym:

$$l_e = B \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \approx C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (36)$$

$$\tau_{FL} = A \frac{k}{\varepsilon} \approx 0.2 \frac{k}{\varepsilon} \quad (37)$$

gdzie A i B są dwiema stałymi zależnymi [25].

Czas generowania wiru t_c jest najkrótszym czasem, który cząstka potrzebuje na przejście przez wir o charakterystycznym wymiarze l_e , i jest określony:

$$t_c = \frac{l_e}{|\mathbf{v}_d|} \quad (38)$$

gdzie \mathbf{v}_d jest prędkością względną pomiędzy cząsteczką a cieczą (prędkość unoszenia).

Inne wyrażenie opisujące czas generowania, które jest także zalecane w literaturze [25, 26, 27] i zostało tutaj wykorzystane, przedstawia się następująco:

$$t_c = -\tau_p \ln \left(1 - \frac{l_e}{\tau_p |\mathbf{u}_{f,i} - \mathbf{u}_{p,i}|} \right) \quad (39)$$

gdzie prędkość unoszenia jest obliczana na początku nowej iteracji.

Podane równanie nie posiada rozwiązania, kiedy $l_e > \tau_p |\mathbf{u}_{f,i} - \mathbf{u}_{p,i}|$, to jest wtedy, kiedy droga hamowania kropli po linearyzacji jest mniejsza od wiru. W takim przypadku uważa się, że cząstka zostaje przechwycona przez wir, a czas oddziaływania cząstki z wirym jest wówczas równy czasowi trwania wiru. Prędkość chwilową na początku interakcji pomiędzy cząstką a wirym uzyskać można poprzez weryfikację sprawdzanie izotropowej całki Gaussa pdf, charakteryzującej się standardowymi odchyleniami $\sqrt{2/3k}$ oraz zerowymi wartościami średnimi.

Powyższy model izotropowy został rozszerzony w tej pracy tak, aby uwzględnił relacje krzyżowe i anizotropie. Aby określić prędkości zmienne u'_f i v'_f , dwie zmienne prędkości u'_1 i u'_2 są badane niezależnie, a następnie ze sobą skorelowane za pośrednictwem współczynnika korelacji R_{uv} :

The critical issues are to determine the instantaneous fluid velocity and the evaluation of the time, Δt , of interaction of a particle with a particular eddy.

The time step is obviously the eddy-particle interaction time, which is the minimum of the eddy lifetime, τ_{FL} , and the eddy transit time, t_c . The eddy lifetime is estimated assuming that the characteristic size of an eddy is the dissipation length scale in isotropic flow:

$$l_e = B \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \approx C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (36)$$

$$\tau_{FL} = A \frac{k}{\varepsilon} \approx 0.2 \frac{k}{\varepsilon} \quad (37)$$

where A and B are two dependent constants [25].

The transit time, t_c , is the minimum time a particle would take to cross an eddy with characteristic dimension, l_e , and is given by

$$t_c = \frac{l_e}{|\mathbf{v}_d|} \quad (38)$$

where \mathbf{v}_d is the relative velocity between the particle and the fluid (drift velocity).

A different expression for the transit time is also recommended in the literature [25, 26, 27], and was used in the present work:

$$t_c = -\tau_p \ln \left(1 - \frac{l_e}{\tau_p |\mathbf{u}_{f,i} - \mathbf{u}_{p,i}|} \right) \quad (39)$$

where the drift velocity is also estimated at the beginning of a new iteration.

This equation has no solution when $l_e > \tau_p |\mathbf{u}_{f,i} - \mathbf{u}_{p,i}|$, that is, when the linearized stopping distance of the particle is smaller than the eddy size. In such a case, the particle can be assumed to be trapped by the eddy, and the interaction time will be the eddy lifetime.

The instantaneous velocity at the start of a particle-eddy interaction is obtained by random sampling from an isotropic Gaussian pdf having standard deviations of $\sqrt{2/3k}$ and zero mean values.

The above isotropic model was extended in the present work to account for cross-correlation's and anisotropy. To obtain the fluctuating velocities u'_f and v'_f , two fluctuating velocities u'_1 and u'_2 are sampled independently, and then are correlated using the correlation coefficient R_{uv} :

$$u'_f = u'_1 \quad (40)$$

$$v'_f = R_{uv} u'_1 + \sqrt{1 - R_{uv}^2} u'_2 \quad (41)$$

$$\mathbf{u}'_f = \mathbf{u}'_1 \quad (40)$$

$$\mathbf{v}'_f = R_{uv} \mathbf{u}'_1 + \sqrt{1 - R_{uv}^2} \mathbf{u}'_2 \quad (41)$$

gdzie wielkość $R_{uv} = \frac{\overline{u'_f v'_f}}{\sqrt{\overline{u'^2_f}} \sqrt{\overline{v'^2_f}}}$ jest uzyskiwana z pomiarów.

Oddziaływanie pomiędzy fazą ciągłą a rozproszoną jest uwzględnione poprzez traktowanie cząstek w fazie gazowej jako źródła masy, pędu i energii. Warunki początkowe stworzone przez cząstki są obliczane dla każdej komórki eulewskiej fazy ciągłej, co zestawiono w tablicy 3, i mogą zostać podzielone na 2 grupy, co zawiera poniższe wyrażenie:

$$S_{\phi p} = S_{\phi i} + S_{\phi m} \quad (42)$$

W którym $S_{\phi i}$ określa warunki początkowe wywołane przemieszczeniem międzyfazowym, a $S_{\phi m}$ uwzględnia wpływ wywołany parowaniem.

Do wyrażenia czasowych zmian wielkości i temperatury kropelek Chen i Pereira [1] wykorzystali następujące równania:

$$\frac{dD_p}{dt} = \frac{4K_{vap}}{C_{pvap}} \ln \left(1 + \frac{C_{pvap}}{L(T_s)} (T_\infty - T_s) \right) \left(1 + 0.23 Re^{\frac{1}{2}} \right) \quad (43)$$

$$\frac{dT_p}{dt} = 12K_g \cdot \left(\frac{(T_\infty - T_s)}{\rho_F D_p^2 C_{pF}} \right) \left(1 + 0.3 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \right) \quad (44)$$

W ostatnim równaniu przyjmuje się, że ciepło w przeważającej ilości przepływa na skutek wymuszonej konwekcji.

where $R_{uv} = \frac{\overline{u'_f v'_f}}{\sqrt{\overline{u'^2_f}} \sqrt{\overline{v'^2_f}}}$ was obtained from the measurements.

The interaction between the continuous and dispersed phase is introduced by treating particles as sources of mass, momentum and energy to the gaseous phase. The source terms due to the particles are calculated for each Eulerian cell of the continuous phase and are summarized in Table 3, and can be divided into two parts, which yields the following expression:

$$S_{\phi p} = S_{\phi i} + S_{\phi m} \quad (42)$$

where $S_{\phi i}$ specifies the source term due to inter-phase transport and $S_{\phi m}$ takes into consideration the transfer caused by evaporation.

To represent the temporal changes of droplet size and temperature Chen and Pereira [1] used the following equations:

$$\frac{dD_p}{dt} = \frac{4K_{vap}}{C_{pvap}} \ln \left(1 + \frac{C_{pvap}}{L(T_s)} (T_\infty - T_s) \right) \left(1 + 0.23 Re^{\frac{1}{2}} \right) \quad (43)$$

$$\frac{dT_p}{dt} = 12K_g \cdot \left(\frac{(T_\infty - T_s)}{\rho_F D_p^2 C_{pF}} \right) \left(1 + 0.3 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \right) \quad (44)$$

In the last equation is assumed that the prevailing mode of heat transfer is forced convection, no evaporation occurs during the preheating period and the temperature is uniform across the droplet radius. For the forced convection the Ranz and Marshall [28] correlation has taken the place of the Nusselt Number.

Tab. 3. Warunki początkowe fazy rozpylenia wg modelu Sommerfelda [2]

Table 3. Dispersed phase source terms (Sommerfeld [2] model)

$S_{\phi p}$	$S_{\phi i}$	$S_{\phi m}$
$\overline{S_{p,p}}$	0	$\sum_p \frac{\dot{m}_p N_p}{V_{i,j}}$
$\overline{S_{1,p}}$	$-\sum_p \frac{\dot{m}_p N_p}{V_{i,j}} \left[(u_{i,p}^{1+\Delta t} - u_{i,p}^1) - g_i \Delta t \right]$	$\sum_p \frac{\dot{m}_p N_p u_{i,p}}{V_{i,j}}$
$\overline{S_{T,p}}$	$-\sum_p \frac{N_p}{V_{i,j}} \left(\frac{L_{ibn} \dot{m}_p + Q_1}{C_{pA}} \right)$	$\sum_p \frac{\dot{m}_p N_p}{V_{i,j}} \left(\frac{C_{1vap}(T_s) (T_i - T_s)}{C_{pA}} \right)$
$\overline{S_{y1,p}}$	0	0
$\overline{S_{y2,p}}$	0	$\sum_p \frac{\dot{m}_p N_p}{V_{i,j}}$
$\overline{S_{k,p}}$	$\overline{U_j S_{1ji}} - \overline{U_j S_{1ji}}$	$\overline{U_j S_{1ji}} - \overline{U_j S_{1ji}} + \frac{1}{2} \overline{U_j U_j S_m} - \frac{1}{2} \overline{U_j U_j S_m}$
$\overline{S_{\epsilon,p}}$	$C_{\epsilon3} \frac{\epsilon}{k} \overline{S_{ki}}$	$C_{\epsilon3} \frac{\epsilon}{k} \overline{S_{km}}$

The source terms due to the particles are presented in Table 4.

The solution of the governing equations was obtained using a finite-difference method that used discretized algebraic equations deduced from the exact differential equations that they represent. This discretization involves the integration of the transport equation (1) over an elementary control volume surrounding a central node with a scalar value Φ_p . The volume integrals are converted to surface integrals for the control volume using Green's theorem; the convection flux for each variable at the cell face has then to be estimated based on the value of the variable Φ at the neighboring cell center. A number of practices are available to interpolate for the interfacial fluxes. The hybrid scheme [29] compares the relative magnitudes of convective and

cji, a podczas ogrzewania nie zachodzi parowanie i temperatura jest taka sama na całej długości promienia kropli. Dla wymuszonej konwekcji liczbę Nusselta zastępuje zależność Ranza i Marshalla [28].

Warunki początkowe wywołane przez cząstki są przedstawione w tabelicy 4.

Rozwiązanie równań opisujących proces uzyskano przy pomocy metody różnic skończonych, która opiera się na dyskretnych równaniach algebraicznych wprowadzanych ze wspomnianych równań różniczkowych. Dyskretyzacja ta zawiera całkowanie równania przepływu (1) po elementarnej objętości otaczającej węzeł główny, o skalarnej wartości Φ_p . Całki po objętości są zamieniane na całki powierzchniowe dla przestrzeni kontrolnej za pomocą twierdzenia Green'a. Przepływ konwekcyjny na ścianie sześciangu dla każdej zmiennej musi następnie być określony w oparciu o wartość Φ w sąsiednim centrum obszaru.

Wiele metod jest możliwych przy interpolacji przepływów międzyfazowych. Metoda mieszana [29] porównuje względne wielkości przepływu konwekcyjnego i dyfuzyjnego na każdej powierzchni kontrolnej w celu określenia, czy obszar sąsiedni jest współprądowy czy przeciwaprądowy. Liczba Pecleta (stosunek skali czasu dyfuzyjnego do konwekcyjnego) jest wykorzystana wówczas do określenia współczynnika, który reprezentuje nadająca się do zastosowania aproksymację rozwiązania dokładnego. W tym podejściu metoda mieszana wykorzystuje centralne różniczkowanie w uzyskiwaniu tych wartości, gdy $Pe < 2$, i różniczkowanie „pod prąd” dla $Pe > 2$. W ostatnim przypadku ujemna dyfuzja jest wprowadzona do równania różnic skończonych [18]. Błędne rozwiązanie może wówczas zostać uzyskane w rejonach przepływu z wektorami prędkości nachylonymi do linii siatki numerycznej i dużej dyfuzji prostopadłej do kierunku przepływu, gdy nie zostanie użyta dokładna siatka podziału co ogranicza obliczenia przepływów złożonych. Wiele metod wyższego rzędu zostało opracowanych w celu ograniczenia rozrzutu numerycznego. Metoda QUICK proponowana przez Leonarda [18] jest wolna od sztucznych rozrzutów i dostarcza rozwiązania dokładniejsze przy siatce dużo rzadszej niż wymaga się przy metodzie mieszanej. Jest to uzyskiwane przez wykorzystanie przeciwaprądowej kwadratowej interpolacji ważonej do obliczania wartości powierzchniowych dla każdej objętości kontrolnej (np.: Barata i inni [30]). Tym niemniej, przeprowadzone zostały typowe badania niezależne od wielkości siatki.

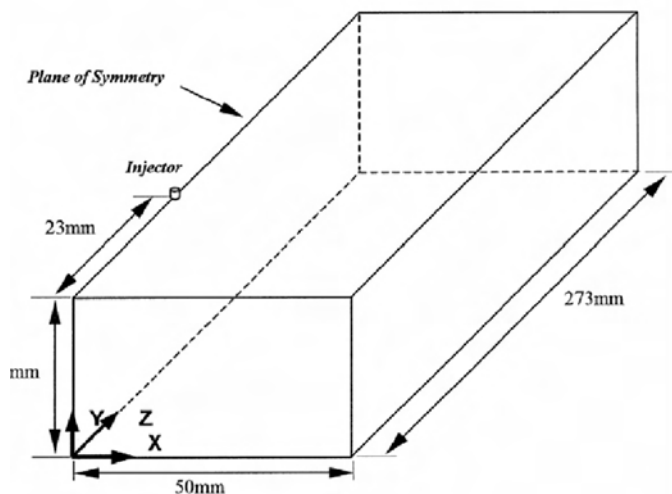
Obszar obliczeniowy (rys. 1) ma sześć ścian, dla których określone zostały zmienne zależne: powierzch-

Tab. 4. Warunki początkowe fazy rozpylenia wg modelu Chena i Pereira [1]

Table 4. Dispersed phase source terms (Chen and Pereira [1] model)

S_{sp}	S_{sp}	S_{sp}
$\overline{S_{r,p}}$	0	$\sum_p \frac{N_p}{V_{i,j}} (\dot{m}_p^i - \dot{m}_p^{i+\Delta t})$
$\overline{S_{u_i,p}}$	$-\sum_p \frac{\dot{m}_p N_p}{V_{i,j}} [(u_{i,p}^{i+\Delta t} - u_{i,p}^i) - g_i \Delta t]$	$\sum_p \frac{N_p}{V_{i,j}} (\dot{m}_p^i u_{i,p}^i - \dot{m}_p^{i+\Delta t} u_{i,p}^{i+\Delta t})$
$\overline{S_{T,p}}$	$\sum_p \frac{N_p}{V_{i,j}} \left(\frac{\dot{m}_p^i C_{p,T} T_s^i - \dot{m}_p^{i+\Delta t} C_{p,T} T_s^{i+\Delta t}}{C_{p,T}} \right)$	
$\overline{S_{v1,p}}$	0	0
$\overline{S_{v2,p}}$	0	$\sum_p \frac{N_p}{V_{i,j}} (\dot{m}_p^i - \dot{m}_p^{i+\Delta t})$
$\overline{S_{k,0}}$	$\overline{U_j S_{Uj}} - \overline{U_j} \overline{S_{Uj}}$	0
$\overline{S_{s,p}}$	$C_{s,j} \frac{\epsilon}{k} \overline{S_{k,j}}$	0

diffusive transport at each cell face to determine whether the neighboring cell is effectively downstream or upstream. The Peclet number (the ratio of diffusive to convective time scales) is then used to determine the coefficient that represents a reasonable approximation to the exact solution. Under this approach, the hybrid scheme uses central differencing in obtaining those values when $Pe < 2$ and upwind differencing for $Pe > 2$. In the latter case, false diffusion is introduced into the finite-difference equation [18]. Erroneous solution may then be obtained in regions of the flow with velocity vectors inclined to the numerical grid lines and large diffusive transport normal to flow direction if fine grids are not used, and limit calculation of complex flows. In order to reduce the numerical diffusion several higher order schemes have been developed. The QUICK scheme proposed by Leonard [18] is free from artificial diffusion and gives more accurate solutions with grid spacing much larger than



Rys. 1. Model siatki

Figure 1. Flow configuration

nie wlotu i wylotu, powierzchni symetrii, trzy nieprzenikalne ścianki na górze, na dole i na bokach kanału. Na brzegu wlotowym przyjęto jednakowy profil wszystkich zmiennych zależnych, podczas gdy na powierzchni wylotowej gradienty zmiennych zależnych w kierunku prostopadłym przyjęto równe zero. Na płaszczyźnie symetrii zanika prędkość w kierunku normalnym a zwykle pochodne innych zmiennych są równe zero. Na powierzchniach stałych została zastosowana metoda funkcji przyściennej opisana szczegółowo przez Laundera i Spaldinga do opisanie warunków brzegowych dla prędkości i wielkości turbulencji przyjmując, że turbulencja znajduje się w stanie lokalnej równowagi.

Przekrój poprzeczny obszaru pomiarowego wynosi $0,05 \times 0,05$ m, podczas gdy długość kanału wynosi 0,273 m. Wtrysk kropeł jest prostopadły do przepływu krzyżowego, a punkt wtrysku jest oddalony od płaszczyzny wlotu o 0,023 m ($Z_{in}/H = 0,46$). Krople o jednakowej wielkości i średnicy $230 \mu\text{m}$ wtryskiwano przy temperaturze 293 K z prędkością początkową $V_p = -1$ m/s do przepływu krzyżowego, którego prędkość stała wynosiła $W_c = 10$ m/s; temperatura ścian kanału wynosiła 800 K.

Wyniki badań

Rysunek 2 przedstawia zmienność (średnicy) kropeł w (funkcji) czasu dla dwóch użytych modeli parowania, ilustrując jednocześnie główne różnice występujące pomiędzy tymi modelami. Chen i Pereira [1] zakładają, że podczas ogrzewania nie zachodzi parowanie, a wzrost temperatury do momentu rozpoczęcia parowania zachodzi zgodnie z równaniem równowagi cieplnej kropli poruszającej się w otoczeniu gazu, przy założeniu, że zasadnicza ilość ciepła przepływa dzięki wymuszonej konwekcji. Z drugiej jednak strony Sommerfeld [2], w celu wyjaśnienia konwekcyjnego przepływu wywołanego ruchem kropli paliwa względem gazu, wykorzystuje teorię warstwy przyściennej, co w konsekwen-

that required by the hybrid scheme. This is achieved by utilizing quadratic upstream-weighted interpolation to calculate the cell face values for each control volume (e.g. Barata et. al. [30]). Nevertheless, the usual grid independence tests were performed.

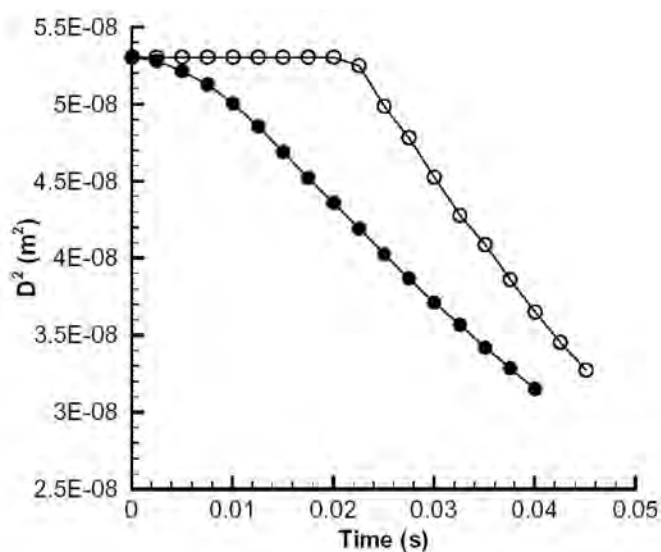
The computational domain (see Fig. 1) has six boundaries where dependent values are specified: an inlet plane and outlet planes, a symmetry plane, and three solid walls at the top, bottom and side of the channel. At the inlet boundary, uniform profiles of all dependent variables are set, while at the outflow boundaries, the gradients of dependent variables in the perpendicular direction are set to zero. On the symmetry plane, the normal velocity vanishes, and the normal derivatives of the other variables are zero. At the solid surfaces, the wall function method described in detail by Launder and Spalding [2] is used to prescribe the boundary conditions for the velocity and turbulence quantities, assuming that the turbulence is in state of local equilibrium.

The cross section of the computational domain is 0.05×0.05 m, whilst the channel length is 0.273 m. The droplets injection is perpendicular to the crossflow and the location of the injection point is 0.023 m far from the inlet plane ($Z_{in}/H = 0.46$).

The monosize array of droplets of $230 \mu\text{m}$ of diameter is injected with an initial velocity $V_p = -1$ m/s and a temperature of 293 K through a crossflow with $W_c = 10$ m/s. The wall temperatures are 800 K.

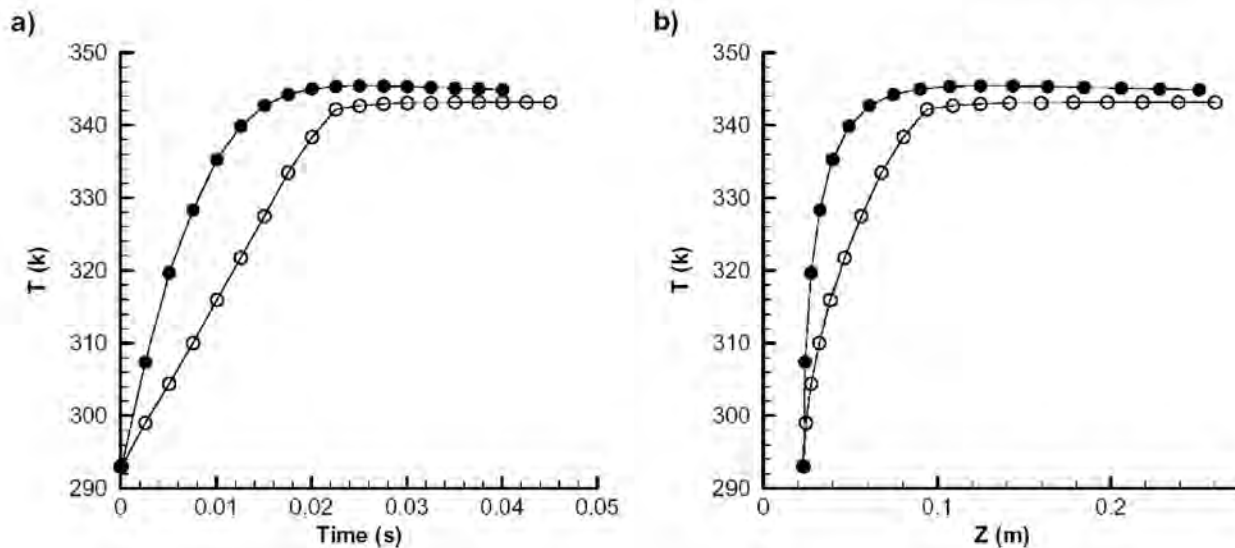
Results

Figure 2 shows the droplet variation with time for the two vaporization models used, and illustrates the main differences between them. Chen and Pereira [1] assume that no evaporation occurs during the preheating period, and the temperature evolution prior to the beginning of evaporation is obtained using a thermal balance equation for a droplet moving in the surrounding gas under the assumption that the prevailing mode of heat transfer is forced convection. On the other hand, Sommerfeld [2] uses the "film theory" to account for the effect of the convective transport caused by the droplet motion relative to the gas, which results in modified correlations for the Nusselt and Sherwood numbers. The preheating period of the Chen and Pereira [1] model is identified by the horizontal part of the graph (open symbols) where no variation of the droplet size occurs since there is no evaporation. The results obtained with the Sommerfeld [2] formulation for evaporation (closed symbol) corresponds to a continuous variation of the diameter of the droplet, and the final value is also smaller. This result has profound implications on the results because the subsequent heat transfer and turbulent dispersion is extremely affected by the size of the particles (or droplets). Figure 3 shows the temperature evolution of the droplets with time and distance to the crossflow inlet, and confirms the above-mentioned correlation with the droplets diameter. The Sommerfeld [2] model of evaporation gives always the higher temperatures. This result is consistent with the results of Fig. 2, because the smaller diameters correspond to a greater surface/volume ratio, which is more favorable in terms of heat transfer.



Rys. 2. Zmiany średnicy kropeł w zależności od czasu

Fig. 2. Droplet diameter variation with time. Key:
o – Chen and Pereira [1] model; ● – Sommerfeld [2]



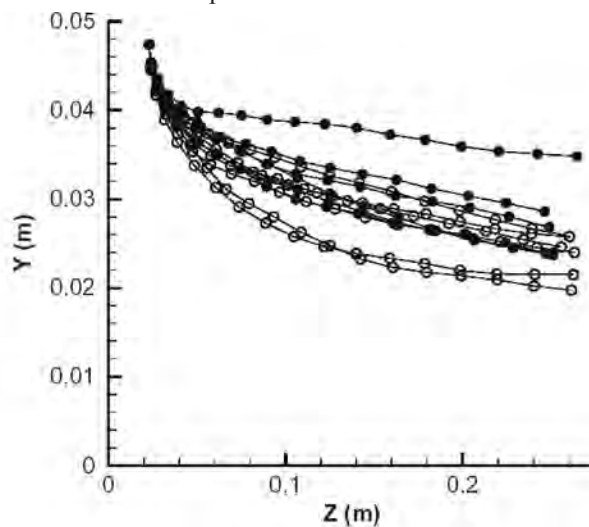
Rys. 3. Zmiany temperatury kroplek w zależności od: a) czasu, b) odległości od wlotu przepływu krzyżowego
 Figure 3. Droplet temperature variation with a) time and b) distance the from crossflow inlet.
 Key: o – Chen and Pereira [1] model; ● – Sommerfeld [2]

cji powoduje zmianę zależności pomiędzy liczbą Nusseta i Sherwood’a. Pozioma część wykresu (wykres z punktami niezaczernionymi) odzwierciedla czas ogrzewania w modelu Chena i Pereiry [1], w czasie którego nie występuje żadna zmiana wielkości kroplek ze względu na brak parowania. Wyniki otrzymane dzięki zastosowaniu wzoru Sommerfelda na parowanie [2] (zaznaczone na wykresie punktami zaczernionymi) zgadzają się z ciągłą zmianą średnicy kroplek, a wartość końcowa jest także mniejsza. Ten wynik jest bardzo ważny, ponieważ wielkość cząstek (kroplek) istotnie oddziałuje na przepływ ciepła i rozchodzenie się zaburzeń. Rysunek 3 przedstawia wzrost temperatury kroplek w czasie i ich odległość od wlotu przepływu poprzecznego, potwierdzając tym samym powyżej opisaną zależność od średnicy kroplek. W modelu parowania Sommerfelda [2] zawsze uzyskuje się wyższe temperatury. Ten wynik jest spójny z wynikami przedstawionymi na rysunku 2, ponieważ mniejsze średnice odpowiadają większemu stosunkowi powierzchni do objętości, co jest bardziej korzystne w kontekście przepływu ciepła. Ten rezultat jest jeszcze bardziej wyrazisty blisko punktu wtrysku (przy $Z = 0,023$ m), w którym różnica temperatur między kroplami a otaczającym powietrzem jest większa.

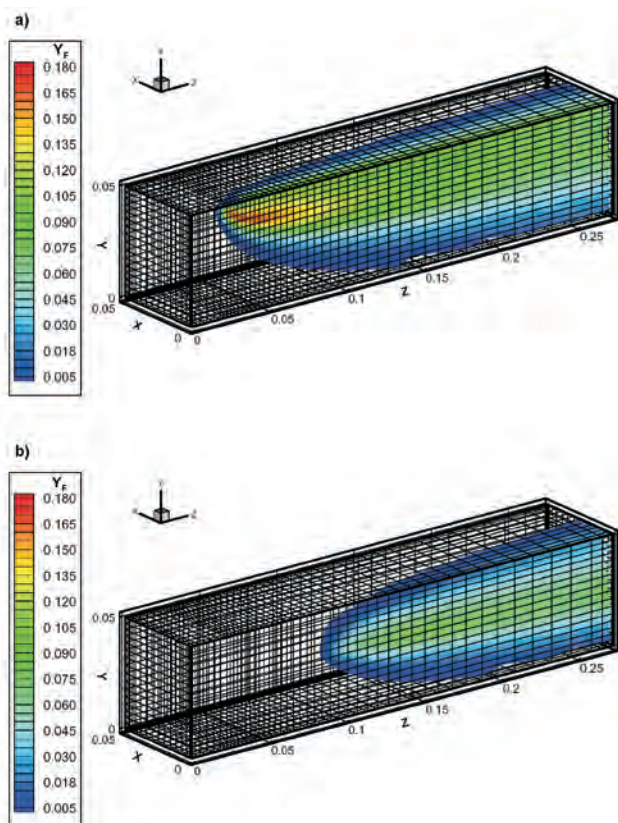
Wpływ danych modeli parowania na rozchodzenie zaburzeń i rozkład wielkości kroplek może być zilustrowany przy pomocy rysunku 4, na którym przedstawiono równoległy zapis torów kroplek w pionowej płaszczyźnie symetrii ($X = 0$), i z którego wynika, że kroplek odpowiadające modelowi parowania Sommerfelda (punkty niezaczernione na wykresie) szybciej ulegają anomaliom pod wpływem przepływu krzyżowego, zajmując w konsekwencji wyższy poziom w kanale (tzn. większe wartości współrzędnej na osi Y). Ten efekt ma istotne znaczenie w kontekście systemów spalania strug rozpylanego paliwa, wskazując jednocześnie na fakt istnienia silnej zależności wyników badań od przyjętego modelu parowania i przyjętych założeń.

This effect is even more pronounced near the injection point (at $Z = 0.023$ m) when the temperature difference between the droplets and the surrounding air is larger.

The consequences of the models of evaporation on the turbulent dispersion and droplet size distribution can be further documented with the help of Fig. 4. This figure presents a parallel projection of the droplet trajectories in the vertical plane of symmetry ($X = 0$), and shows that the droplets that correspond to the Sommerfeld [2] model of evaporation (closed symbols) are more quickly deflected by the cross-flow, and as a consequence have a higher position (Y coordinate greater) in the channel. This result is most relevant as far as spray combustion systems are considered, and indicate that the results may be strongly affected by the vaporization model assumptions made.



Rys. 4. Równoległy zapis trajektorii kroplek w pionowej płaszczyźnie symetrii ($X = 0$)
 Fig. 4. Parallel projection of droplet trajectories in the vertical plane of symmetry ($X = 0$). Key: o – Chen and Pereira [1] model; ● – Sommerfeld [2]



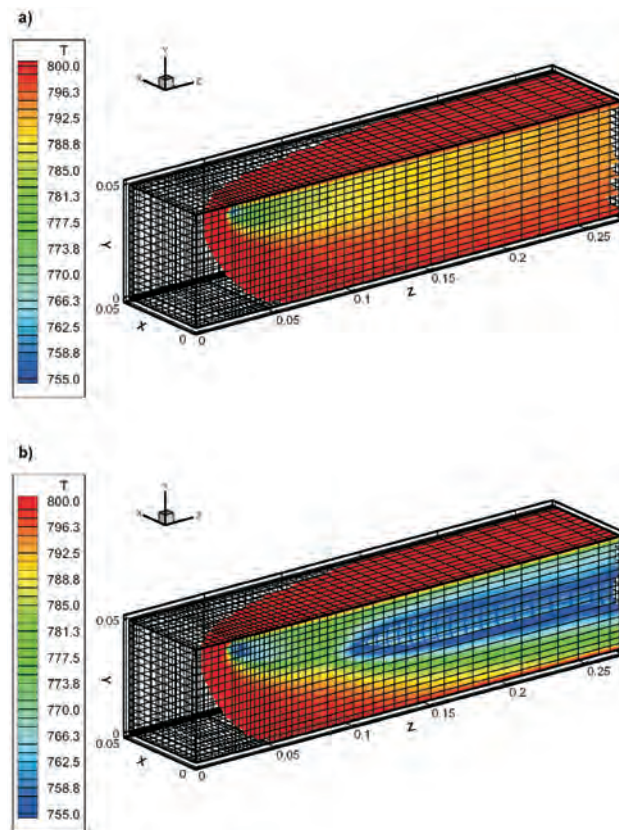
Rys. 5. Rozkład temperatury fazy gazowej: (a) wg modelu Sommerfelda [2]; (b) wg modelu Chena i Pereiry [1]

Fig. 5. Temperature distribution of the gaseous phase: (a) Sommerfeld [2] model; (b) Chen and Pereira [1] model

W trójwymiarowym układzie współrzędnych (rys. 5) przedstawiony został rozkład temperatury w fazie gazowej dla obu wzorów, ujawniając istnienie dwóch oddzielnych obszarów w przypadku zastosowania modelu Chena i Pereira. W pierwszym obszarze umiejscowionym blisko punktu wtrysku paliwa gradienty temperatur są mniejsze oraz pojawia się małe parowanie (por. rys. 6).

Wnioski

W artykule zaprezentowano ujęcie Eulera/Lagrange'a w celu oszacowania parowania strugi paliwa wtrysniętego do przepływu krzyżowego. Ujęcie to umożliwiające badanie sposobu rozchodzenia się zaburzeń izotermicznych w układzie trzech współrzędnych zostało wykorzystane do badania parowania kropeł rozpylanego paliwa z zastosowaniem dwóch różnych modeli parowania, które były dotychczas stosowane z dobrym skutkiem. Średnica kropeł, temperatura i rozkład masy okazały się silnie zależne od użytych modeli parowania. Jednak do symulacji rzeczywistych systemów wtrysku są potrzebne nowe rozwiązania, które uwzględniałyby także ruch parujących kropeł. Również w celu lepszej oceny i poprawy modeli parowania są konieczne bardziej szczegółowe pomiary w układzie trzech współrzędnych.



Rys. 6. Rozkład masy fazy gazowej: (a) wg modelu Sommerfelda [2]; (b) wg modelu Chena i Pereiry [1]

Fig. 6. Mass fraction distribution of the gaseous phase: (a) Sommerfeld [2] model; (b) Chen and Pereira [1] model

Figure 5 shows a three-dimensional perspective of the temperature distribution of the gaseous phase for the two formulations revealing the existence of two separate regions when the model of evaporation of Chen and Pereira [1] is used. In the first region, which is located near the droplets injection point, the temperature gradients are smaller and little evaporation occurs (see Fig. 6).

Conclusion

A Eulerian/Lagrangian approach has been presented to calculate evaporating sprays through a crossflow. A method developed to study isothermal turbulent three-dimensional dispersion was extended to the case of an array of evaporating droplets, using two different evaporation models that have been used with apparent success by many researchers in the near past. Droplet diameter, temperature and mass fraction distributions were found to be strongly dependent on the evaporation models used. A new formulation that takes into account also the transport of the evaporating droplets needs to be developed if practical injection systems are to be simulated. Also, in order to better evaluate and to improve the vaporization models more detailed measurements of three-dimensional configurations are required.

Podziękowania

Prezentowana praca została zrealizowana w ramach działań Grupy Aerodynamicznej dla Centrum Nauk i Technologii Kosmicznych. Autor szczerze dziękuje portugalskiemu Ministerstwu Nauki za udzielenie wsparcia finansowego na przeprowadzenia badań, zgodnie z umową POCTI/32960/99.

Artykuł recenzowany

Acknowledgments

The present work has been performed in the scope of the activities of the AeroThermodynamics Group of the Center for Aerospace Sciences and Technology (UBI). The financial support of the Portuguese Ministry of Science under Contract n° POCTI/32960/99 is gratefully acknowledged.

Literatura/Bibliography

- [1] Sommerfeld M.: Analysis of Isothermal and Evaporating Sprays by Phase-Doppler Anemometry and Numerical Calculations. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 19, 1998, pp.173-186.
- [2] Chen X.Q., Pereira J.C.F.: Numerical Prediction of Nonevaporating and Evaporating Fuels Sprays Under Nonreactive Conditions. *Atomization and Sprays*, Vol. 2, 1992, pp.427-443.
- [3] Bachalo: Injection, Dispersion and Combustion of Liquid Fuels. Twenty-Fifth Symposium (International) on Combustion. The Combustion Institute, 1994, pp. 333-344.
- [4] Faeth G.M.:Evaporation and Combustion of Sprays. *Prog. Energy Combust. Science*,Vol. 9, 1983, pp. 1-76.
- [5] Faeth G.M.: Mixing, Transport and Combustion in Sprays. *Prog. Energy Combust. Science*, Vol. 13, 1987, pp. 293-345.
- [6] Faeth G.M.: Spray Combustion Phenomena. Twenty-Sixth Symposium (International) on Combustion. The Combustion Institute, 1996/pp. 1593-1612.
- [7] Godsave G. A. E.: Studies of the Combustion of Drops in a Fuel Spray-the Burning of Single Drops of Fuel. Fourth Symposium (International) on Combustion. Williams & Wilkins, Baltimore, 1953, pp. 818-830.
- [8] Spalding D. B.: The Combustion of Liquid Fuels. Fourth Symposium (International) on Combustion. Williams & Wilkins, Baltimore, 1953, pp. 847-864.
- [9] Williams A.: Combustion of Droplets of Liquid Fuels, A Review. *Combustion and Flame*, Vol.21, 1973, pp. 1-31.
- [10] Faeth G. M.: Current Status of Droplet and Liquid Combustion. *Prog. Energy Combust. Science*, Vol. 3, 1977, pp. 191-224.
- [11] Law C. K.: Recent Advances in Droplet Vaporization and Combustion. *Prog. Energy Combust. Science*, Vol. 8, 1982, pp. 171-201.
- [12] Lefebvre A. H.: *Atomization and Sprays*. Hemisphere Pub. Co., New York, 1989.
- [13] Sirignano W. A.: Theory of Multi-component Fuel Droplet Vaporization. *Archives of Thermodynamics and Combustion*, Vol. 9, No. 2, 1978, pp. 231-247.
- [14] Bai C.X., Rusche H., Gosman: Modeling of Gasoline Spray Impingement. *Atomization and Sprays*, Vol. 12, pp. 1-27, 2002.
- [15] Arcoumanis C., Whitelaw D.S., Whitelaw J.S.: Gasoline Injection against Surfaces and Films. *Atomization and Sprays*, Vol. 7, pp.437-456, 1997.
- [16] Launder B.E., Spalding D.B.: The Numerical Computation of Turbulent Flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 3, 1974, pp. 269-289.
- [17] Barata J.M.M.: Jets in Ground Effect with a Crossflow. *AIAA Journal*, Vol. 36, No. 9, pp. 1737-1740, September 1998.
- [18] Leonard B.P.: A Stable and Accurate Convective Modeling Procedure Based on Quadratic Upstream Interpolation. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 19, No. 1, 1979, pp. 59-98.
- [19] Shuen J.S., Solomon A.S.P., Zhang Q.F., Faeth G.M.: Structure of a Particle-Laden Jets: Measurements and Predictions. *AIAA Journal*, Vol. 23, No. 3, pp. 396-404, 1985.
- [20] Lilley D.G.: Primitive Pressure-Velocity Code for the Computation of Strongly Swirling Flows. *AIAA Journal*, Vol. 14, No. 6, June 1976, pp. 749-756.
- [21] Lockwood F.C., Naguib A.S.: The Prediction of the Fluctuations in the Properties of Free, Round Jet, Turbulent, Diffusion Flames. *Combustion and Flame*, Vol. 24, February 1975, pp. 109-124.
- [22] Watson K.M.: Prediction of Critical Temperatures and Heats of Vaporization. *Ind. Eng. Chem.*, Vol. 23, No. 4, 1931, pp. 360-364.
- [23] Hubbard G.L., Denny V.E., Mills A.F.: *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.16, 1973, pp.1003-1008.
- [24] Saparrow E.M., Gregg J.L.: *Trans. of ASME*, Vol. 80, 1958, pp. 879-886.
- [25] Shirolkar J. S., Coimbra C. F. M., Queiroz McQuay M.: Fundamentals Aspects of Modeling Turbulent Particle Dispersion in Dilute Flows. *Prog. Energy Combust. Science*, Vol. 22, 1996, pp. 363-399.
- [26] Shuen J.S., Chen L.D., Faeth G.M.: Evaluation of a Stochastic Model of Particle Dispersion in a Turbulent Round Jet. *AIChE Journal*, Vol. 19, Jan. 1983, pp.167-170.
- [27] Gosman A.D., Ioannides E.: Aspects of Computer Simulation of Liquid-Fueled Combustors. *AIAA Paper No. 81-0323*, AIAA 19th Aerospace Sciences Meeting, St. Louis, MO, 1981.
- [28] Ranz W.E., Marshall W.R. Jr.: Evaporation from Drops. *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 48, 1952, pp. 141-173.
- [29] Spalding D.B.: A Novel Finite-Difference Formulation of Differential Expressions Involving both First and Second Derivatives. *Internal Journal of Numerical Methods in Engineering*, Vol. 4, 551 pp., 1972.
- [30] Barata J.M.M., Durão D.F.G., McGuirk J.J.: Numerical Study of Single Impinging Jets Through a Crossflow. *Journal of Aircraft*, Vol. 26, No. 11, 1989, pp. 1002-1008.

* Jorge Barata – Profesor zw., Wydział Nauk Astronautycznych, Uniwersytet Beira Interior, Bolama, Portugalia.



Prof. Jorge Barata – Full Professor, Aerospace Sciences Department, Univ. Beira Interior, Rua Marques Avila e Bolama, Portugal.

Satoshi OKAJIMA*

Pomiary szybkości spalania mieszanki eteru dimetylowego z powietrzem przy użyciu techniki mikrociężenia

Przeprowadzono doświadczenie, którego celem było sprawdzenie charakterystyki spalania mieszanki powietrza i eteru dimetylowego przy wykorzystaniu techniki mikrociężenia, wymagające komory swobodnego opadania. Warunki początkowe badań były następujące: temperatura 293 K, ciśnienie 0,10 MPa a stosunek składników mieszaniny zmieniał się od stechiometrycznego do granic zapalności mieszanki. Uzyskano następujące wyniki: (1) technika mikrociężenia jest bardzo użyteczna w analizie zachowania płomienia, nawet dla bardzo ubogich mieszanek, oraz (2) szybkość spalania mieszanki eteru dimetylowego jest podobna do prędkości spalania metanu w całym zakresie analizowanych składowych mieszanki i wynosi 10,0 cm/s oraz 32,0 cm/s, odpowiednio dla mieszanki o stosunku 0,62 i 0,90 a także (3) na podstawie wyników badań można wnioskować, że użycie mieszanki z eterem dimetylowym jest wykluczone w przypadku silników. Słowa kluczowe: eter dimetylowy DME, spalanie wstępnie przygotowanej mieszanki, rozchodzenie płomienia, szybkość spalania, mikrociężenie

Measurement of burning velocity on DME fuel-air mixtures using microgravity technique

Experiment has been carried out to examine the fundamental combustion characteristics of DME fuel-air mixtures using micro-gravity technique, which is achieved in freely falling chamber. The initial conditions of temperature and pressure are 293 K and 0.10 MPa, respectively and the equivalence ratio is the range from stoichiometric proportion to near the lower flammability limit. The results obtained in the study are as follows: (1) micro-gravity technique is very useful to analyze the flame behavior even at very lean mixtures, and (2) the burning velocity of DME fuel-air mixture is nearly the same with that of methane-air mixture at the range of all the equivalence ratios investigated and those values of DME fuel are 10.0 cm/s and 32.0 cm/s at 0.62 and 0.90 of equivalence ratio, respectively, and (3) from these experimental data it is suggested that the application to the engine combustion of DME fuel is not so impossible.

Key words: DME, premixed combustion, flame propagation, burning velocity, micro-gravity

1. Wprowadzenie

Obecnie ze względu na konieczność oszczędzania energii i zapobiegania zanieczyszczeniu środowiska oczekuje się rozwoju nowych rodzajów paliw jak eter dimetylowy DME (Di-Methyl Ether, $\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$) czy paliw uzyskiwanych z przeróbki odpadków i biomasy. Właśnie o eterze mówi się jako o paliwie korzystnym z punktu widzenia ograniczenia emisji, tak z silników jak i z kotłów, a ponadto zachowanie mieszaniny eteru z powietrzem bardzo przypomina zachowanie mieszaniny powietrza z metanem i propanem pomimo jej małej wartości opałowej. Trudno jednak uzyskać podstawowe dane na temat spalania tej mieszanki, mimo że jego zastosowanie w różnych urządzeniach cieplnych jest istotne.

Pierwszym krokiem w badaniach było przeprowadzenie doświadczeń w celu uzyskania podstawowych danych jak szybkość spalania, granice zapalności oraz odległość wygaszenia płomienia zarówno w warunkach ciężenia normalnego jak i mikrociężenia. W szczególności, warunki mikrociężenia umożliwiają uzyskanie kulistego rozchodzenia się płomienia nawet w pobliżu granic zapalności przez wyeliminowanie zjawiska wyporu hydrostatycznego wywołanego ciężarem i dzięki temu określenie dokładnej wartości prędkości spalania dla danego ośrodka.

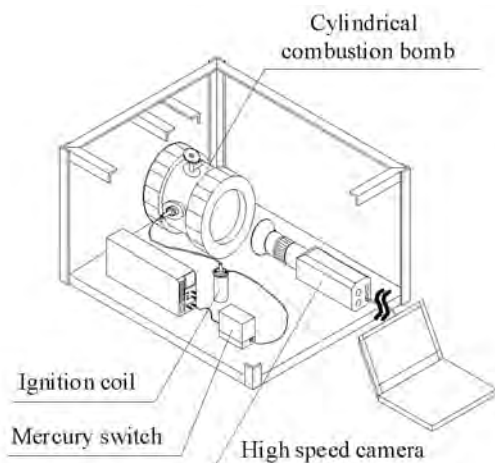
1. Introduction

At the present day, the development of new types of fuels such as DME (Di-Methyl Ether, $\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$) and waste and bio-mass fuels is strongly required from the viewpoint of energy saving and air pollution prevention on exhaust combustion gases generated from many kinds of combustors. Especially, it is said that DME as a fuel is very useful for reducing the pollutant substances from diesel engines and boilers and moreover it is recognized that the combustion behavior of DME fuel-air mixture is very much similar to those of methane-air and propane-air mixtures in spite of low heat values of combustion. However, there are scarcely basic data on the combustion of DME fuel-air mixtures, though the application of DME fuel to many kinds of combustors is considered to be very important.

As the first step of the study, experiment has been carried out to elucidate the essential data on combustion of DME fuel-air mixtures such as burning velocity, flammability limits and quenching distance in both conditions of normal and micro-gravity. Particularly, micro-gravity environment makes it possible to realize the spherical flame propagation even for near the flammability limits by eliminating buoyant effect induced from gravity and one can obtain the burning velocity with very high accuracy in this environment.

2. Aparatura i przebieg badań

Na rysunku 1 pokazano schemat urządzenia pomiarowego użytego do badań. Jest to prostopadłościan o wymiarach $510 \times 670 \times 360$ mm i masie ok. 35 kg. Urządzenie to zawiera walcową bombę kalorymetryczną o średnicy wewnętrznej 120 mm i długości 120 mm, kamerę do szybkich zdjęć do obserwacji przebiegu spalania, urządzenie zapłonowe (systemu CDI) oraz układ optyczny składający się z lustra i przekaźników obrazu. Elektrody zapłonowe w postaci igieł (o średnicy 1,0 mm i odstępach 3 mm) umieszczone dokładnie w środku bomby.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego

Fig. 1. Outline of test assembly

Warunki mikrociężenia uzyskano za pomocą wieży o wysokości 3 m do spuszczenia urządzenia do obserwacji a czas pomiaru wynosił ok. 0,6 s. Poziom przyspieszenia ziemskiego podczas swobodnego spadku w wyniku oporu powietrza wynosi mniej więcej $10^{-5}g$ [1, 2].

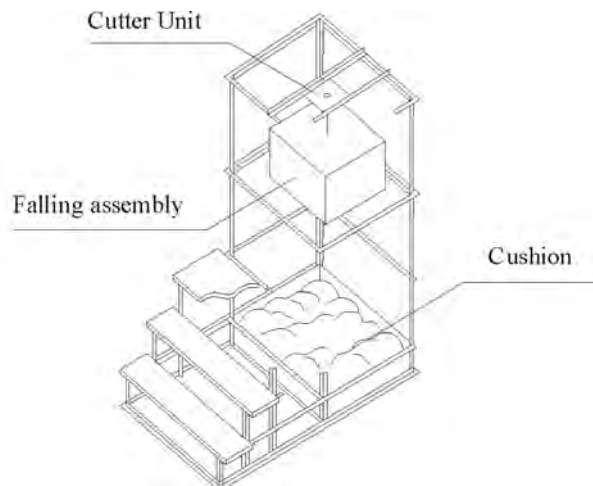
Eksperyment przeprowadzono przy ciśnieniu początkowym (p) 0,10 MPa i w temperaturze początkowej (T_0) 293 K. Badane proporcje mieszanki zawierały się w zakresie od stechiometrycznych do niemal dolnej granicy zapalności. Prężność badanej mieszanki była na bieżąco kontrolowana i utrzymywana dzięki zastosowaniu prawa częściowych ciśnień par paliwa i powietrza.

3. Wyniki doświadczenia i komentarz

Na rysunku 3 pokazano pojedyncze fotografie spalającej się mieszanki powietrza i eteru dimetylowego dla różnych stosunków składników (ϕ), dla normalnej siły ciężkości. Na zdjęciach tych można zauważyć, że w pobliżu dolnej granicy zapalności na płomień wyraźnie oddziałuje siła wyporu, co sprawia, że w trakcie procesu spalania płomień przyjmuje kształt meduzy, choć dla wartości ok. 85% stosunku równowagi kształt ten zmienia się w kulisty. Przeciwnie, kształt płomienia uzyskany pod działaniem minimalnej siły ciężkości jest doskonale kulisty nawet dla bardzo małych wartości stosunku składników, jak to pokazano na rysunku 4. Oznacza to, że pod działaniem minimalnej siły

2. Experimental apparatus and procedure

The outline of test assembly employed in the study is shown in Fig. 1 and it is a rectangular shape of $510 \times 670 \times 360$ mm and weight is about 35 kg. The test assembly contains a cylindrical combustion bomb of 120 mm in length and 120 mm in inner diameter, a high speed digital camera for observation of combustion behavior, an ignition equipment (CDI system) and an optical system including mirror and relay devices. Needle electrodes for ignition (1.0 mm diameter and 3 mm gap width) are accurately centered in the combustion bomb.



Rys. 2. Wieża

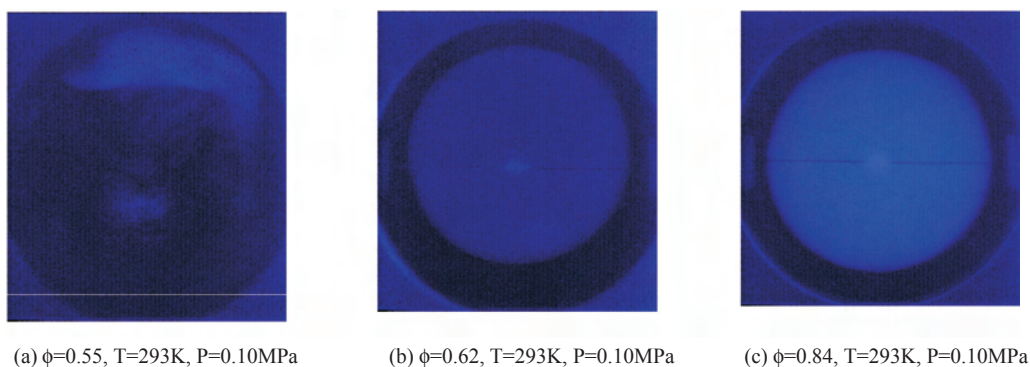
Fig. 2. Falling tower

The micro-gravity environment is achieved by drop tower facilities of 3 m height (Fig. 2) and its observation time is approximately 0.6 second. The gravity level inside the test assembly with air drag shield during free fall is approximately $10^{-5}g$ [1, 2].

Experiment has been carried out at 0.10MPa and 293K of initial pressure (p) and temperature (T_0), respectively. The equivalence ratio studied is the range from stoichiometric proportion to near the lower flammability limit. The mixture strength investigated is controlled and produced by the law of partial pressure of fuel gas and air.

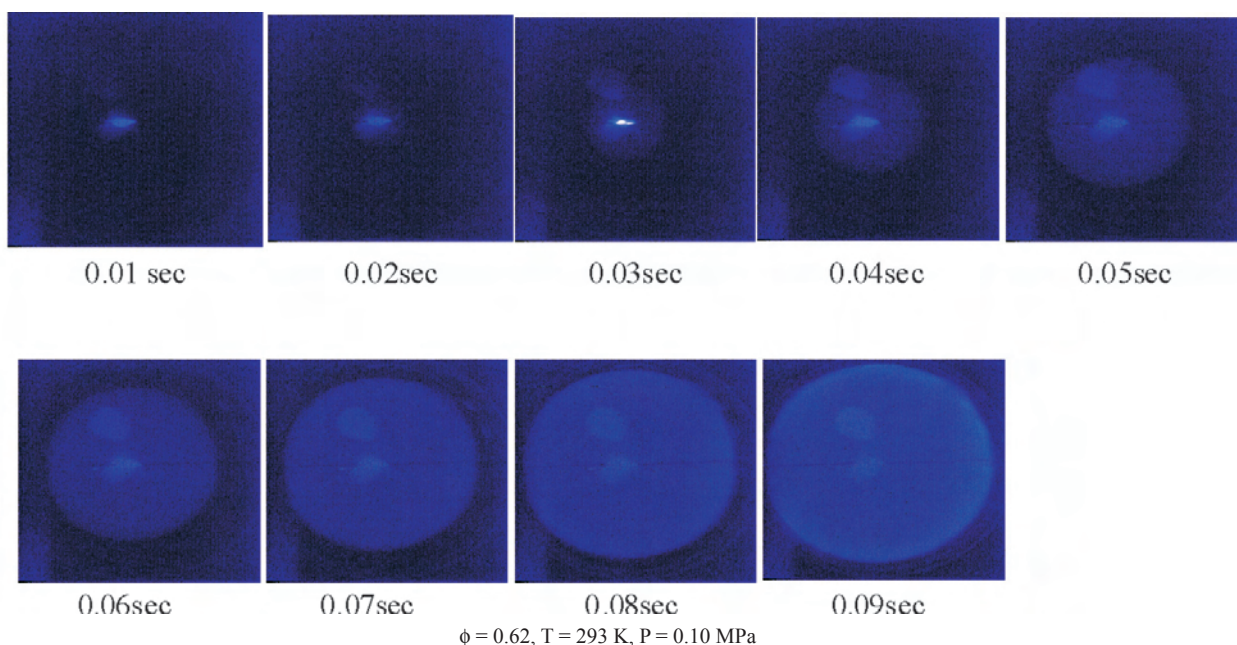
3. Experimental results and discussion

Figure 3 shows the one shot photographs on DME fuel-air mixtures burning at various equivalence ratios (ϕ) under normal gravity. From these photographs it is recognized that in the vicinity of lower flammability limit the flame is markedly affected by buoyant force induced from gravity so that the flame shape looks like a jellyfish, though for about 0.85 of equivalence ratio its configuration depicts almost spherical during the combustion process. On the contrary, the flame shape obtained under micro-gravity even for very low equivalence ratio as shown in Fig.4 is perfectly spherical during the burning process. This means that under micro-gravity the most essential combustion characteristics such as flame speed and burning velocity can be determined with very high accuracy.



Rys. 3. Pojedyncze zdjęcia spalania mieszanki DME pod działaniem normalnej siły ciężkości

Fig. 3. One shot photographs on DME fuel combustion under normal gravity



Rys. 4. Kolejne zdjęcia spalania mieszanki DME pod działaniem zmniejszonej siły ciężkości

Fig. 4. Sequential photographs on DME fuel combustion under micro-gravity

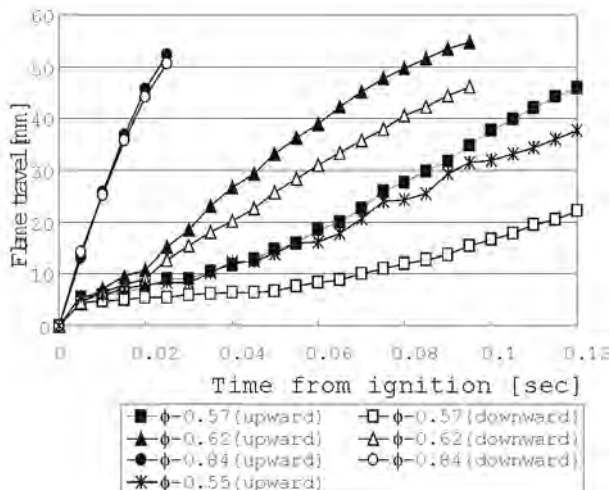
ciężkości najbardziej charakterystyczne cechy spalania jak prędkość spalania i rozchodzenia się płomienia mogą zostać określone z bardzo dużą dokładnością.

Na rysunkach 5 i 6 pokazano przebieg rozchodzenia się płomienia w czasie dla mieszanek powietrza z eterem dimetylowym, odpowiednio pod działaniem normalnej i zmniejszonej siły ciężkości. Jak wspomniano wyżej, na charakter rozchodzenia się płomienia pod działaniem normalnej siły ciężkości istotnie wpływa siła wyporu hydrostatycznego a także można zaobserwować jego nieregularne rozchodzenie się, szczególnie w przypadku mieszanek bardzo ubogich. Przeciwnie, w przypadku działania zminimalizowanej siły ciężkości odległości, jakie pokonuje płomień w górę i w dół są dokładnie takie same dla dowolnego momentu spalania. Oznacza to, że doskonale kuliste rozchodzenie się płomienia może zostać osiągnięte właśnie w warunkach minimalnej siły ciężkości.

Na rysunku 7 pokazano szybkość rozchodzenia się płomienia S_f w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza ϕ

In Figs. 5 and 6 are shown the behavior of flame travel against time from ignition for DME fuel-air mixtures burning under conditions of normal and micro-gravity, respectively. As above-mentioned, the behavior of flame travel under normal gravity is considerably influenced by buoyant force and, especially at very lean mixture the irregular flame propagation may be observed. On the contrary, under micro-gravity the upward and downward flame travel distances are absolutely the same at any combustion time. This means that the perfectly spherical flame propagation can be realized in micro-gravity environment.

Figure 7 shows the flame propagation speed S_f against equivalence ratio for DME and propane burning under normal gravity. The measurement of flame speed is taken place at the flame diameter of 30 mm, where the pressure rise in combustion bomb is almost negligible and the flame propagation speed is nearly constant as shown in Fig. 5. From this figure it is found that under normal gravity the discrepancy between the upward and downward flame propagation speeds



Rys. 5. Charakter rozchodzenia się płomienia mieszanek DME i powietrza w warunkach minimalnej grawitacji (zasięg płomienia z funkcji czasu od zapłonu)

Fig. 5. Flame travel behavior of DME fuel-air mixtures

dla mieszanek DME i powietrza w warunkach normalnej grawitacji. Pomiaru prędkości płomienia dokonano dla średnicy płomienia 30 mm, gdy wzrost ciśnienia w bombie jest prawie pomijalny, a prędkość rozchodzenia się płomienia jest niemal stała, jak to pokazano na rysunku 5. Z rysunku tego wynika, że w warunkach normalnej grawitacji różnica pomiędzy prędkością rozchodzenia się płomienia w górę i w dół wzrasta wraz ze zmniejszaniem się wartości współczynnika nadmiaru powietrza, co wynika z wpływu naturalnej konwekcji, choć obie te prędkości zmniejszają się wraz ze zmniejszaniem j. Taki przebieg spalania nie różni się od spalania mieszanek metanu i propanu dla wszystkich analizowanych wartości współczynnika nadmiaru powietrza [3].

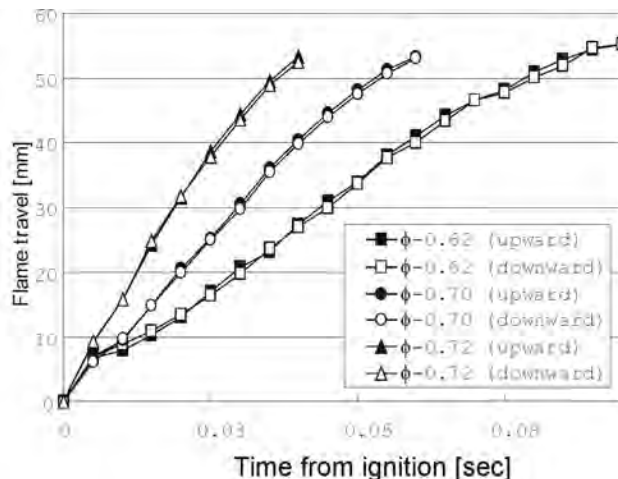
Szybkość spania S_u można ocenić posługując się równaniem (1):

$$S_u = (\rho_b / \rho_u) \times S_f \times I = (T_u / T_b) \times S_f \times I \quad (1)$$

gdzie ρ_u i ρ_b są odpowiednio gęstościami niespalonego i spalonego gazu, a temperatura T_b spalonego gazu określona jest przy założeniu równowagi chemicznej przy stałym ciśnieniu w warunkach przemiany adiabatycznej [3, 4], natomiast I jest współczynnikiem poprawkowym dla grubości płomienia [5].

Na rysunku 8 pokazano wartość szybkości spalania mieszanin DME i powietrza w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza wyznaczonego na podstawie wzoru (1) przy ciśnieniu początkowym 0,10 MPa i temperaturze początkowej 293 K. Prędkość rozchodzenia się płomienia S_f wyrażona równaniem (1), to prędkość uzyskana podczas testu w warunkach zmniejszonego ciężenia. Prędkość spalania mieszanin metanu i propanu z powietrzem wyznaczone we wcześniejszych badaniach autorów pokazano na rysunku 8 [3].

Jak można zauważyć, na tym rysunku prędkości spalania mieszanin DME i powietrza maleją monotonicznie wraz ze spadkiem wartości współczynnika j i wynoszą odpowiednio 10 cm/s oraz 31cm/s dla wartości tego współczynnika



Rys. 6. Charakter rozchodzenia się płomienia mieszanek DME i powietrza w warunkach normalnej grawitacji (zasięg płomienia z funkcji czasu od zapłonu)

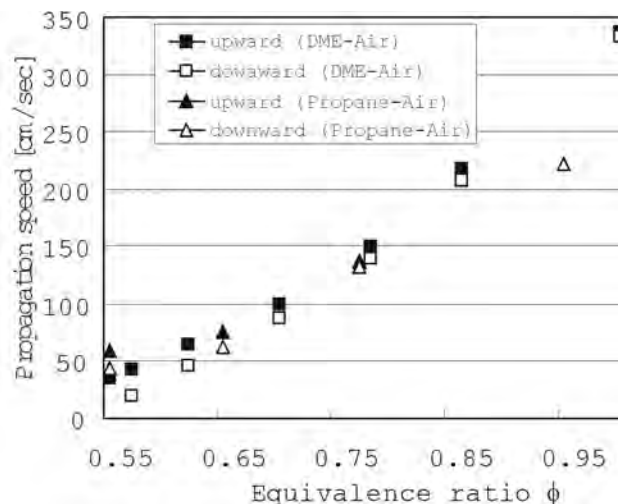
Fig. 6. Flame travel behavior of DME fuel-air mixtures under micro-gravity under normal gravity

becomes larger accompanying with the decrease of equivalence ratio due to the effect of natural convection, though both of these speeds decreases with decreasing equivalence ratio. Such a combustion behavior of DME fuel-air mixture is not so different from that of methane-air and propane-air mixture at all the equivalence ratio studied [3].

The burning velocity S_u can be estimated by following equation (1),

$$S_u = (\rho_b / \rho_u) \times S_f \times I = (T_u / T_b) \times S_f \times I \quad (1)$$

where ρ_u and ρ_b are density of unburnt and burnt gases, respectively and temperature T_b of burnt gas are estimated assuming the chemical equilibrium at constant pressure and under the adiabatic flame condition[3,4], and I is correction factor for flame thickness [5].



Rys. 7. Prędkość rozchodzenia się płomienia mieszanki DME i powietrza w warunkach normalnej grawitacji

Fig. 7. Flame propagation speed of DME fuel-air mixtures under normal gravity

0,62 i 0,90. Są to prawie takie same wartości, jak w przypadku spalania metanu dla tego samego współczynnika równowagi, choć ilość wydzielonego ciepła ze spalania DME jest dwa razy mniejsza niż w przypadku metanu [4].

Co istotne, szybkość spalania jest wprost proporcjonalna do iloczynu ciepła wydzielonego podczas spalania i dyfuzyjności cieplnej mieszanki paliwowej.

W przypadku DME dyfuzyjność cieplna jest większa w porównaniu z dyfuzyjnością mieszaniny metanu, choć ilość ciepła wydzielonego podczas spalania DME jest o połowę mniejsza.

4. Wnioski

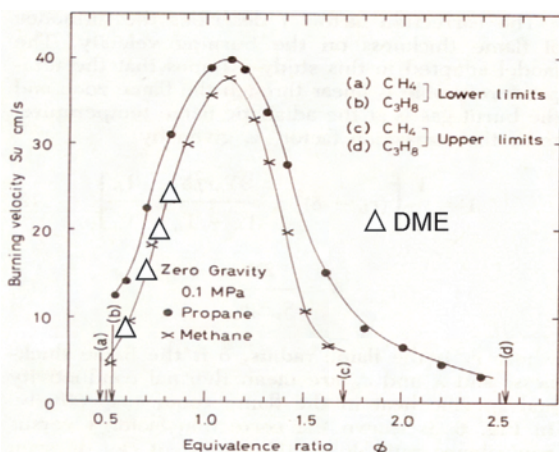
Najistotniejsze wnioski, jakie uzyskano na podstawie przeprowadzonych badań są następujące:

Technika mikorograwitacji jest najlepszą metodą dla uzyskania podstawowych charakterystyk spalania mieszanin DME i powietrza, szczególnie w zakresie mieszanek ubogich;

Szybkość spalania mieszanin DME i powietrza maleje monotonicznie ze spadkiem wartości współczynnika nadmiaru powietrza, a wartości są prawie takie same, jak w przypadku mieszanin w całym zakresie analizowanych wartości współczynnika nadmiaru powietrza;

Na podstawie uzyskanych wyników można zakładać, że spalanie DME w silniku spalinowym nie jest niemożliwe.

Artykuł recenzowany



Rys. 8. Szybkość spalania mieszanin DME z powietrzem w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza

Fig. 8. Burning velocity of DME fuel-air mixtures versus equivalence ratio

In Fig. 8 is shown the value of the burning velocity of DME fuel-air mixtures against equivalence ratio, which is estimated from equation (1) at an initial pressure of 0.10MPa and at an initial temperature of 293 K, where the flame propagation speed S_f expressed in equation (1) is those obtained by micro-gravity experiment. Where the burning velocities of propane-air and methane-air mixtures obtained from previous our experiments are also shown in Fig. 8 [3].

As seen from this figure the burning velocities of DME fuel-air mixtures monotonically decrease with decreasing equivalence ratio and the values of burning velocities are 10 cm/s and 31cm/s at 0.62 and 0.90 of equivalence ratio, respectively. These values are nearly the same with those of methane-air mixtures at same equivalence ratio,

though the value of combustion heat of DME fuel is about 60% of that of methane [4].

Essentially, the burning velocity is proportional to the product of the heat value of combustion and thermal diffusivity of fuel mixture. In the case of DME fuel the thermal diffusivity is larger, comparing with that of methane-air mixture and consequently the burning velocity of DME fuel is not so different from that of methane-air mixture, though the heat value of combustion of DME fuel is about 60% of that of methane.

4. Conclusion

The main results obtained in the study are as follows: (1) The micro-gravity technique is the most suitable method to extract the essential combustion characteristics of DME fuel-air mixtures, especially near the very lean side of mixtures, (2) The burning velocity of DME fuel-air mixtures monotonically decreases with decreasing equivalence ratio and these values are nearly the same with those of methane-air mixtures at all the equivalence ratios studied, and (3) From these experimental data it may be suggested that the application to the engine combustion of DME fuel is not so impossible.

Literatura/Bibliography

- [1] Okajima S., Inums K., Kumagai S.: Measurement of slow burning velocities and their pressure dependence using a zero-gravity method. Twentieth Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, pp.1951-19561 (1984).
- [2] Okajima A., Kazaoka K., Okajima S.: Micro-gravity Observation on Combustion Behavior of Solid Waste Fuels in High Temperature and Low Oxygen Atmosphere. Bulletin of Faculty of Engineering, Hosei University, Vol.38, pp1-5 (2002).
- [3] Okajima S., Kawakami T., Inuma K.: Measurement of slow burning velocity by zero-gravity method. Twentieth Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, pp.1600-1609 (1988).
- [4] Lewis B., von Elbe G.: Combustion, Flame and Explosion of Gases. Academic Press, New York and London (1961), p.691.
- [5] Andrews G. E., Bradley D.: The Burning Velocity of Methane-Air Mixtures. Combustion and Flame, Vol.18, pp.133-142 (1972).

* Prof. dr Satoshi Okajima – Profesor na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Hosei, Tokio, Japonia.
Mr Satoshi Okajima, Ph.D. – Profesor at the Faculty of Engineering, Hosei University, Tokyo, Japan.



Leszek PIASECZNY*
Ryszard ZADRAĞ

Badania wpływu dostarczania wody do cylindra na wskaźniki procesu spalania i toksyczności silnika ZS

Dostarczanie wody do cylindrów jest jednym ze sposobów ograniczania powstawania tlenków azotu w procesie spalania w silniku o ZS i znajduje uzasadnienie w publikowanych wynikach badań. W następstwie zasilania silnika emulsją paliwowo-wodną jednocześnie ze zmniejszeniem stężenia tlenków azotu występują zmiany stężenia tlenku węgla, węglowodorów, cząstek stałych, a także zmiany podstawowych wskaźników pracy silnika determinujących jego osiągi i obciążenie elementów układu tłokowo-korbowego.

W pracy przedstawiono wyniki własnych badań dotyczących wpływu dostarczania wody w postaci emulsji paliwowo-wodnej do cylindrów na zmianę toksycznych składników spalin wylotowych. Rozważaniom poddano również zachodzące w tym czasie zmiany podstawowych wskaźników procesu spalania.

Słowa kluczowe: silniki o ZS, emisja związków toksycznych, emulsja paliwowo-wodna

Research on the influence of water delivery to cylinder on parameters of the combustion process and toxicity of CI engines

Water delivery to the cylinders is one of the ways to reduce the nitrogen oxide formation in a combustion process in CI engine and is justified in published research results. In the aftermath of the admission of the fuel-water emulsion into the engine, along with the reduction of nitrogen oxides, the change in concentration of carbon oxides and particulates, basic engine parameters determining its performance and load of crank-piston assembly can be observed.

It the paper, the results of own research of fuel-water emulsion delivery influence on changes of toxic compounds in exhaust gas were introduced. The changes of basic combustion process parameters were also considered.

Key words: CI engines, emission of toxic compounds, fuel-water emulsion

1. Wstęp

Jednym z czynników determinujących dalszy rozwój silników spalinowych, w tym również okrętowych, są wciąż zaostrzane kryteria emisji toksycznych składników spalin. Jedną z dróg zapewniających spełnienie coraz ostrzejszych w tym zakresie wymagań stawianych przed silnikiem jest stałe doskonalenie procesu spalania w całym zakresie pracy silnika, nie wyłączając stanów nieustalonych i związanych z nimi procesów przejściowych. Poziom emisji pochodzący ze wspomnianych stanów nabiera szczególnego znaczenia w sytuacji, kiedy proces użytkowania silnika charakteryzuje się dużą częstością zmian obciążenia. Właśnie w takich szczególnych warunkach pracuje większość silników napędu głównego okrętów Marynarki Wojennej.

Jednym ze sposobów czynnego oddziaływania na proces spalania w cylindrze jest doprowadzenie wody do cylindrów; ma ono na celu zmniejszenie szczytowych wartości temperatury występujących podczas procesu spalania w silniku o ZS i może być zrealizowane przez [1]:

- wtrysk wody do kolektora dolotowego powietrza;
- wtrysk wody bezpośrednio do komory spalania przez oddzielny wtryskiwacz lub specjalnej konstrukcji wtryskiwacz paliwa z dodatkowym rozpylaczem;
- wtrysk przygotowanej w układzie paliwowym emulsji paliwowo-wodnej przez standardowy wtryskiwacz, ale o zwiększonej wydajności.

1. Introduction

One of the factors determining further development of combustion engines, including marine engines, are the ever tightening regulations for toxic compound emissions. One of the ways ensuring the fulfillment of the tightening requirements is permanent improvement of the combustion process, including the unstable states and related transient processes. The emission level, being the result of the said states has a special meaning in the situation when the use of engine characterizes a frequent load changes. The majority of engines applied in the navy operate in such special conditions.

One way to actively influence the combustion in a cylinder is supplying water to the cylinder in the aim of reducing the peak temperature during the combustion process in CI engines. This can be done by [1]:

- the water injection to the intake manifold;
- injection of water directly into the combustion chamber through a separate injector, or a special design fuel injector with an additional nozzle;
- injection of fuel-water emulsion prepared in the fuel system by standard design injector with enhanced efficiency.

According to the published data, the level of influence of the said processes on the combustion process is varied and different interpretations can occur [6]. In the authors' opinion, one way of an active and fully controlled influence

Według publikowanych danych efekt oddziaływania na proces spalania w zależności od zastosowanych sposobów jest zróżnicowany, przy tym występują również różne oceny tych sposobów [6]. Zdaniem autorów, jednym ze sposobów czynnego i w pełni kontrolowanego oddziaływania na proces spalania w cylindrze, przy jednoczesnym występowaniu efektu największego obniżenia emisji NO_x , jest stosowanie emulsji paliwo-wodnej. Dzieje się tak dlatego ponieważ dzięki wtryskowi emulsji paliwowo-wodnej woda (pochodząca z emulsji) dostarczana jest do strefy płomienia w cylindrze, czyli do obszaru, w którym bezpośrednio tworzą się tlenki azotu [4].

W literaturze występują ograniczone i niejednoznaczne informacje dotyczące wpływu emulsji na zmiany emisji innych związków toksycznych, sprawności, czy też obciążenia podstawowych elementów silnika. Na przykład, istnieje ogólny pogląd wynikający z podstaw teoretycznych, że w wyniku zastosowania emulsji może nastąpić spadek sprawności silnika. W porównaniu z czystym paliwem, przy zasilaniu silnika emulsją paliwowo-wodną następuje obniżenie energii odniesionej do jednostki objętości mieszaniny wtryskiwanej do cylindra, w związku z czym przy określonym stanie obciążenia rośnie dawka paliwa. Zwiększają się przez to straty mechaniczne związane z tłoczeniem emulsji do cylindrów silnika. W efekcie, wzrost strat mechanicznych oraz cieplnych związanych z odparowaniem wody może wpłynąć na zmniejszenie sprawności ogólnej silnika (zarówno sprawności wewnętrznej, jak i mechanicznej). Jednocześnie jednak publikowane są wyniki badań [4], podczas których stwierdzono, że przy 20% zawartości wody w emulsji jednostkowe zużycie paliwa zmalało o 2%.

Powyższe uwagi były inspiracją do przeprowadzenia badań określających w miarę możliwości szeroki wpływ zastosowania emulsji na toksyczność i podstawowe wskaźniki pracy silnika. W pracy autorzy dają odpowiedź, w jakim stopniu zasilanie silnika emulsją paliwowo-wodną wpływa na zmiany stężenia toksycznych składników spalin wylotowych oraz w jaki sposób zmienia podstawowe wskaźniki procesu spalania.

2. Badania własne

Badania przeprowadzono na stanowisku hamownianym silnika Sulzer typu 6AL20/24.

Pomiaru stężenia związków toksycznych spalin dokonano przy wykorzystaniu analizatora MEXA-9000 firmy Horiba [8]. Oprócz zmian stężenia związków toksycznych w spalinach rejestrowano również zmiany parametrów energetycznych silnika, z których szczególną uwagę zwrócono na zmiany ciśnienia wewnątrz cylindra. Wiadomo bowiem, że są one jednym z ważniejszych parametrów opisujących jakość procesów zachodzących wewnątrz cylindra.

Do zasilania silnika użyto emulsji paliwowo-wodnej o stężeniu wagowym 20%. Emulsję wytwarzano w urządzeniu własnej konstrukcji [9, 10, 11].

W trakcie badań obserwowano niekorzystne zjawisko polegające na wzroście dawki przy określonym stanie obciążenia. Przyrost dawki przy dużych obciążeniach był tak

na proces spalania w cylindrze, mając przy tym ten sam efekt, co najwyższe obniżenie emisji NO_x , jest stosowanie emulsji paliwo-wodnej. Dzieje się tak dlatego ponieważ dzięki wtryskowi emulsji paliwowo-wodnej woda (pochodząca z emulsji) dostarczana jest do strefy płomienia w cylindrze, czyli do obszaru, w którym bezpośrednio tworzą się tlenki azotu [4].

W literaturze występują ograniczone i niejednoznaczne informacje dotyczące wpływu emulsji na zmiany emisji innych związków toksycznych, sprawności, czy też obciążenia podstawowych elementów silnika. Na przykład, istnieje ogólny pogląd wynikający z podstaw teoretycznych, że w wyniku zastosowania emulsji może nastąpić spadek sprawności silnika. W porównaniu z czystym paliwem, przy zasilaniu silnika emulsją paliwowo-wodną następuje obniżenie energii odniesionej do jednostki objętości mieszaniny wtryskiwanej do cylindra, w związku z czym przy określonym stanie obciążenia rośnie dawka paliwa. Zwiększają się przez to straty mechaniczne związane z tłoczeniem emulsji do cylindrów silnika. W efekcie, wzrost strat mechanicznych oraz cieplnych związanych z odparowaniem wody może wpłynąć na zmniejszenie sprawności ogólnej silnika (zarówno sprawności wewnętrznej, jak i mechanicznej). Jednocześnie jednak publikowane są wyniki badań [4], podczas których stwierdzono, że przy 20% zawartości wody w emulsji jednostkowe zużycie paliwa zmalało o 2%.

Powyższe uwagi były inspiracją do przeprowadzenia badań określających w miarę możliwości szeroki wpływ zastosowania emulsji na toksyczność i podstawowe wskaźniki pracy silnika. W pracy autorzy dają odpowiedź, w jakim stopniu zasilanie silnika emulsją paliwowo-wodną wpływa na zmiany stężenia toksycznych składników spalin wylotowych oraz w jaki sposób zmienia podstawowe wskaźniki procesu spalania.

2. Own research

The tests were conducted on a test bed for Sulzer 6AL20/24 engine.

The concentration of toxic compounds in the exhaust was measured using the Horiba MEXA-9000 analyzer [8]. Beside the toxic compounds concentration, the changes of the engine energy parameters were recorded. Special attention was paid to the pressure changes inside the cylinders. It is well known, that they are one of the more important parameters describing the quality of the processes inside the cylinder.

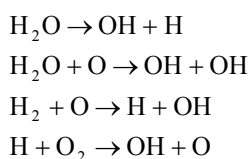
The fuel-water emulsion with volume weight concentration of 20% was used for the fueling of the engine. The emulsion was produced by a device of own design [9, 10, 11].

During the tests an unfavorable phenomenon of fuel dose growth at a defined load was observed. The dose increase was so high that it exceeded the efficiency of a standard fuel system. As a result, the engine power losses were observed. This fact, during the tests, made the authors assume the maximum engine load of $0,75T_{tq}$ (T_{tq} – nominal torque). Such situation could have been avoided using enhanced efficiency injectors.

The influence of water in the fuel-water emulsion on the combustion process in the cylinder is based on its reductive effect on the concentration of toxic compounds in the ex-

duży, że przekraczał wydajność stosowanej w badaniach standardowej aparatury paliwowej. W wyniku tego obserwowano realny spadek mocy silnika. Fakt ten spowodował, że w badaniach jako maksymalne obciążenie silnika przyjęto obciążenie odpowiadające $0,75 T_{iq}$ (T_{iq} – znamionowy moment obrotowy silnika). Sytuacji takiej można by uniknąć w przypadku zastosowania wtryskiwaczy o większej wydajności.

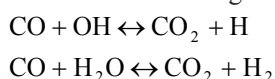
Wpływ wody zawartej w emulsji paliwowo-wodnej na proces spalania w cylindrze polega na redukcyjnym jej oddziaływaniu na stężenia związków toksycznych w spalinach. Do wyjaśnienia tego oddziaływania niezbędna jest analiza przebiegu procesu spalania, szczególnie w jego pierwszym, kinetycznym etapie. W tym bowiem okresie dochodzi w pierwszej kolejności do odwodornienia paliwa i towarzyszących mu procesów pirolizy, których efektem jest tworzenie się przede wszystkim cząstek stałych [12]. Procesy te są intensywnie hamowane poprzez powstające w strefie spalania rodniki OH oraz tlen, który odgrywa podstawową rolę, powodując jednocześnie wzrost temperatury oraz intensyfikację powstawania rodników OH. Oprócz tlenu na intensywność zachodzących procesów ma wpływ temperatura i ciśnienie. Wiadomo bowiem, że woda powyżej parametrów krytycznych (powyżej temperatury 374°C i ciśnienia 221 bar) posiada zwielokrotnione zdolności katalityczne. Reakcje opisujące tworzenie się rodników OH można przedstawić następująco:



Tak więc można założyć, że ilość rodników OH zależy od obecności wody w obszarze spalania. Jednym z efektywniejszych sposobów jej dostarczenia do stref płomienia w cylindrze, czyli stref tworzenia się tlenków azotu, jest dostarczenie jej w postaci emulsji paliwowo-wodnej.

Proces powstawania tlenków azotu opisują trzy modele: model termiczny, szybkiego NO (Fenimora) i paliwowy [3], który określa ilość NO powstałego z azotu zawartego w paliwie. W wypadku silnika ZS pracującego na mieszaninach ubogich, podstawowe znaczenie ma model termiczny, zwany modelem Zeldowicza. Tak więc, oddziaływanie wody w postaci emulsji paliwowo-wodnej na proces powstawania NO_x sprowadza się do zmniejszenia temperatur maksymalnych spalania, co w efekcie prowadzi do zmniejszenia emisji tlenków azotu. Zmiany stężenia NO_x zarejestrowane podczas eksperymentu przedstawia rysunek 1.

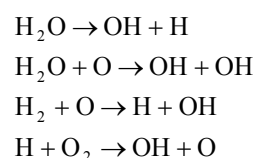
W przypadku tlenku węgla oddziaływanie redukcyjne wody polega na utlenianiu CO według reakcji:



Należy zauważyć, że pierwsza reakcja zachodzi przede wszystkim przy wysokich temperaturach, natomiast druga przy temperaturach niskich i jest procesem długotrwałym, mającym mniejsze znaczenie.

Przebieg zmian stężenia sadzy czy też CO można zinterpretować również wykorzystując teorię Meurer'a [3]. Zgod-

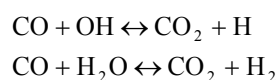
nie z teorią Meurer'a, aby wyjaśnić to oddziaływanie, konieczna jest analiza procesu spalania, szczególnie w jego pierwszym, kinetycznym etapie. W tym bowiem okresie dochodzi w pierwszej kolejności do odwodornienia paliwa i towarzyszących mu procesów pirolizy, których efektem jest tworzenie się przede wszystkim cząstek stałych [12]. Procesy te są intensywnie hamowane poprzez powstające w strefie spalania rodniki OH oraz tlen, który odgrywa podstawową rolę, powodując jednocześnie wzrost temperatury oraz intensyfikację powstawania rodników OH. Oprócz tlenu na intensywność zachodzących procesów ma wpływ temperatura i ciśnienie. Wiadomo bowiem, że woda powyżej parametrów krytycznych (powyżej temperatury 374°C i ciśnienia 221 bar) posiada zwielokrotnione zdolności katalityczne. Reakcje opisujące tworzenie się rodników OH można przedstawić następująco:



Thus, it can be assumed, that the quantity of OH radicals depends on the presence of water in the combustion zone. One of the more effective ways of water delivery to the flame zone in the cylinder, i.e. to the zones of nitrogen oxides formation is the delivery through a fuel-water emulsion.

The process of nitrogen oxides formation is described by three models: thermal, quick (Fenimor) and fuel models [3], where, in the case of CI engines operating on lean mixtures the thermal model is of the highest importance. This model is called Zeldowicz's model. Thus, the influence of water in the form of a fuel-water emulsion on NO_x formation means a decrease in the maximum combustion temperature, which effectively leads to the decrease of nitrogen oxides emission. The changes of NO_x concentration registered during experiment are shown on Fig. 1.

In the case of carbon monoxide, the reductive influence of water depends on the CO oxidation as given below:



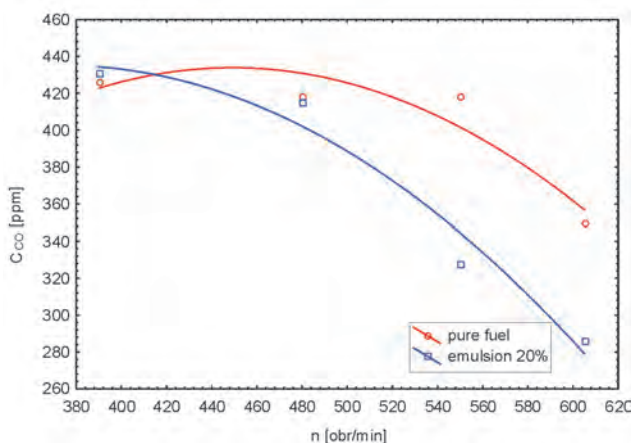
It should be noticed, that the first reaction occurs chiefly in high temperatures, the second one, however, in low temperatures and it is a long-lasting process, which has a less significant meaning.

Changes of soot or CO concentration can be interpreted according to the Meurer's theory [3]. This theory represents that the quality fuel air mixture in the cylinders (the homogeneity of mixture) does not fully eliminate the possibility of combustion disturbances which are related with the chemical phenomena that influence the course of the combustion. In SI engines, the mixing of a relatively cool fuel with hot air results in the loosening of the C-C and C-H bonds. It causes the particles to break up, which facilitates self-ignition and causes the formation of residues rich in carbon and other components being hard to oxidize. A quick reaction of these residues is possible with in the presence of a catalyst, which is the water vapor. This catalytic reaction occurs only, if the water vapor is close to the carbon particles. Delivery

nie z tą teorią jakoś wymieszania paliwa z powietrzem w cylindrach silnika (jednorodność mieszanki) nie eliminuje całkowicie możliwości powstawania zakłóceń w spalaniu, które są związane ze zjawiskami chemicznymi, oddziałującymi na przebieg spalania. W silniku o ZS podczas mieszania się stosunkowo chłodnego paliwa z gorącym powietrzem następuje rozluźnienie wiązań C-C i C-H wskutek działania wysokiej temperatury. Wywołuje to rozpad cząsteczek, który ułatwia samozapłon oraz powoduje powstawanie reszt bogatych w węgiel i innych składników trudno ulegających utlenieniu. Szybkie przereagowanie tych reszt jest możliwe tylko za pomocą (w obecności) katalizatora, jakim jest para wodna. To działanie katalityczne zachodzi tylko wówczas, gdy para wodna znajduje się w bliskim sąsiedztwie cząsteczek węgla. Dostarczanie wody razem z paliwem powoduje przyspieszenie spalania węgla. W normalnych warunkach zasilania czystym olejem napędowym spalanie w silniku o ZS przebiega przy bardzo szybkim spalaniu wodoru i powolniejszym spalaniu węgla pociągającym za sobą straty związane z dopalaniem i niezupełnym spaleniem paliwa w procesie rozprężania. Zmiany stężenia CO jakie zarejestrowano podczas eksperymentu przedstawia rysunek 2.

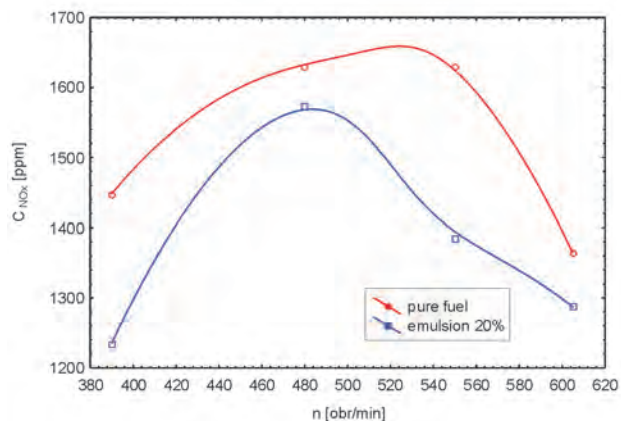
Oprócz wspomnianego obniżenia emisji tlenków azotu i tlenku węgla zastosowanie emulsji paliwowo-wodnej powoduje szereg oddziaływań na przebieg procesu spalania w cylindrze. Między innymi obecność wody w obszarze spalania jest przyczyną obniżenia temperatury produktów spalania, lecz jednocześnie następuje wzrost objętości właściwej spalin. Mała masa cząsteczkowa pary wodnej w stosunku do spalin powoduje znaczny wzrost ciśnienia w komorze spalania. Prowadzi to do wzrostu średniego ciśnienia efektywnego, a tym samym mocy efektywnej silnika.

W przeprowadzonych badaniach z wykorzystaniem 20% emulsji paliwowo-wodnej zaobserwowano niewielki wzrost średniego ciśnienia indykowanego (rys. 3), przy praktycznie nie zmienionym ciśnieniu maksymalnym spalania. Spowodowało to w efekcie wzrost mocy indykowanej.



Rys. 2. Zależność stężenia tlenku węgla w spalinach silnika Sulzer typu 6AL20/24 zasilanego emulsją paliwowo-wodną od prędkości obrotowej

Fig. 2. Dependency of carbon monoxide concentration in exhaust gas of the Sulzer 6AL20 / 24 engine fuelled with a fuel-water emulsion on engine speed

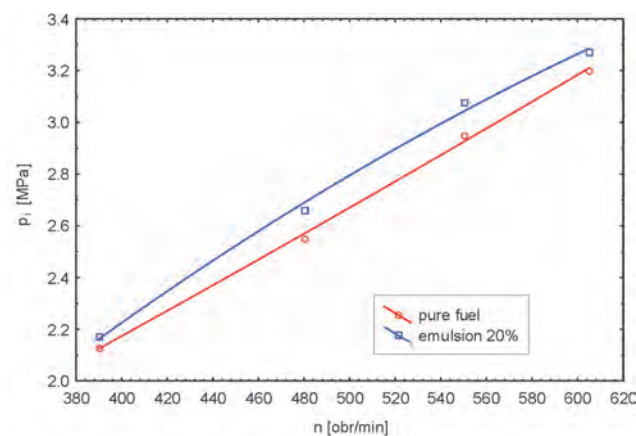


Rys. 1. Zależność stężenia tlenków azotu w spalinach silnika Sulzer typu 6AL20/24 zasilanego emulsją paliwowo-wodną od prędkości obrotowej

Fig. 1. Dependency of NO_x concentration in exhaust gas of Sulzer 6AL20 / 24 engine fuelled with a fuel-water emulsion on engine speed

of water with fuel causes acceleration of the combustion of carbon. In normal conditions of fuelling with pure fuel, the combustion in SI engines continues with a very quick hydrogen combustion and a slower carbon combustion, which causes the losses connected with the afterburning and incomplete fuel burning in the process of expansion. The changes of the CO concentration that were registered during the experiment are shown in Fig. 2.

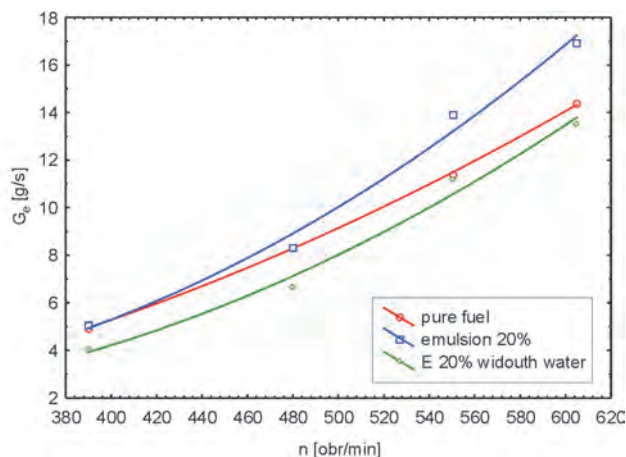
Apart from the above mentioned decrease in nitrogen oxides and carbon monoxide emission the use of fuel-water emulsion causes a variety of influences on the course of the combustion process in the cylinder. Among others, the presence of water in the combustion zone is a reason for temperature lowering of the combustion products, but at the same time for the growth of the exhaust gas specific volume. The low molecular mass of water vapor, in relation to the exhaust gases, causes a high temperature growth in the combustion chamber. It leads to the growth of the mean effective pressure and to the growth of the effective power of the engine.



Rys. 3. Zmiany średniego ciśnienia indykowanego przy zasilaniu silnika Sulzer typu 6AL20/24 emulsją paliwowo-wodną

Fig. 3. Changes of mean indicated pressure in the Sulzer 6AL20 / 24 engine fuelled with a fuel-water emulsion

Dawka paliwa na obieg emulsji wzrosła ze względu na obniżenie energii odniesionej do jednostki objętości wtryskiwanej do cylindra w porównaniu z analogiczną dawką czystego paliwa. Nie mniej jednak, po odliczeniu masy wody zawartej w emulsji, konsekwentnie do zmiany średniego ciśnienia indykowanego, zużycie paliwa zmalało (rys. 4). Dało to w efekcie wzrost sprawności ogólnej silnika o około 2%.



Rys. 4. Zmiany sekundowego zużycia paliwa przy zasilaniu silnika Sulzer typu 6AL20/24 emulsja paliwowo-wodną

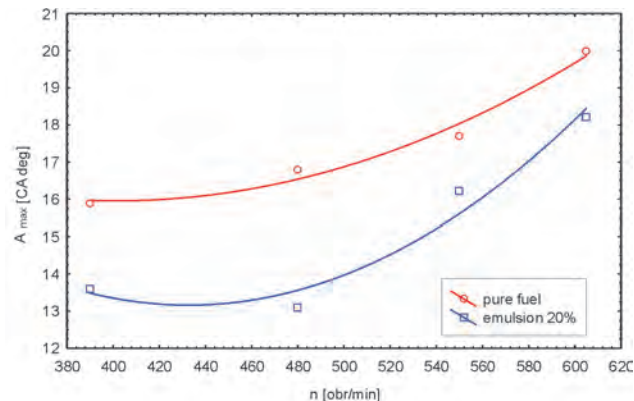
Fig. 4. Changes of the fuel consumption (by second) of the Sulzer 6AL20 / 24 engine fuelled with a fuel-water emulsion

Dalszy wzrost sprawności ogólnej silnika możliwy jest poprzez optymalizację doboru składu emulsji, jak również parametrów wtrysku, bądź też, jak podaje literatura [2], przez zastosowanie wtrysku pary wodnej do cylindra. Spodziewany efekt, to wzrost sprawności ogólnej silnika powyżej 50%.

Wyraźnie natomiast, w porównaniu do zmian wyżej prezentowanych wskaźników procesu spalania, zmienił się kąt

In the conducted tests using a 20% fuel-water emulsion, the small growth of indicated mean pressure was observed (Fig. 3) and at the same time, there were practically no changes in the maximum combustion pressure. This caused the growth of the indicated power.

The dose of fuel for the emulsion circulation grows because of the decrease in the energy related to the volume injected to the cylinder in comparison to an analogous dose

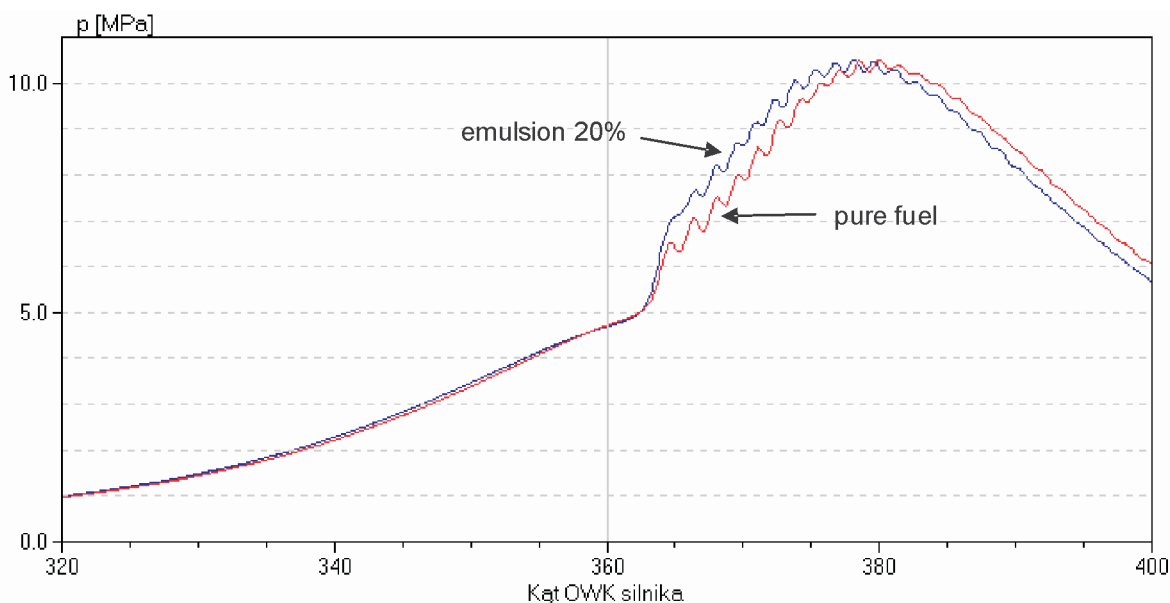


Rys. 5. Zmiany kąta występowania maksymalnego ciśnienia spalania A_{max} [°OWK] przy zasilaniu silnika Sulzer 6AL20/24 emulsja paliwowo-wodną

Fig. 5. Changes of the angle of a maximum combustion pressure A_{max} [CA deg] of the Sulzer 6AL20 / 24 engine fuelled with a fuel-water emulsion

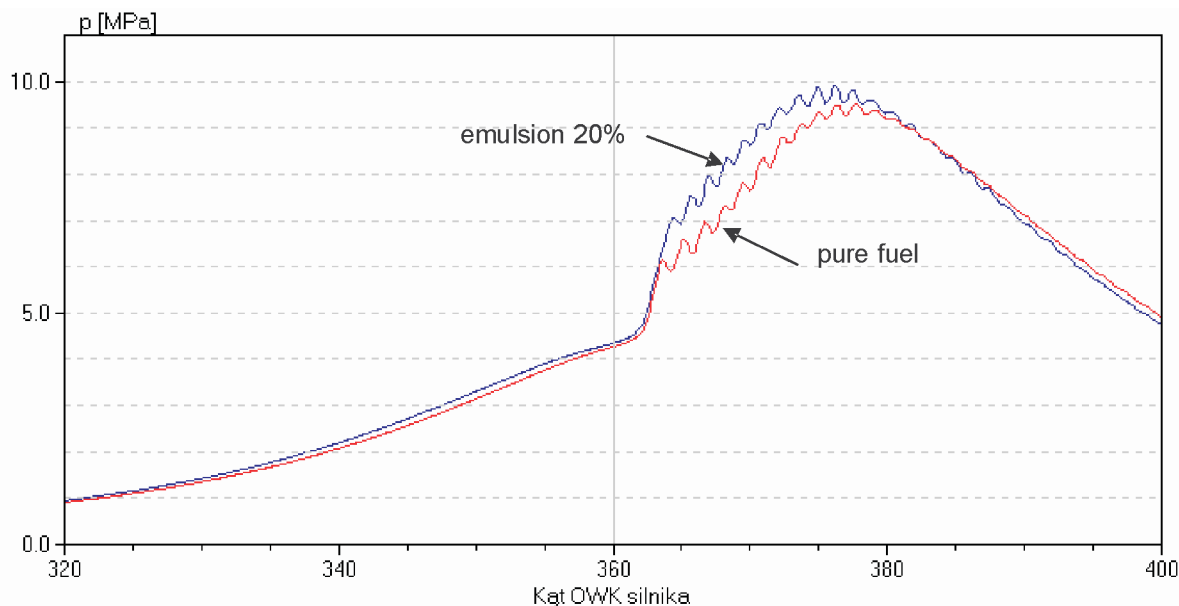
of pure fuel. However, after the deduction of water mass in the emulsion, relative to the change of the mean indicated pressure, the fuel consumption decreased (Fig. 4). It increased the overall efficiency of the engine by approximately 2%.

The further growth of the efficiency is possible through the optimization of the emulsion composition and also through the injection parameters or as is found in the litera-



Rys. 6. Zmiany ciśnienia spalania w punkcie pomiarowym 4 ($n = 605$ obr/min, $T_{iq} = 3,34$ kN·m) przy zasilaniu silnika Sulzer 6AL20/24 emulsja paliwowo-wodną

Fig. 6. Changes of the combustion pressure in measuring point 4 ($n = 605$ rpm, $T_{iq} = 3,34$ kN·m) of Sulzer 6AL20 / 24 engine fuelled with a fuel-water emulsion



Rys. 7. Zmiany ciśnienia spalania w punkcie pomiarowym 4 ($n = 550$ obr/min, $T_{iq} = 2,67$ kN·m) przy zasilaniu silnika Sulzer 6AL20/24 emulsją paliwowo-wodną

Fig. 7. Changes of combustion pressure in measuring point 4 ($n = 550$ rpm, $T_{iq} = 2,67$ kN·m) of the Sulzer 6AL20 / 24 engine fuelled with a fuel-water emulsion

wystąpienia maksymalnego ciśnienia spalania A_{max} , przesuwając się w stronę GMP dla przypadku zasilania silnika emulsją (rys. 5).

Świadczy to wyraźnie o roli, jaką odgrywa woda w procesie spalania. Zmiany wywołane jej aktywnym uczestnictwem w procesie spalania można zaobserwować na przebiegach ciśnienia spalania w punktach pomiarowych 3 i 4 (rys. 6 i 7).

3. Podsumowanie

Wyniki badań świadczą o tym, jak silnym reagentem jest woda w procesie spalania paliw węglowodorowych. W obszarze pracy silnika objętej eksperymentem uzyskano wzrost sprawności ogólnej rzędu 2%, przy znacznym zmniejszeniu emisji NO_x i CO.

Ogólnie można stwierdzić, że ze względu na osiągi i obciążenie podstawowych elementów konstrukcyjnych, doprowadzenie wody do cylindrów w postaci emulsji paliwowo-wodnej należy do najkorzystniejszych sposobów redukcji związków toksycznych zawartych w spalinach wylotowych silnika o ZS.

Dalsze plany badawcze autorów zmierzają będą w kierunku optymalizacji zarówno samego procesu wytwarzania emulsji, jak również sterowania jej składem z uwagi na dwa istotne, jak się wydaje, parametry, to jest na zmniejszenie emisji NO_x przy możliwie najlepszej sprawności ogólnej silnika.

Artykuł recenzowany

ture [2], through the use of an injection of water vapor to the cylinder. The expected effect is the growth of overall efficiency of the engine by over 50%.

It is clear however, that in comparison to the changes in the combustion process parameters presented above, the angle of maximum combustion pressure changed A_{max} . It moved in the direction of top dead centre (TDC) in the case of emulsion fuelling (Fig. 5).

This confirms the role that water plays in the combustion process. The changes caused by its active participation in the combustion process can be observed on combustion pressure curves in the measuring points 3 and 4 (Fig. 6 and 7).

3. Summary

The results of the tests confirm how strong a reacting substance water is in the process of hydrocarbon fuel combustion. In the engine area under investigation the growth of overall efficiency by approximately 2% was obtained, while the emission of NO_x and CO was considerably decreased.

In general, it can be stated that looking on the efficiency and load of the basic engine elements the introduction of water into the cylinders in the form of fuel-water emulsion is one of the most advantageous ways of toxic compounds reduction in the exhaust gases of SI engines.

The authors' further research steps will aim at the optimization of both the process of emulsion production and the control of its composition taking account of the two essential parameters: the decrease of NO_x emission reduction and maintaining the best possible efficiency of the engine.

Literatura/Bibliography

- [1] Bergier T., Piaseczny L.: Zakres i warunki badań emisji związków toksycznych w spalinach silników tłokowych napędu głównego okrętów. Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej nr 1(136), Gdynia 1998.
- [2] Chomiak J., Liljenfeldt Wartsila: Performance analysis of a Steam injected Diesel (STID) Engine. Marine Science and Technology for Sustainability – ENSUS 2000, CQD Journal, Newcastle 2000.
- [3] Kowalewicz A.: Podstawy procesów spalania. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2000
- [4] Velji A., Remmels W., Schmidt R. M.: Water to reduce NO_x emissions in diesel engines – a basic study. CIMAC, Interlaken 1995.
- [5] Masłow W. W.: Sowremiennyje metody snizenija sodierżanija wriednych wieszczestw w otrabotannyh gazach sudowych dizelej. Sudostrojenije nr 8-9 1995.
- [6] Paro D.: The Smokeless Engines. Marine News nr 1 – 2000, Wartsila NSD Corporation.
- [7] Piaseczny L., Zdraąg R.: Stanowisko do realizacji kompleksowych pomiarów cieplnych i do badania emisji związków toksycznych w spalinach wylotowych. Międzynarodowa Konferencja, Silniki w zastosowaniach wojskowych, SILWOJ'99, WAT – AMW, Jurata 1999.
- [8] Piaseczny L., Kniaziewicz T., Zdraąg R.: System pomiaru emisji związków toksycznych w spalinach wylotowych okrętowych silników spalinowych. XXIII Sympozjum Siłowni Okrętowych, Akademia Morska, Gdynia 2002.
- [9] Piaseczny L., Zdraąg R.: Wpływ zasilania emulsją paliwową na dymienie okrętowego silnika spalinowego. Journal of KONES – Internal Combustion Engines, Warszawa – Białsko-Biała 2003.
- [10] Piaseczny L., Zdraąg R.: Badania emisji związków toksycznych w nieustalonych stanach pracy okrętowego silnika spalinowego zasilanego emulsją paliwowo-wodną. Międzynarodowa Konferencja KONMOT-AUTOPROGRES'04, Kraków-Zakopane 2004.
- [11] Piaseczny L., Zdraąg R.: Wpływ zasilania emulsją paliwowo-wodną na toksyczność okrętowego silnika spalinowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej 598 Budownictwo Okrętowe Nr 65, Gdańsk 2004.
- [12] Bocheński C.I.: Wieloskładnikowy model procesu tworzenia sadzy w silniku z zapłonem samoczynnym. Archiwum Motoryzacji 3, 2000, PWN, Warszawa 2000.

Prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny – Akademia Marynarki Wojennej, Wydział Mechaniczno-Elektryczny, Gdynia.

Prof. Leszek Piaseczny D.Sc., Ph.D., M.E. – Naval University of Gdynia, Mechanical-Electric Faculty, Poland.



Dr inż. Zdzisław Zdraąg – Akademia Marynarki Wojennej, Wydział Mechaniczno-Elektryczny, Gdynia.

Mr Zdzisław Zdraąg Ph.D., M.E. – Naval University of Gdynia, Mechanical-Electric Faculty, Poland.

**Sylwetka znanego silnikowca****Prof. Jerzy Bohdan Dowkontt****(1906 – 1978)**

Profesor Jerzy Dowkontt urodził się 26 czerwca 1906 r. w Warszawie. Jego rodzicami byli Andrzej Dowkontt i Helena z Rekoszów.

Po ukończeniu w 1925 r. gimnazjum im. K. Kulwiecia w Warszawie uzupełniał wiedzę na matematyczno-fizycznym kursie przygotowawczym dla inżynierów przy Uniwersytecie w Rzymie. Następnie w 1927 r. został przyjęty na Wydział Mechaniczny Politechniki Warszawskiej. Studia na Oddziale Konstrukcyjnym będącym częścią tego Wydziału ukończył w 1935 r. i podjął pracę na stanowisku konstruktora w kierowanym przez inż. Zdzisława Rytla dziale silnikowym Biura Studiów Państwowych Zakładów Inżynierii (PZInż). We współpracy z inż. Jerzym Wernerem (od 1958 r. profesorem zwyczajnym Politechniki Łódzkiej) i inż. Wacławem Cywińskim (po II Wojnie światowej osiadł w Brazylii i był związany z firmą Volkswagen) skonstruował 8-cylindrowy silnik widlasty o zapłonie iskrowym i mocy 95 KM do luksusowego samochodu osobowego o roboczej nazwie Lux-Sport, a także 6 cylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym o mocy 70 KM i 6-cylindrowy silnik rzędowy o zapłonie iskrowym o mocy 85 KM do samochodu cięż-

zarowego oraz 6-cylindrowy silnik rzędowy o mocy 120 KM. Wspomniane silniki do samochodu osobowego i ciężarowego miały być produkowane w Polsce, lecz prace nad ich prototypami przerwały działania II wojny światowej. W tym samym czasie Jerzy Dowkontt był asystentem w Katedrze Termodynamiki kierowanej przez prof. Bohdana Stefanowskiego. Dnia 13 maja 1939 r. obronił pracę doktorską pt.: „O obiegach silników wybuchowych: zdławionym i zmiennosuwowym”, której promotorem był prof. Bohdan Stefanowski.

Z poślubioną Stefanią Pachowską miał dwoje dzieci: córkę Annę Ewę i syna Andrzeja Gerarda.

Po wybuchu wojny w 1939 r. został ewakuowany wraz z Państwowymi Zakładami Inżynierii w okolice Pińska, w miejsce przewidziane planem operacyjnym Wojska Polskiego. Po zajęciu tych terenów przez Armię Czerwoną przedostał się do Wilna, gdzie mieszkała Jego bliska rodzina. W Wilnie podjął pracę jako wykładowca w Szkole Technicznej na Antokolu, w której pracował do 1941 r. W tymże roku przebił się do Warszawy i rozpoczął pracę jako konstruktor w znanej fabryce „PERKUN” na Gocławiu i tu wraz z inż. Janem Wernerem skonstruował rodzinę trzech silników o za-

plonie samoczynnym, które zostały wykonane i poddane badaniom. Od kwietnia 1943 r. aż do wybuchu Powstania Warszawskiego pracował w Spółdzielni „Społem” jako mechanik w warsztatach samochodowych.

Na początku roku akademickiego 1945/46 został powołany przez organizującą się Politechnikę Łódzką w charakterze zastępcy profesora na Kierownika Katedry Silników Samochodowych. 5 kwietnia 1946 r. został mianowany profesorem nadzwyczajnym Politechniki Łódzkiej. W latach 1946-1949 był Kierownikiem Sekcji Samochodowej Wydziału Mechanicznego Politechniki Łódzkiej, opiekując się jednocześnie wakującymi placówkami: Katedrą i Zakładem Silników Lotniczych. W semestrze letnim 1948 r. prowadził na Wydziale Mechanicznym Politechniki Warszawskiej wykład Silniki Lotnicze w wymiarze 4 godzin tygodniowo, a w roku akademickim 1949/50 nowy wykład Silniki Lotnicze II w wymiarze 5 godzin tygodniowo w obu semestrach. Od 1948 r. Profesor pracował równolegle w Łodzi i w Warszawie. W 1951 r. został Kierownikiem Katedry Silników Pojazdów Mechanicznych, początkowo na Wydziale Mechanicznym Technologiczno-Konstrukcyjnym, a od 1 września 1953 r., kiedy to zostały rozdzielone kierunki: Samochodowy i Sprzętu Mechanicznego, na nowopowstałym Wydziale Samochodów i Ciągników Politechniki Warszawskiej. Jednocześnie 1 września 1953 r. został mianowany profesorem nadzwyczajnym silników pojazdów mechanicznych na tym Wydziale a 19 października 1964 r. uzyskał tytuł profesora zwyczajnego na Wydziale Maszyn Roboczych i Pojazdów Politechniki Warszawskiej. W okresie od 24 czerwca do 31 grudnia 1960 r. prof. J. Dowkontt był Dziekanem Wydziału Samochodów i Ciągników PW. Do przejścia na emeryturę 1 października 1976 r. kierował Zespołem Dydaktycznym Teorii i Konstrukcji Silników Spalinowych w Instytucie Pojazdów Politechniki Warszawskiej. W ciągu 40 lat pracy w Politechnice Warszawskiej Profesor prowadził wykłady z Silników Pojazdów Mechanicznych, Silników Lotniczych, Silników Przepływowych, Teorii Maszyn Ciepłych, Sprężarek i Dynamiki Gazów. Tak szeroki zakres wykładów prowadzonych przez Profesora J. Dowkontta świadczy o ogromnym obszarze Jego zainteresowań i możliwościach intelektualnych, wielkiej pracowitości i erudycji. W okresie działalności zawodowej Profesora prace naukowe kierowanego przez Niego zespołu koncentrowały się na badaniach nad zwiększeniem ekonomii tłokowych silników spalinowych. Szczególne są zasługi Profesora w zakresie kształcenia kadry naukowej. Był promotorem 18 prac doktorskich, w tym siedmiu prac pracowników Katedry Silników Pojazdów Mechanicznych oraz opiekunem kilku prac habilitacyjnych.

Zainteresowania naukowe Profesora dotyczyły także Termomechaniki wiążącej zjawiska cieplne ze zmianami prędkości układów materialnych, a ponadto Elektromechaniki łączącej zjawiska elektryczne i mechaniczne. Efektem przemysłów Profesora były oryginalne publikacje: „O istocie ciepła”, „O istocie elektrowni” i „O polu elektromechanicznym”.

Do szczególnego dorobku wydawniczego Profesora J. Dowkontta należą monografie: „Teoria maszyn ciepłych” i „Teoria silników ciepłych” wydana przez WKiŁ w 1973 r.

Od 1950 r. jako członek korespondent Profesor brał żywy udział w pracach Towarzystwa Naukowego Warszawskiego, pełnił także funkcję zastępcy Kierownika Zakładu Termoenergetyki PAN. W latach 1946–1950 był organizatorem i sekretarzem generalnym Instytutu Włókienniczego w Łodzi. W latach 1948–1950 organizował i był pierwszym Kierownikiem Instytutu Techniki Ciepłej w Łodzi, a w latach 1953–1954 przewodniczącym i członkiem Rady Naukowej tegoż Instytutu. W latach 1953–1955 był członkiem i przewodniczącym Rady Naukowej Instytutu Transportu Samochodowego w Warszawie. Od 1961 r. Profesor był członkiem Polskiego Towarzy-



stwa Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej oraz członkiem i zastępcą przewodniczącego Rady Instytutu Wzornictwa Przemysłowego w Warszawie.

Oprócz realizacji wysokiej rangi prac teoretycznych i eksperymentalnych prof. J. Dowkontt chętnie brał udział w pracach inżynierskich, co było Jego zamierzonym postępowaniem oraz wyrazem pewnej filozofii życia. Także jako profesor zwyczajny był czynnym rzeczoznawcą samochodowym.

W uznaniu zasług Profesor otrzymał Krzyż Kawalerski i Oficerski Polonia Restituta. W roku 1974 został laureatem Nagrody Indywidualnej MNSzWiT I stopnia za podręcznik „Teoria Silników Ciepłych” oraz w 1976 r. otrzymał Nagrodę Indywidualną MNSzWiT stopnia I za całokształt działalności dydaktyczno-wychowawczej.

Dla swoich współpracowników i studentów Profesor Jerzy Dowkontt był mistrzem, wzorem taktu, człowiekiem o wielkiej kulturze, a także ogromnej wiedzy. Trwale zapisał się w naszej pamięci jako świetny wykładowca i oryginalny egzaminator, niezwykle życzliwy ludziom, zwłaszcza tym, którzy znaleźli się w potrzebie, był lubiany i cieszył się wielkim szacunkiem, nawet tych osób, które nie zawsze podzielały Jego oryginalne poglądy naukowe.

Z okazji Jubileuszu 50-lecia Wydziału Samochodów i Maszyn Roboczych pamięć o Profesorze została uczczona wmurowaniem w jednym z audytoriów Wydziału SiMR tablicy pamiątkowej ufundowanej przez wychowanków Profesora, o którym napisali: „Prawy, życzliwy o wielkiej kulturze wychowawca młodzieży”.

Z wielkim żalem pożegnaliśmy Pana Profesora Jerzego Dowkontta, który zmarł dnia 7 stycznia 1978 r. Spoczywa na Cmentarzu Powązkowskim w Warszawie w kwaterze 275 rząd 1 miejsce 14/15.

Dr inż. Stanisław ORZESZAK

Nowe Silniki Spalinowe – Frankfurt 2005

W Frankfurcie nad Menem co dwa lata organizowana jest największa w Europie wystawa samochodów osobowych (IAA – niem: *Internationale Auto-Austellung*). Obok wielu nowych modeli samochodów jest to doskonała okazja do prezentacji najnowszych konstrukcji układów napędu pojazdów, wśród których najważniejsze miejsce zajmują nowe silniki spalinowe.

W tym roku można było zanotować wyraźne tendencje, jakie obowiązują przy projektowaniu nowych źródeł napędu pojazdów.

Pierwszą z nich jest *downsizing*, który stanowi obecnie obowiązkową regułą przy projektowaniu nowych silników z zapłonem iskrowym i samoczynnym. Drugą jest coraz bardziej powszechne wprowadzanie hybrydowych układów napędowych, natomiast trzecia tendencja związana jest z fabryczną ofertą pojazdów przystosowanych do zasilania gazem ziemnym.

W związku z koniecznością dostosowania pojazdów do wymagań normy EURO IV wiele firm wprowadziło znaczną modyfikację oferowanej palety jednostek napędowych. W ramach tych działań powszechne stało się stosowanie filtrów cząstek stałych w pojazdach wyposażonych w silniki o zapłonie samoczynnym.

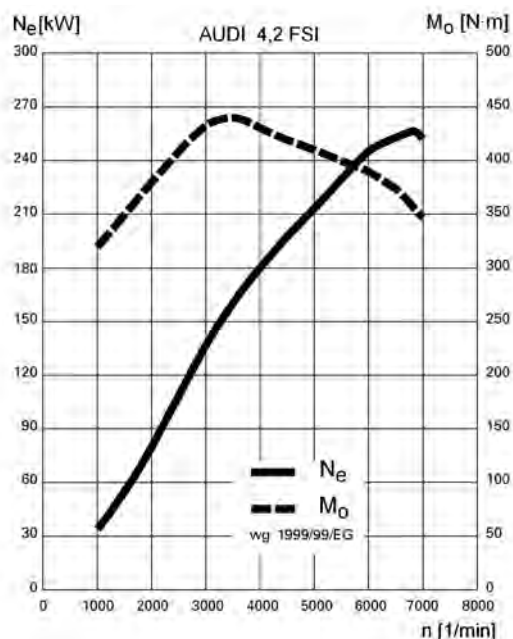
Ponieważ w ostatnich latach wiele marek połączonych zostało w wielkie, globalne koncerny motoryzacyjne, regułą stało się także stosowanie silników jednego typu w wielu różnych modelach pojazdów, o czym często nie wiedzą nawet ich użytkownicy.



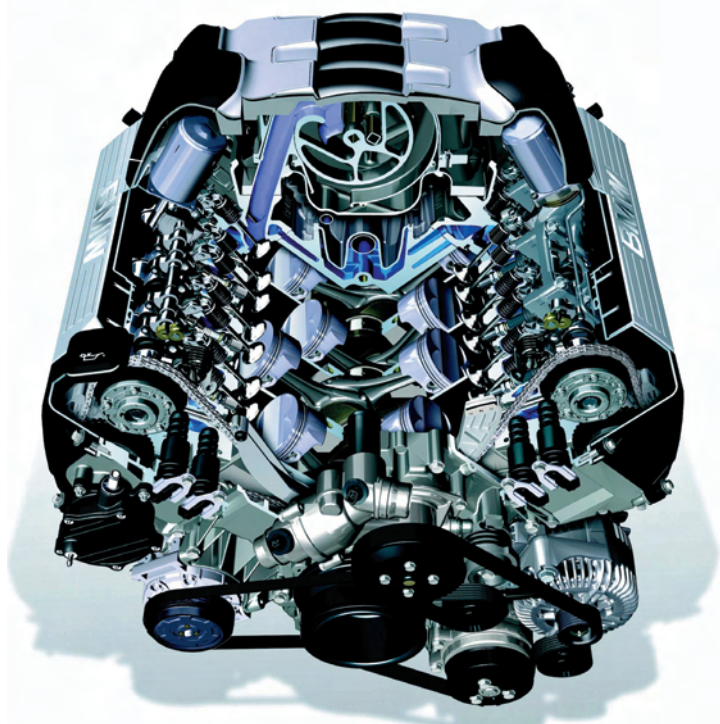
Największą ekspozycję oraz najwięcej nowości z dziedziny źródeł napędu przedstawili gospodarze targów, czyli niemiecki przemysł motoryzacyjny.

Firma Audi zaprezentowała zmodyfikowaną wersję znanego silnika V8 4,2 dm³ (rys. 1). Silnik ten, montowany w nowym, terenowym modelu Q7 otrzymał układ bezpośredniego wtrysku benzyny FSI, dzięki czemu rozwija teraz moc 257 kW przy 6800 obr/min oraz maksymalny moment obrotowy 440 N·m przy 3500 obr/min (rys. 2). Ponadto zaprezentowano również prototyp hybrydowej odmiany tego pojazdu o nazwie Q7 Hybrid. W samochodzie tym silnik V8 4,2 FSI współpracuje z maszyną elektryczną, która w razie potrzeby może wspomagać silnik spalinowy momentem obrotowym 200 N·m. Układ hybrydowy pozwala na elektryczny napęd pojazdu do prędkości 30 km/h, a także odzysk energii przy hamowaniu. Zastosowany układ hybrydowy wraz z baterią akumulatorów niklowych zwiększa masę pojazdu o niecałe 7%, natomiast w stosunku do seryjnej wersji modelu Q7 wersja hybrydowa ma znacznie lepsze osiągi, a średnie zużycie paliwa w teście NEDC zmniejszyło się o 13%.

Swą premierę w Frankfurcie miały dwa nowe silniki ZI z firmy BMW. Są to jednostki V8 wyposażone w system rozrządu Valvetronic: pierwszy o objętości skokowej 4,0 dm³ i mocy 225 kW oraz drugi 4,8 dm³ o mocy 270 kW (rys. 3). Ponadto znacznej modyfikacji poddano 6-cylindrowy silnik ZS o objętości skokowej 3,0 dm³ (rys. 4), który otrzymał piezoelektryczne wtryskiwacze. Masę silnika zmniejszono o 25 kg, natomiast jego moc wzrosła do 170 kW. Podobnym modyfikacjom poddano silnik ZS V8, który w obecnej formie ma objętość skokową 4,4 dm³ i rozwija moc 242 kW, a maksymalny moment obrotowy



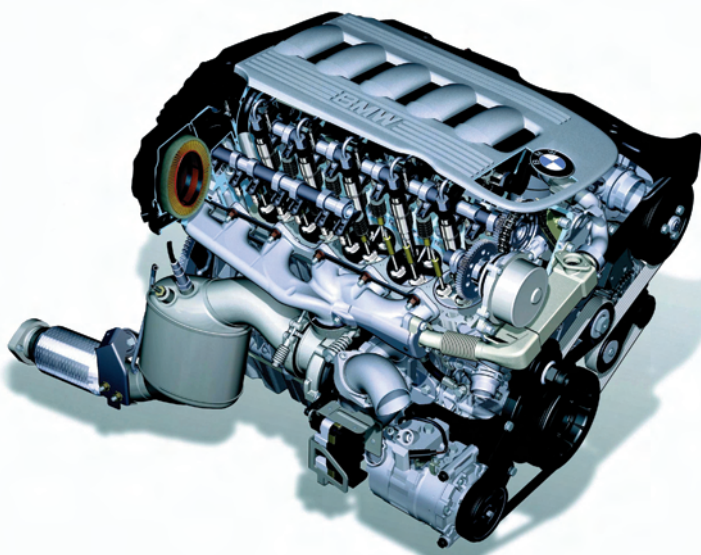
Rys. 2. Charakterystyka zewnętrzna silnika Audi 4,2 FSI



Rys. 3. Przekrój silnika ZI firmy BMW 4,8 dm³ z systemem rozrządu Valvetronic

750 N·m dostępny jest w przedziale prędkości obrotowej 1900–2500 obr/min (rys. 5). Oba silniki seryjnie są wyposażone w filtry cząstek stałych.

Duża część ekspozycji firmy BMW poświęcono innowacyjnym koncepcjom napędu pojazdów. Pierwszy z tego typu pojazdów to model X3 Active Hybrid wyposażony w nowy silnik ZI o bezpośrednim wtrysku benzyny i maszyną elektryczną o mocy 30 kW (chwilowo do 60 kW). Zastosowany układ wyposażony został w zestaw specjalnych, dwuwarstwowych kondensatorów, zwanych Super Caps, które



Rys. 4. Przekrój silnika ZS firmy BMW 3,0 dm³ z piezoelektrycznymi wtryskiwaczami i aluminiowym kadłubem



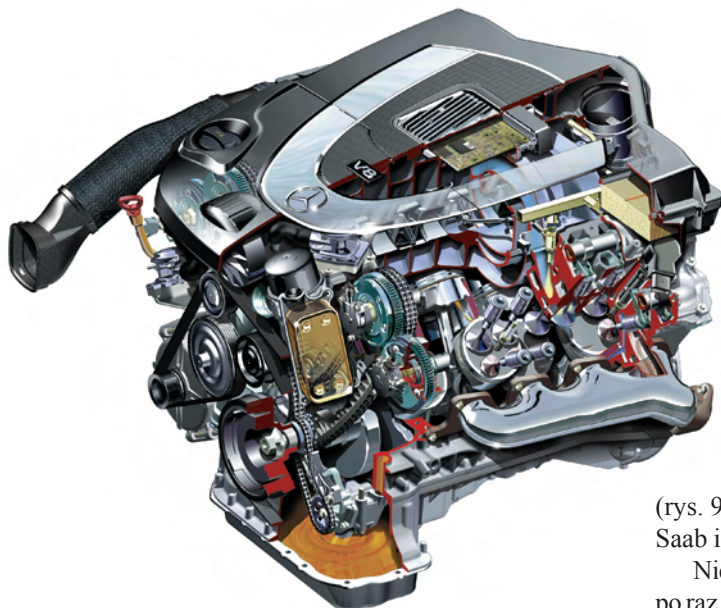
Rys. 5. Widok silnika ZS firmy BMW V8 4,4 dm³

umieszczone zostały w progach nadwozia pojazdu. Ich zaletą w porównaniu do akumulatorów jest znacznie szybsze oddawanie i przyjmowanie energii. W systemie Active Hybrid wspomaganie elektryczne silnika spalinowego następuje przy szybkim zwiększaniu obciążenia, gdy sprawność silnika spalinowego ulega zwykle zmniejszeniu. Istnieje również możliwość na krótkim odcinku drogi korzystania wyłącznie z napędu elektrycznego. Ładowanie kondensatorów następuje nie tylko przy uruchamianiu hamulca, lecz zawsze, kiedy następuje zmiana kierunku momentu obrotowego na kołach pojazdu.

Tradycyjnie, na ekspozycji BMW przedstawiono kolejne propozycje wykorzystania wodoru jako paliwa silnikowego. Tym razem zaprezentowano zasilaną wodorem limuzynę serii 7 oraz wycyzynowy pojazd o nazwie H₂R, wyposażony w zasilany wodorem silnik V12 o mocy 210 kW. Przedstawiono też różne koncepcje wytwarzania, dystrybucji i przechowywania wodoru w pojazdach.

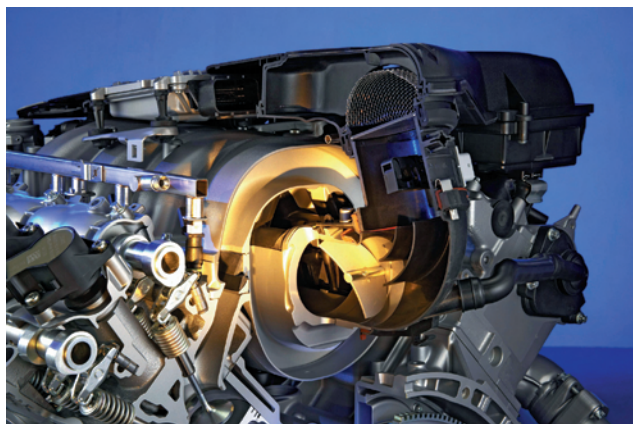
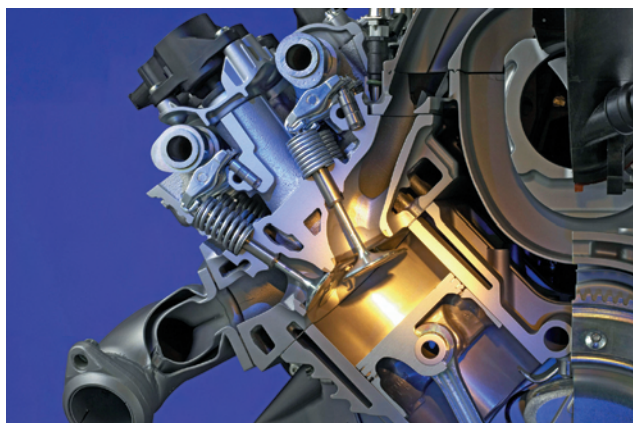
Mercedes Benz prezentując nowy model klasy S pokazał również przyszłościową koncepcję napędu tej luksusowej limuzyny o nazwie „Bluetec Hybrid”. Pojazd wyposażono w nowy silnik ZS V6-3,2 dm³, w którym do redukcji tlenków azotu zastosowano metodę SCR (*Selective Catalytic Reduction*), wykorzystując dodatek o nazwie „AdBlue”, będący roztworem mocznika. Zbiornik z dodatkiem „AdBlue” umieszczony został w zagłębieniu koła zapasowego. Ponadto silnik ten współpracuje z maszyną elektryczną o mocy 6 kW, która pełni rolę rozrusznika oraz agregatu wspomagającego silnik spalinowy przy gwałtownym przyspieszaniu oraz pozwala na odzysk energii hamowania. Prezentowany prototyp zużywa o około 10% mniej paliwa w stosunku do seryjnej wersji S320 CDI. W nowym modelu klasy S znalazł się także nowy silnik ZI V8 o objętości skokowej 5,4 dm³ i mocy 285 kW (rys. 6, 7). Należy on do nowej generacji silników, które stopniowo zastępują stosowane dotąd jednostki o 3 zaworach sterujących wymianą ładunku w każdym z cylindrów (rys. 8).

Należąca do marki Mercedes Benz firma AMG zaprezentowała w Frankfurtie najmocniejszy, seryj-

Rys. 6. Przekrój silnika ZI firmy Mercedes Benz V8 5,4 dm³

nie produkowany nie doładowany silnik V8 na świecie (por. s. 82). Ta potężna jednostka o objętości skokowej 6,3 dm³ i rozwijająca moc 375 kW znalazła miejsce pod maską modeli klasy ML i R, a wkrótce trafi też do limuzyn klasy S.

O możliwościach tkwiących w silnikach z zapłonem samoczynnym można się było przekonać analizując parametry

Rys. 7. Układ dolotowy silnika ZI firmy Mercedes Benz V8 5,4 dm³Rys. 8. Komora spalania silnika ZI firmy Mercedes Benz V8 5,4 dm³

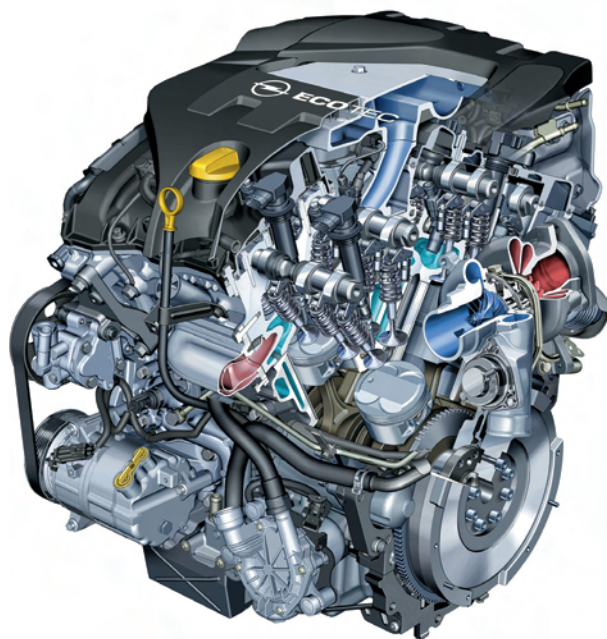
silnika zastosowanego w prototypie firmy Opel o nazwie Antara GTC. Jednostka napędowa tego pojazdu jest odmianą znanego silnika ZS 1,9 CDTI, który po wyposażeniu w dwie turbosprężarki rozwija moc 156 kW oraz maksymalny moment obrotowy 400 N·m. Jak większość nowych jednostek tego typu jest on seryjnie wyposażony w filtr cząstek stałych.

Firma Opel zaprezentowała też model Zafira wyposażony w silnik 1,6 dm³ przystosowany fabrycznie do zasilania gazem ziemnym, a także prototyp Astra z hybrydowym układem napędu, składającym się z produkowanego w Polsce silnika ZS 1,7 CDTI i dwóch silników elektrycznych o mocy 30 i 40 kW. Ponadto swą premierę miał nowy silnik ZI z turbodoładowaniem V6 2,8 dm³, o mocy 170-184 kW (rys. 9), który przeznaczony jest dla pojazdów marki Opel, Saab i Cadillac.

Niewątpliwie najciekawszym silnikiem zaprezentowanym po raz pierwszy w Frankfurcie była jednostka 1,4 TSI (rys. 10) marki Volkswagen. Ze względu na bardzo interesującą koncepcję jednostka ta została szczegółowo opisana na stronach 73-76.

Drugą nowością Volkswagena był silnik 2,0 TDI, zaprezentowany w Frankfurcie w wersji o mocy 125 kW ($M_0 = 350$ N·m). Silnik ten wyposażony został w nową generację piezoelektryczne pompowtryskiwacze umożliwiające wtrysk paliwa pod ciśnieniem 220 MPa oraz w filtr cząstek stałych, który nie wymaga stosowania dodatków do paliwa.

Dział badań firmy Volkswagen zaprezentował interesującą koncepcję systemu spalania, noszącego nazwę CCS (*Combined Combustion System*), w którym, jak określa producent, zawarto syntezę doświadczeń zebranych z systemów spalania FSI i TDI. Dla tego nowego systemu spalania opracowano również specjalne, syntetyczne paliwa: pierwsze

Rys. 9. Przekrój turbodoładowanego silnika ZI firmy Opel V6 2,8 dm³



Rys. 10. Silnik 1,4 TSI firmy Volkswagen z systemem doładowania *Twincharger*

o nazwie „SynFuel”, otrzymywane z gazu ziemnego i drugie o nazwie „SunFuel”, otrzymywane z biomasy. Według oświadczenia firmy silniki korzystające z koncepcji CCS powinny zostać wprowadzone do seryjnej produkcji w 2011 lub najpóźniej w roku 2013.

Firmy Renault i Nissan zaprezentowały wspólną konstrukcję całkowicie nowego silnika ZS o objętości skokowej 2,0 dm³, który przeznaczony jest do samochodów klasy średniej (rys. 11). Ciekawą cechą tego 16-zaworowego silnika jest umieszczenie kanałów dolotowych i wylotowych po obu stronach głowicy, dzięki czemu uzyskano bardzo silne zawirowanie ładunku w komorze spalania. Układ zasilania *common rail* z piezoelektrycznymi wtryskiwaczami

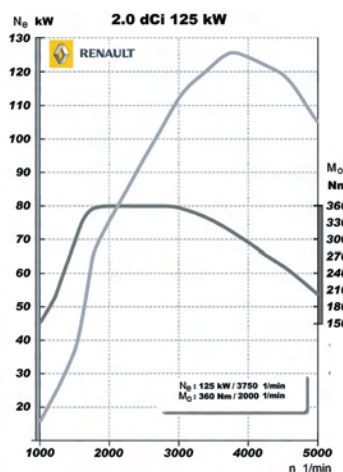


Rys. 11. Przekrój silnika Renault 2,0 dCi

umożliwia podział wtryskiwanej dawki paliwa na 5 części. Silnik ten jest produkowany w kilku odmianach w zakładach Cleon we francuskiej Normandii. W wersji o mocy 110 kW ($M_0 = 340$ N·m) silnik ten jest montowany w modelu Laguna, natomiast w przygotowaniu znajduje się wersja o mocy 129 kW, przeznaczona dla różnych modeli marki Renault i Nissan (rys. 12).

Ciekawą konstrukcją jest prototyp silnika firmy Daihatsu, który po raz pierwszy zaprezentowano pod nazwą „TOPAZ” 2CDDI pod koniec 2003 roku. Na wystawie w Frankfurtie prezentowano kolejną wersję tej interesującej jednostki napędowej noszącej teraz nazwę 2CDDI-II. W obecnej

wersji jest to rzędowy, 2-cylindrowy silnik dwusuwowy o objętości skokowej 1200 cm³, który rozwija moc maksymalną 65 kW przy 3800 obr/min oraz maksymalny moment obrotowy 230 N·m przy 1800 obr/min. W silniku zastosowano system wzdłużnego płukania cylindra z dwoma zaworami wylotowymi w głowicy. Silnik wyposażony został w system doładowania z mechanicznie napędzaną sprężarką typu Roots i klasyczną turbosprężarką oraz układ za-



Rys. 12. Charakterystyka zewnętrzna silnika Renault 2,0 dCi

silania typu *common rail* o maksymalnym ciśnieniu wtrysku 160 MPa, z czterostopniowym podziałem dawki wtryskiwanego paliwa. Być może już niedługo silnik ten, który według zapewnień producenta będzie najbardziej oszczędną jednostką napędową w prezentowanej klasie i będzie spełniał wymagania normy EURO V, stanie się pierwszym silnikiem dwusuwowym nowej generacji, który znajdzie zastosowanie w seryjnych pojazdach.

Obok prawdziwych nowości wiele firm zaprezentowało w Frankfurtie zmodyfikowane wersje dotychczas produkowanych silników. Zmiany te dotyczyły najczęściej zwiększenia mocy jednostkowej lub też związane były z koniecznością spełnienia norm emisji spalin.

Zaprezentowane na wystawie w Frankfurtie nowe zespoły napędowe pojazdów nie zapowiadają jeszcze rewolucyjnych zmian w tej dziedzinie. Dają jednak wyraźny sygnał dla konstruktorów i producentów, w jakim kierunku należy rozwijać konstrukcję nowych silników spalinowych. Analiza przedstawionych nowości potwierdza przy tym tezę, że w najbliższej przyszłości silnik spalinowy w znanej nam postaci będzie nadal podstawowym źródłem napędu pojazdów samochodowych i nic nie wskazuje na to, by można go było szybko zastąpić.

Marek BRZEŹAŃSKI

Volkswagen 1,4 TSI – nowa generacja silników o zapłonie iskrowym

Po okresie ogromnych postępów w dziedzinie rozwoju silników o zapłonie samoczynnym nadszedł w końcu czas na odpowiedź ze strony konstruktorów silników o zapłonie iskrowym.

Odpowiedzią tą jest jednostka o zapłonie iskrowym skonstruowana w firmie Volkswagen, oznaczona symbolem 1,4 TSI, która prezentuje obowiązującą obecnie tendencję rozwojową zwaną *downsizing*. Silnik ten był najważniejszą premierą wśród nowych jednostek napędowych zaprezentowanych we wrześniu 2005 roku na wystawie samochodów we Frankfurcie. Jest to pierwszy nowoczesny silnik tego typu, który pod względem zużycia paliwa oraz osiąągów może stanowić realną konkurencję dla najnowszej generacji silników o zapłonie samoczynnym (rys. 1).

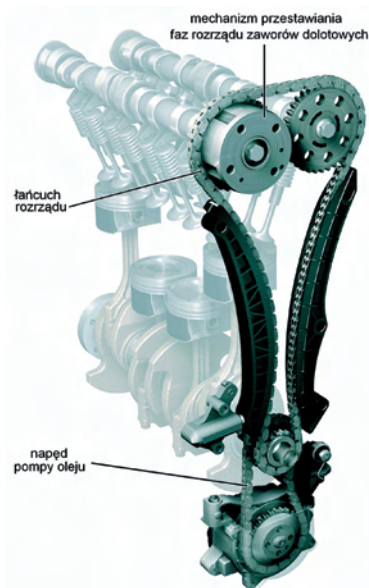


Rys. 1. Widok silnika VW 1,4 TSI

Nowy symbol, jakim oznaczony został silnik TSI wywodzi się ze skrótu *Twincharger Stratified Injection*, co oznacza podwójnie doładowany silnik o uwarstwowionym wtrysku paliwa. Jednostka ta, wyróżnia się bardzo dużą mocą jednostkową, wynoszącą 90 kW/dm³, zajmując w tej kategorii czołową pozycję wśród silników przeznaczonych do popularnych, seryjnie produkowanych pojazdów.

Podstawowe elementy konstrukcyjne nowego silnika wywodzą się ze znanej jednostki marki Volkswagen, należącej do serii EA 111 o objętości skokowej 1390 cm³, która w wersji z wielopunktowym wtryskiem paliwa rozwija moc 55 kW, a w wersji FSI z bezpośrednim wtryskiem benzyny moc 66 kW.

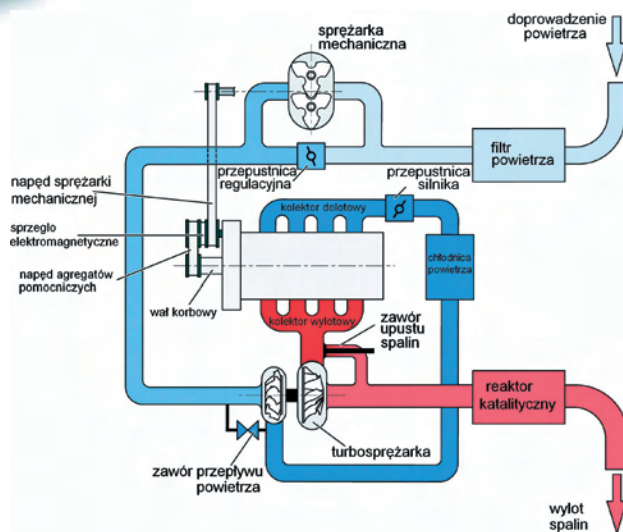
W silniku TSI żeliwny kadłub otrzymał niezbędne wzmocnienia, dzięki którym może teraz przejąć znacznie większe obciążenia. Odległość pomiędzy osiami cylindrów nie uległa zmianie i wynosi 82 mm, podobnie jak skok tłoka i średnica cylindra wynoszące odpowiednio 75,6 mm i 76,5 mm.



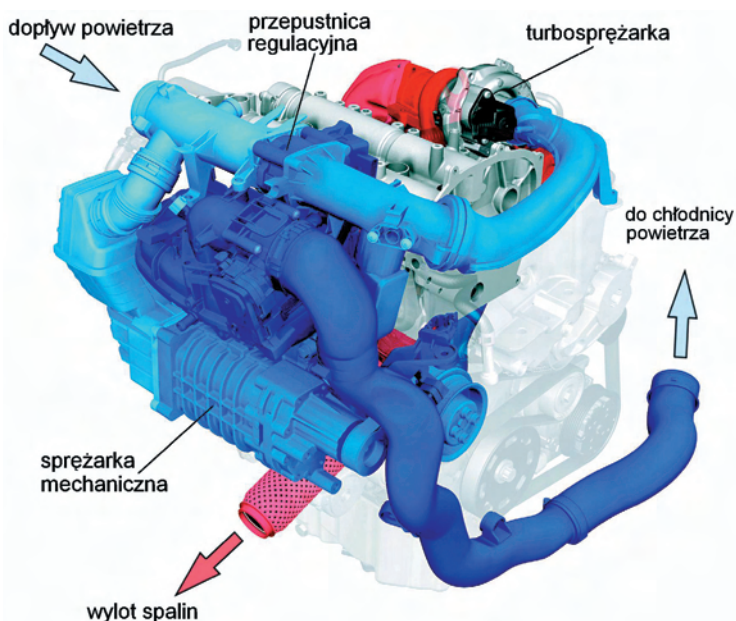
Rys. 2. Układ rozrządu silnika VW 1,4 TSI

Układ rozrządu wyposażony został w mechanizm zmiany faz rozrządu zaworów dolotowych dopasowany do współpracy z systemem doładowania (rys. 2).

Najbardziej interesującym układem silnika TSI jest nowoczesny system doładowania zwany *Twincharger*, realizowany za pomocą mechanicznie napędzanej sprężarki typu Roots oraz klasycznej turbosprężarki. Obie sprężarki pracują w systemie szeregowym, przy czym sprężarka mechaniczna w sposób ciągły wspomaga turbodoładowanie wyłącznie w zakresie prędkości obrotowej do 2400 obr/min, natomiast w za-



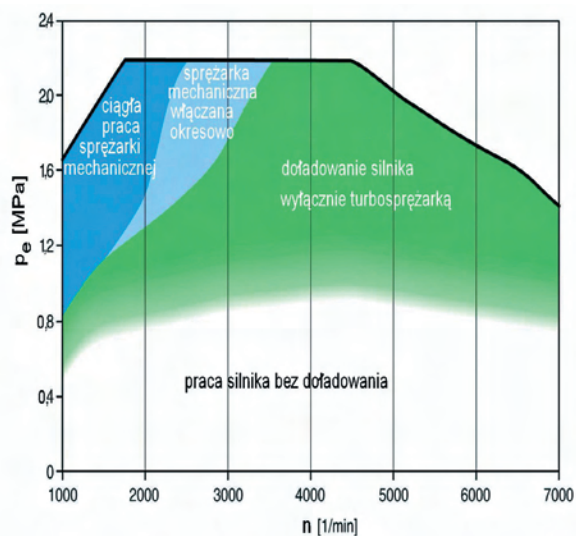
Rys. 3. Schemat systemu doładowania *Twincharger*



Rys. 4. Rozmieszczenie elementów składowych systemu doładowania Twincharger

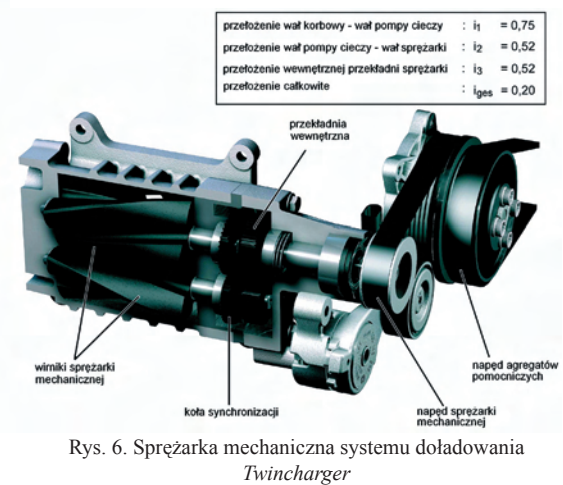
kresie do 3500 obr/min może nastąpić chwilowe jej dołączenie, co następuje w przypadku nagłego wzrostu obciążenia. Decyduje o tym system sterowania w zależności od wartości ciśnienia doładowania. System sterowania decyduje również o położeniu przepustnicy regulacyjnej, której zadaniem jest kierowanie zasysanego powietrza do sprężarki mechanicznej lub turbosprężarki (rys. 3, 4).

Przy prędkości obrotowej powyżej 3500 obr/min funkcje doładowania przejmuje wyłącznie turbosprężarka, natomiast sprężarka mechaniczna jest odłączona od napędu. Ponieważ sprężarka mechaniczna pracuje tylko w niewielkim polu pracy silnika, pozwala to na uniknięcie zwiększonego zużycia paliwa w pozostałym okresie pracy, ponieważ napęd sprężarki jest odłączony (rys. 5).

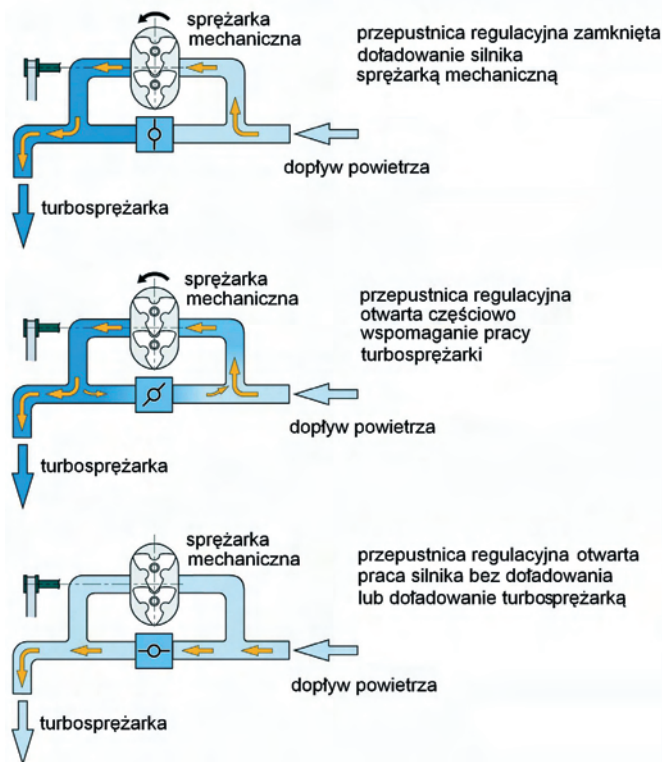


Rys. 5. Obszary pracy systemu doładowania Twincharger

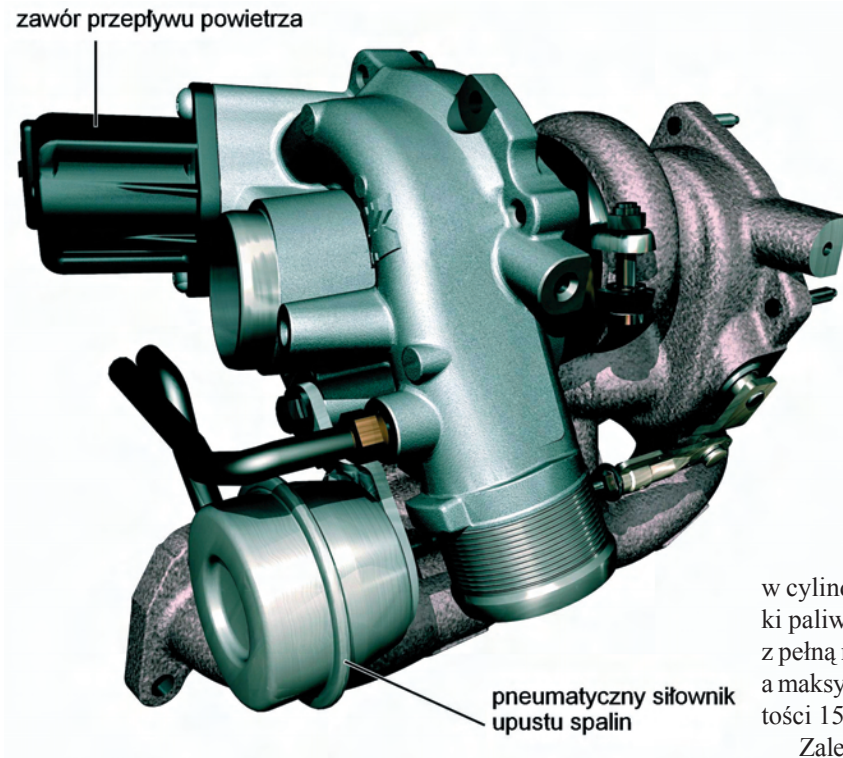
Sprężarka mechaniczna wyposażona jest w wewnętrzną przekładnię, która zwiększa prędkość obrotową wirników w stosunku do prędkości obrotowej wałka napędowego oraz w system synchronizacji współpracy wirników. Napędzana jest pasem wieloklinowym od koła pasowego pompy cieczy chłodzącej poprzez sprzęgło elektromagnetyczne współpracujące z systemem sterowania silnika, co umożliwia w razie potrzeby krótkotrwałe włączenie sprężarki. Dzięki odpowiednio dobranemu przełożeniu napędu sprężarki, już przy prędkości obrotowej biegu jałowego gwarantuje ona ciśnienie doładowania wynoszące 0,18 MPa (rys. 6, 7).



Rys. 6. Sprężarka mechaniczna systemu doładowania Twincharger



Rys. 7. Schemat pracy sprężarki mechanicznej w systemie doładowania Twincharger

Rys. 8. Turbosprężarka systemu doładowania *Twincharger*

Zastosowana turbosprężarka o nieruchomych łopatkach kierownic, wyposażona jest w zawór upustowy spalin oraz zawór pozwalający na przepływ powietrza poza wirnikiem pompy w okresie, gdy sprężarka mechaniczna dostarcza większe ciśnienie doładowania niż turbosprężarka. Charakterystyka turbosprężarki dobrana została do pracy w zakresie średniej i dużej prędkości obrotowej silnika (rys. 8).

System doładowania silnika TSI umożliwił bardzo szybką reakcję na zmianę obciążenia i prędkości obrotowej i szybkie osiągnięcie żądanej wartości ciśnienia doładowania w całym zakresie jego pracy. Największa wartość ciśnienia doładowania wynosząca ok. 0,25 MPa występuje przy pełnym obciążeniu i prędkości obrotowej silnika wynoszącej 1500 obr/min. Dla porównania ciśnienie doładowania, jakie można uzyskać przy tej prędkości tylko z turbosprężarki wynosiłoby ok. 0,13 MPa.

W silniku TSI zastosowano zmodyfikowaną wersję układu bezpośredniego wtrysku

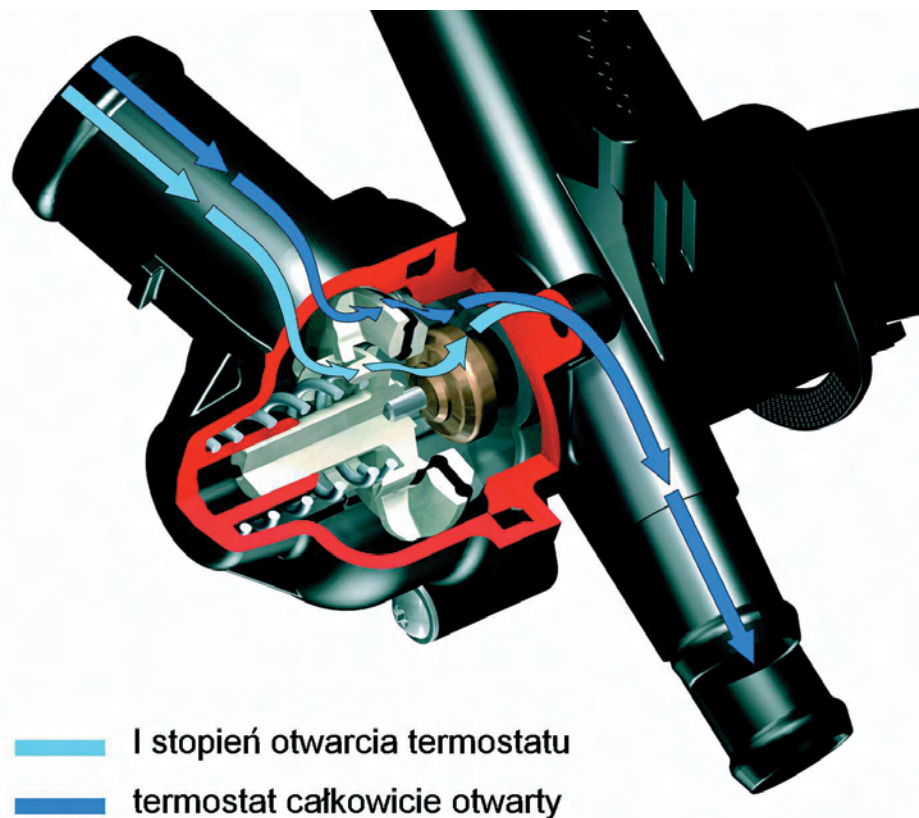


Rys. 9. 6-otworowy wtryskiwacz silnika VW 1,4 TSI

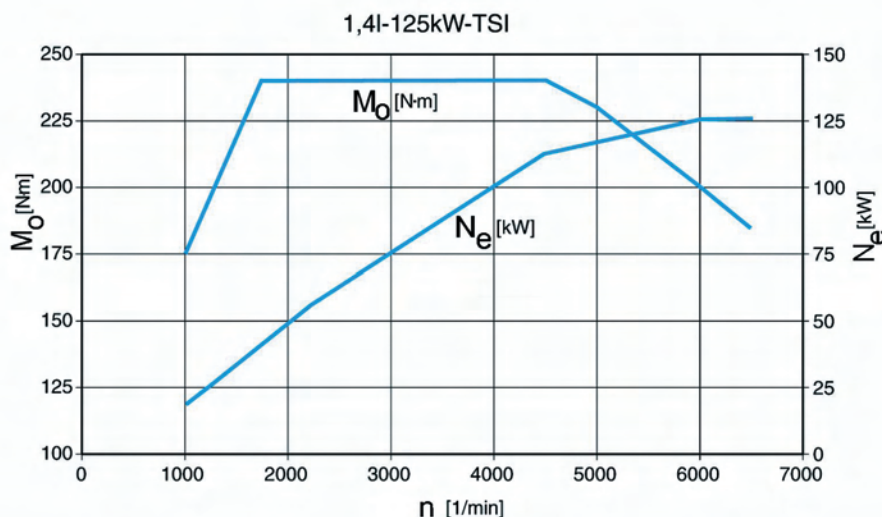
skru benzyny, znanego z jednostek FSI. Podobnie jak w tym silniku, wtryskiwacz znajduje się pomiędzy kanałami dolotowymi a dolną płaszczyzną głowicy. Z uwagi na większe ciśnienie czynnika w cylindrze oraz większą rozpiętość wielkości dawki paliwa pomiędzy pracą na biegu jałowym i pracy z pełną mocą, zastosowano 6-otworowy rozpylacz, a maksymalne ciśnienie wtrysku zwiększono do wartości 15 MPa (rys. 9).

Zaletą bezpośredniego wtrysku paliwa była możliwość zastosowania w doładowanym silniku o zapłonie iskrowym stopnia sprężania $\epsilon = 10$, bez obawy występowania spalania stukowego.

Z uwagi na duże obciążenie mechaniczne i ciepłe elementów silnika dużą uwagę zwrócono na układ smarowania silnika oraz układ chłodzenia. Ponieważ turbosprężarka



Rys. 10. Termostat układu chłodzenia silnika VW 1,4 TSI



Rys. 11. Charakterystyka zewnętrzna silnika VW 1,4 TSI

jest chłodzona olejem smarującym, podobnie jak tłoki, na które natrykiwany jest olej z dysz umieszczonych w kadłubie silnika, układ smarowania wyposażony został w chłodnicę oleju o dużej powierzchni wymiany ciepła. W układzie chłodzenia, który pracuje z podwyższonym ciśnieniem czynnika chłodzącego zastosowano nowego typu termostat o dwóch stopniach otwarcia, co było konieczne ze względu na dużą zmienność ilości ciepła wydzielanego w komorze spalania. Podczas pracy na biegu jałowym lub eksploatacji z małą i średnią wartością obciążenia wystarczający przepływ czynnika chłodzącego gwarantuje pierwszy stopień otwarcia termostatu, natomiast przy korzystaniu w większych obciążeniach otwiera się pełny przepływ czynnika chłodzącego (rys. 10).

W porównaniu do jednostek o podobnej objętości skokowej osiągi silnika 1,4 TSI są imponujące. Moment obrotowy o wartości większej niż 200 N·m osiąga on w zakresie

prędkości obrotowej 1250 do 6000 obr/min, natomiast maksymalna wartość momentu obrotowego, wynosząca 240 N·m ma stałą wartość w zakresie prędkości obrotowej 1750 do 4500 obr/min. Maksymalna moc silnika wynosząca 125 kW osiągana jest przy 6000 obr/min, natomiast dopuszczalna prędkość obrotowa wynosi 7000 obr/min (rys. 11).

Według analiz przeprowadzonych przez producenta osiągi silnika 1,4 TSI odpowiadają osiągom klasycznego silnika o objętości skokowej 2,3 dm³, przy czym ten ostatni zużywałby o ok. 20% więcej paliwa.

Od początku 2006 roku silnik 1,4 TSI o mocy 125 kW montowany będzie w samochodzie marki Volkswagen Golf, natomiast nieco później w wersji o mocy 103 kW ($M_o = 220$ N·m) również w minivanie VW Touran. Produkcja silnika odbywa się w zakładach Volkswagena w Chemnitz.

Zawarte w tab. 1 porównanie wybranych wersji samochodu marki VW Golf z różnymi silnikami wskazuje na duży postęp w dziedzinie konstrukcji silników o zapłonie iskrowym, jaki osiągnięto w nowym silniku 1,4 TSI.

Wprawdzie pod względem zużycia paliwa i emisji dwutlenku węgla nowy silnik TSI nie dorównuje jeszcze najnowszej wersji silnika TDI o zapłonie samoczynnym z piezoelektrycznymi wtryskiwaczami ($N_e = 125$ kW), który również miał swą premierę na wystawie w Frankfurt, lecz wyznacza drogę rozwoju dla nowoczesnych jednostek z zapłonem iskrowym.

Marek BRZEŻAŃSKI

Tab. 1. Porównanie wybranych parametrów różnych wersji samochodu marki VW Golf

Volkswagen Golf	1,4	1,4 FSI	1,4 TSI	2,0 TFSI	2,0 TDI
Obj. skokowa silnika	1390 cm ³	1390 cm ³	1390 cm ³	1796 cm ³	1968 cm ³
Rodzaj zasilania	wtrysk pośredni MPI	wtrysk bezpośredni FSI	wtr. bezpośredni, doład. <i>Twincharger</i>	wtr. bezpośredni, FSI turbosprężarka	silnik ZS, turbosprężarka
Moc efektywna	55 kW / 5000 obr/min	66 kW / 5200 obr/min	125 kW / 6000 obr/min	147 kW / 5100 obr/min	125 kW / 4200 obr/min
Maks. moment obrot. / przy prędk. obrotowej	126 N·m / 3800 obr/min	130 N·m / 3750 obr/min	240 N·m / 1750-4500 obr/min	280 N·m / 1800-5000 obr/min	350 N·m / 1800-2500 obr/min
Czas rozp. 0-100 km/h	14,7 s	12,9 s	7,9 s	7,2 s	8,2 s
Prędkość maks.	164 km/h	174 km/h	220 km/h	235 km/h	220 km/h
Zużycie paliwa NEDC:					
Cykl miejski	9,4 dm ³ /100 km	8,3 dm ³ /100 km	9,6 dm ³ /100 km	11,0 dm ³ /100 km	7,8 dm ³ /100 km
Cykl pozamiejski	5,4 dm ³ /100 km	5,1 dm ³ /100 km	5,9 dm ³ /100 km	6,2 dm ³ /100 km	4,8 dm ³ /100 km
Średnio w teście	6,9 dm ³ /100 km	6,2 dm ³ /100 km	7,2 dm ³ /100 km	8,0 dm ³ /100 km	5,9 dm ³ /100 km
Emisja CO ₂ (NEDC)	164 g/km	148 g/km	172 g/km	190 g/km	156 g/km

Prof. dr hab. inż. Tadeusz Rychter 1939–2005

Wspomnienie/*Reminiscence*

Tadeusz Jan Rychter urodził się dnia 10 lipca 1939 roku w Warszawie. Studia wyższe magisterskie ukończył w 1961 r. na Wydziale Maszyn Roboczych i Pojazdów Politechniki Warszawskiej. Stopień doktora nauk technicznych uzyskał w 1977 r. w *Stevens Institute of Technology* w New Jersey, U.S.A., który został nostryfikowany na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa PW w 1978 roku. Stopień doktora habilitowanego uzyskał na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej w 1986 roku. Tam też uzyskał w 1993 r. tytuł profesora.

Od roku 1978 pracował w Zakładzie Silników Lotniczych Instytutu Techniki Ciepłej na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej, najpierw jako adiunkt, potem docent (od 1986), następnie profesor nadzwyczajny (od 1993), a od 2001 r. jako profesor zwyczajny. W charakterze profesora wizytującego odbył kilka staży zagranicznych, m.in. w *University of Poitiers*, Francja, *Concordia University* w Montrealu, Kanada, *University of Missouri*, U.S.A. oraz w wielu innych uczelniach i ośrodkach badawczych na świecie.

Profesor Tadeusz Rychter opublikował ponad 100 prac naukowych, w tym wiele w znaczących czasopiśmie: *SAE Papers* (USA), *Archivum Combustionis*, *Journal of Tech. Physics*, *The Archive of Automotive Engineering*, *Journal of KONES*. Napisał dwie monografie naukowe: *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego* (PWN, 1990) i *Obliczenia wybuchów gazowych w przestrzeniach zamkniętych i wentylowanych – program komputerowy VEX* (PWN, 2002). Był autorem dwóch monografii inżynierskich i dwóch podręczników; nie zdążył już dokończyć pracy nad najnowszym podręcznikiem akademickim na temat teorii silników tłokowych. Profesor kierował licznymi pracami badawczymi, grantami Komitetu Badań Naukowych, wykonywał wiele recenzji naukowych i ekspertyz technicznych. Dzięki swym osiągnięciom naukowym prof. Rychter zdobył szerokie uznanie w kraju i za granicą.

W czasie blisko 30 lat pracy w Politechnice Warszawskiej Prof. Tadeusz Rychter przeszedł wszystkie szczeble kariery akademickiej. Prowadził wykłady monograficzne i kursowe (Teoria spalinyowych silników tłokowych, Konstrukcja silników tłokowych, Nowoczesne rozwiązania silników tłokowych, Sprężarki tłokowe, Osprzęt i regulacja silników tłokowych) konwersatoria i seminaria dyplomowe, wykładał również w kilku uczelniach zagranicznych (*Internal combustion engines*, *Theory of piston engines*). Jako dydaktyk cieszył się dużym uznaniem w środowisku, a szczególnie wśród studentów. Prowadził ponad 120 prac magisterskich i przejściowych, czego większość miało charakter

Tadeusz Jan Rychter was born on July 10th 1939 in Warsaw. He continued his education until 1961 graduating from the Faculty of Machines and Vehicles of Warsaw University of Technology. In 1977 he was admitted to the title of doctor of sciences at Stevens Institute of Technology in New Jersey, U.S.A., which was subsequently approved at the Faculty of Aviation and Energy Mechanics at Warsaw University of Technology in 1978. There, he was also admitted to the title of assistant professor in 1986 and professor in 1993.



From 1978 he worked at the Division of Aviation Engines at the Institute of Thermal Engineering at the said faculty. There, he began as a lecturer then went through all the subsequent stages in the academic career to end with the title of Full Professor.

He visited several institutions such as University of Poitiers, France, Concordia University in Montreal, Canada, University of Missouri, Columbia U.S.A. and many other academic and R&D centers in the world to act as visiting professor.

Professor Tadeusz Rychter published over 100 scientific works many of which were published in renown magazines: *SAE Papers* (USA), *Archivum Combustionis*, *Journal of Tech. Physics*, *The Archive of Automotive Engineering*, *Journal of KONES*. He wrote two monographs: *Mathematical Modeling of an Operation Cycle of a Combustion Engine* (PWN, 1990) and *Calculation of Gas Explosions in Contained and Ventilated Spaces – a computer program VEX* (PWN, 2002). He is the author of two engineering monographs and two textbooks. He never finished his work on his latest academic textbook on the theories of combustion engines. Professor Rychter supervised many research works, grants, scientific reviews and technical appraisals. Owing to his scientific achievements, professor Rychter was highly recognized internationally.

During his 30 year career at Warsaw University of Technology Professor Tadeusz Rychter went through all the stages in the academic development. He conducted regular and monographic lectures (*Theory of Piston Combustion Engines*, *Design of Piston Engines*, *Modern Solutions in Piston Engines*, *Piston Compressors*, *Combustion Engine Ag-*

naukowo-badawczy. Cieszył się popularnością i poważaniem wśród studentów, o czym świadczy duża liczba prac dyplomowych wykonanych pod Jego kierunkiem. Sprawował także opiekę nad studenckimi kołami naukowymi: Kołem Naukowym Silnikowców, Studenckim Klubem SAE oraz Paralotniowym Kołem Naukowym.

Na osobną uwagę zasługują osiągnięcia prof. Tadeusza Rychtera w zakresie kształcenia młodej kadry naukowej. Był promotorem pięciu obronionych prac doktorskich (na wydziałach: Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa oraz Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej). Recenzował dziesięć prac doktorskich na politechnikach: Warszawskiej, Łódzkiej i Radomskiej oraz w *Chalmers University* w Göteborgu, Szwecja. Był też recenzentem pięciu rozpraw habilitacyjnych na Politechnice Warszawskiej i Łódzkiej oraz *Universite d'Orleans, Ecole Supérieure de l'Energie et des Materiaux* (Francja).

Prof. Tadeusz Rychter pełnił na uczelni wiele funkcji organizacyjnych: dziekana (1996-2002) i prodziekana (1991-1996) MEiL, był członkiem wielu komisji wydziałowych i senackich, w latach 1987-1990 był członkiem, a od 1991 r. przewodniczącym Rektorskiej Komisji ds. Aparatury Naukowej, od 1998 r. członkiem Rady Naukowej Uczelnianej Centrum Badawczego Energetyki i Ochrony Środowiska.

Prof. Rychter był także niezwykle aktywny poza uczelnią; działał w licznych stowarzyszeniach naukowych i społecznych. Trudno wymienić wszystkie funkcje, które pełnił; m.in. był zastępcą przewodniczącego Wydziału IV Nauk Technicznych i członkiem Sekcji Spalania Komitetu Termodynamiki i Spalania PAN, członkiem Polskiego Towarzystwa Naukowego Motoryzacji, członkiem Zarządu Polskiego Instytutu Spalania oraz członkiem zwyczajnym Towarzystwa Naukowego Warszawskiego. Od 1981 był członkiem Międzynarodowej Federacji Ekspertów Samochodowych (FIEA) i jej wiceprezydentem w latach 1995-1999. W 1996 r. został członkiem *Engineering Education Board of the Society of Automotive Engineers* (SAE), *SAE Faculty Advisor*. Był również członkiem Komisji Ekspertów Ministra Edukacji Narodowej, Komisji ds. Stypendiów Zagranicznych w Fundacji na rzecz Nauki Polskiej, Zespołu Motoryzacji Komitetu Transportu PAN oraz Sekcji Budowy i Eksploatacji Maszyn Zespołu Nauk Technicznych KBN.

Prof. Rychter pełnił wiele funkcji w stowarzyszeniach technicznych, był przewodniczącym Rady Zarządzającej Centrum Certyfikacji Rzeczoznawców Samochodowych, członkiem Rady Głównej Organizacji Rzeczoznawców Techniki Samochodowej i Ruchu Drogowego, wiceprzewodniczącym, prezesem, a od 1998 r. honorowym prezesem Stowarzyszenia Rzeczoznawców Techniki Samochodowej i Ruchu Drogowego. Przez wiele lat był członkiem Zarządu Głównego Polskiego Związku Motorowego. Pracował także w Komitecie Redakcyjnym czasopisma *Archiwum Motoryzacji* oraz w Radzie Programowej Miesięcznika *Rzeczoznawca Samochodowy*.

Za swoje osiągnięcia został wyróżniony wieloma odznaczeniami i nagrodami, między innymi: Krzyżem Kawalerskim Orderu Odrodzenia Polski, Złotym Krzyżem Zasługi,

gregates and Combustion Engines Adjustment), discussion seminars and diploma seminars and delivered lectures at international academic centers (*Internal Combustion Engines, Theory of Piston Engines*). He was a recognized teacher within his community, particularly among the students. He supervised over 120 M.Sc. and B.Sc. theses, most of which were a scientific research in their nature. He was popular among the students, which is confirmed by a large number of works under his supervision. He looked after several students' scientific organizations: Combustion Engine Scientific Group, Students' SAE Club, Paragliding Scientific Group.

Professor Rychter's achievements in the development of young engineers deserve a separate note here. He was a promoter of five doctoral dissertations (faculties of: Aviation and Energy Mechanics and Machines and Vehicles at Warsaw University of Technology). He reviewed ten doctoral dissertations at: Warsaw University of Technology, Łódź University of Technology, Radom University of Technology and Chalmers University in Göteborg, Sweden. He was also a reviewer of five habilitation dissertations at the Universities in Warsaw and Łódź let alone *Universite d'Orleans, Ecole Supérieure de l'Energie et des Materiaux* (France).

Professor Tadeusz Rychter held many organizational positions: dean (1996-2002) and vice-dean (1991-1996) at the Faculty of Aviation and Energy Mechanics. He was a member of many faculty and senate committees in the years 1987-1990 and from 1991 he was the Chairman of Chancellor's Committee for Scientific Apparatuses. From 1998 he was a member of the Scientific Board of University Research Center for Energy and Environment Protection.

Professor Rychter was very active outside his home university as well. He was a member of a variety of scientific societies. It is hard to mention all the positions that he held in these organizations but to name only a few, he was a vice-chairman of the IV Division of Technical Sciences and a member of the Subdivision of Combustion of the Committee of Thermodynamics and Combustion at Polish Academy of Sciences, a member of Polish Motor Scientific Society, a member of the Board at Polish Institute of Combustion and an ordinary member of Warsaw Scientific Society. From 1981 he was a member of International Federation of Automotive Experts (FIEA) and its vice-president in the years 1995-1999. In 1996 he became a member of Engineering Education Board of the Society of Automotive Engineers (SAE) – *SAE Faculty Advisor*. He was also a member of the Expert Committees of: the Minister of Education, International Scholarships at the Foundation for Polish Science, Transportation Committee at Polish Academy of Sciences and the Subdivision of Design and Operation of Machines at the Scientific Research Board.

Professor Rychter held many positions in technical organizations. He was Chairman of the Managing Board at the Center for Automotive Experts Certification, member of the Main Board of the Organization of Automotive Technology and Road Traffic Experts, vice chairman, president and, from 1998, honorary president of the Society of Automotive

Medalem „Zasłużony Mistrz Sportu”, Brązowym Medalem za Zasługi dla Obronności Kraju, Nagrodą Ministra Edukacji Narodowej III st. za osiągnięcia naukowe oraz licznymi nagrodami Rektora Politechniki Warszawskiej.

Profesor Tadeusz Rychter zmarł w Warszawie w dniu 1 października 2005 roku.

Zainteresowania naukowe prof. Rychtera ukształtowały się zaraz po skończeniu studiów, gdy przez prawie dwa lata pracował w Katedrze Silników Spalinowych Wydziału Maszyn Roboczych i Pojazdów Politechniki Warszawskiej. Od tego czasu zajmował się problematyką tłokowych silników spalinowych. Następny okres pracy zawodowej to działalność konstruktorska i badawcza w Biurze Konstrukcyjnym Przemysłu Motoryzacyjnego, przemianowanym potem na Centralny Ośrodek Konstrukcyjno-Badawczy Przemysłu Motoryzacyjnego, a następnie na Przemysłowy Instytut Motoryzacji. W tym okresie uczestniczył w wielu pracach konstrukcyjnych nad nowymi silnikami spalinowymi: użytkowymi i badawczymi, w badaniu których brał udział. Zdobycie wówczas umiejętności i doświadczenie wykorzystywał później w pracy dydaktycznej na Uczelni.

Wyjazd za granicę i praca nad doktoratem związanym z problematyką spalania uświadomiła mu ogromnie istotną funkcję, jaką poprawna organizacja przebiegu procesu spalania spełnia w cyklu pracy maszyn cieplnych. Dlatego dalsze jego zainteresowania naukowe skoncentrowały się na teorii i badaniach roboczego cyklu silników, przy szczególnym uwzględnieniu zagadnień organizacji przebiegu procesu spalania. Wiele późniejszych Jego opracowań naukowych dotyczyło nowych koncepcji silnikowych systemów spalania.

Dużo uwagi poświęcił pracom badawczym związanym z zależnością sprawności cieplnej silnika od stopnia sprężania, a wyniki analiz zawarł w swojej rozprawie habilitacyjnej. Rozważania nad tym zagadnieniem umożliwiły opracowanie nowej koncepcji, oryginalnej w skali światowej, dokonywanej w czasie rzeczywistym ciągłej regulacji stopnia sprężania silnika tłokowego znanej pod nazwą VR/LE (*Variable R/L Engine*). Koncepcja ta została doprowadzona do fazy pracującego silnika, a jej słuszność potwierdza się w ostatnich latach, kiedy wielu czołowych światowych producentów zaczyna wprowadzać na rynek silniki ze zmiennym stopniem sprężania (np. Saab, Renault, Nissan). W ostatnim czasie prof. Rychter zajmował się zagadnieniem intensyfikacji procesu spalania w silniku tłokowym ZI za pomocą strugi gazu, wprowadzanej do komory spalania z zewnątrz we właściwym czasie, albo generowanej we wnętrzu komory spalania dzięki jej nietypowemu ukształtowaniu.

Równoległym wątkiem badawczym prof. Rychtera była problematyka zasilania silników tłokowych za pomocą bezpośredniego wtrysku paliwa gazowego. Jest to zagadnienie trudne i – na razie – jest dalekie od zastosowań praktycznych, jednak nabiera coraz większego znaczenia, a wiele ośrodków badawczych na świecie je podejmuje.

Dużo uwagi prof. Rychter poświęcił problemom matematycznego modelowania roboczego cyklu silnika ZI, a w szczególności – teorii procesu spalania w komorze silnika

Technology and Road Traffic Experts. For many years he was a member of the Board of Polish Automotive Association. He also worked in the editorial board of *Archiwum Motoryzacji* (Automotive Archives – a Polish magazine) and in the Scientific Board of a monthly magazine: *Rzeczoznawca Samochodowy* (Automotive Expert).

For his achievements professor Rychter was awarded with a multitude of awards and medals: The Medal of Poland Restored, Golden Cross of Merit, a Medal „Sports Champion of Merit”, Brown Medal for the Defense of the Country, Award of the Minister of Education of the III Degree for scientific achievements and many other awards from the Chancellor of Warsaw University of Technology.

Professor Tadeusz Rychter passed away in Warsaw on October 1st 2005.

Professor Rychter's scholarly interests have shaped up immediately after his graduation, when he worked for the Chair of Combustion Engines at the Faculty of Machines and Vehicles of Warsaw University of Technology. Ever since he dealt with the issues related to piston combustion engines. The subsequent period in his career was filled with research and design activities for the Automotive Industry Design Office, later renamed to Automotive Design and Research (currently, the entity continues its operations under the name of Industrial Automotive Institute). In this stage of his career, professor Rychter participated in many design works regarding new combustion engines, both, utility and research units, in the investigation of which he participated himself. The then gained expertise and know-how were later used in his didactic activities.

His trip abroad and work on the doctorate related to the issues of combustion made him aware how vital the appropriate organization of a combustion process must be in the work cycles of thermal machines. Hence, all his later interests were focused on the theory and research of the work cycles of engines, particularly on the issues of appropriate organization of the combustion processes. Many of his later works were related to new concepts of engine combustion systems.

He devoted much of his work to the research of the correlation of engine thermal efficiency and compression ratio and the results thereof were included in his post-doctoral dissertation. The works on this problem have led to the development of a novel original concept of real time compression ratio adjustment in a combustion engine known as VR/LE (*Variable R/L Engine*). The project went so far that an operative engine was built and today its legitimacy is proven by many car manufacturers who introduce variable compression ratio engines in their vehicles (Saab, Renault, Nissan). In the last period, professor Rychter dealt with the issues of intensification of combustion processes in SI piston engines through a gas spray, injected into the combustion chamber at an appropriate time or generated inside the chamber due to its non-typical shape.

A parallel area of professor Rychter's interest were the problems of piston engine LPG direct injection. It is a diffi-

łokowego. Własne prace w tym zakresie doprowadziły go do przekonania, że jedynie zaawansowane, wielowymiarowe modele matematyczne mogą umożliwić opis zjawisk zachodzących w komorze spalania silnika tłokowego, który w przyszłości pozwoli na ich użycie praktyczne do procesu projektowania silników. Toteż wszystkie jego prowadzone ostatnio prace badawcze były wspomagane obliczeniami wykonywanymi przy użyciu programów komputerowych opartych na modelach wielowymiarowych, modyfikowanych we własnym zakresie na miarę potrzeb.

Prof. Rychter wielokrotnie wypowiadał pogląd, że pomimo tak ogromnego postępu w rozwoju techniki silnikowej w ostatnich czasach, wciąż pozostaje wiele możliwości jej ulepszenia, szczególnie w obszarze związanym z systemami spalania. Twierdził, że wciąż pozostaje niewykorzystana w praktyce silnikowej cała gama możliwości modernizacji systemów spalania poprzez opanowanie kontroli nad przebiegiem chemicznych reakcji spalania. Ta droga rozwojowa jest dobrze znana z teorii i z prowadzonych prac badawczych, jednak – jak na razie – zaawansowanie tych prac nie umożliwia zastosowań praktycznych. Tej tematyce zamierzał poświęcić więcej uwagi badawczej w najbliższych latach.

Dane mi było blisko współpracować z Tadeuszem od początku jego pracy w Zakładzie Silników Lotniczych Politechniki Warszawskiej. Przez wiele lat dzieliliśmy ten sam pokój w Instytucie Techniki Ciepłej pasjonując się w latach osiemdziesiątych modelowaniem matematycznym roboczego cyklu silnika tłokowego. W rezultacie wspólnej pracy powstało wiele publikacji naukowych oraz pierwsza w kraju i druga na świecie monografia poświęcona tej tematyce. Tadeusz wciągnął mnie wtedy swym entuzjazmem do pracy nad jego nowatorskim pomysłem zastosowania zmiennego stopnia sprężania w silniku tłokowym, który przyniósł nam, oprócz satysfakcji tworzenia nowości, wiele wartościowych publikacji naukowych, chociaż nie doczekał się szerszej realizacji praktycznej, do czego usilnie dążyliśmy wciągając do współpracy prof. V. Naso z Uniwersytetu *La Sapienza* w Rzymie i prof. R. Stone'a z Oxfordu. Jak trafna to była droga widać ostatnio w nowych tendencjach rozwojowych silników o zapłonie iskrowym, w których obok zmienności faz rozrządu i zmienności geometrii układu dolotowego zaczyna być stosowany także zmienny stopień sprężania.

Później, od lat dziewięćdziesiątych pracowaliśmy już oddzielnie, tworząc własne szkoły naukowe z własnymi doktorantami, ale zawsze wspierając się we wszystkich sprawach i często dyskutując. Dwa lata temu Tadeusz przyszedł do mnie z nowym pomysłem napisania podręcznika akademickiego na temat teorii silników tłokowych i znów – jak dawniej – zabraliśmy się ostro do wspólnej pracy. Niestety choroba Tadeusza zwolniła jej tempo, a Jego nagłe odejście ją przerwało.

Żadne słowa nie są w stanie wyrazić smutku i pustki, jaka powstaje po odejściu bliskiego współpracownika i przyjaciela. Odszedł naukowiec z pasją, wybitny nauczyciel akademicki i wielki Człowiek.

Andrzej Teodorczyk

cult issue and is, as yet, far from practical application, though it has been gaining more and more attention among the research centers in the world.

Mathematical modeling of an SI engine work cycle was given much attention by professor Rychter, particularly the theory of the processes in the combustion chamber of piston engines. His own work in this matter led him to believe that only advanced multi-dimensional mathematical models are capable of the description of the phenomena occurring in the combustion chamber of piston engines who are, in the future, to be applied in the design process. Thus, all his research conducted at the end of his career was assisted by calculations made by computer programs based on multi-dimensional models modified to his needs.

Professor Rychter many a time represented that despite a fast advancement in technology there are many possibilities of its development, particularly in the area called combustion systems. He claimed that there is a multitude of unused methods of modernization of combustion systems through the control of the chemical reactions during the combustion process. This path is well known in theory and research, yet, the current condition does not allow putting it in practice. He was to devote more time to these aspects in the coming years.

I had the privilege to work with Tadeusz from the beginning of his career in the Division of Aviation Engines at Warsaw University of Technology. For many years we would share a room in the institute indulging our passion for mathematical modeling of a work cycle of piston engines. As a result of our mutual cooperation, many scientific publications were made not to mention the first domestic and second international monograph related to this issue. Tadeusz dragged me with his enthusiasm into the work on the novel idea of variable compression ratio in piston engines which, apart from a pure thrill of creation, resulted in many scientific publications. At that time the project was not put in practice even though we tried hard persuading professor V. Naso from University *La Sapienza* in Rome and professor R. Stone from Oxford to join our efforts. Now we can see for ourselves how felicitous the idea was just looking at new SI engine designs which concentrate, apart from variable timing or variable geometry of turbochargers, on variable compression ratio as well.

Later, in the 90s we worked separately developing our own scientific schools with own doctoral students always supporting each other in all disputes. Two years ago Tadeusz came to me with the idea of a new university textbook on theories of piston engines. Again, as in the old times we got to work. Unfortunately, his sickness arrested the pace of the works and his sudden departure finished it.

No words can describe the emptiness and grief after a loss of our colleague and friend.

A passionate scientist, outstanding teacher and a great personality has left us.

Andrzej Teodorczyk

Całe środowisko naukowe zajmujące się zagadnieniami dotyczącymi silników spalinowych jest głęboko poruszone śmiercią Profesora Tadeusza Rychtera. Odszedł od nas Człowiek niesłychanie prawy, oddany swojej Misji, przyjaciel i wychowawca wielu pokoleń młodzieży, inżynierów, pracowników naukowych. Dla każdego kto się z Nim zetknął był uosobieniem głębokiej wiedzy, swoistej charyzmy naukowej, którą udało Mu się łączyć z ogromną skromnością i łagodnością. Żegnamy Profesora Tadeusza Rychtera z wielkim bólem, świadomi ogromnej straty dla życia naukowego całego środowiska silników spalinowych, świadomi straty wspaniałego Przyjaciela.

Zarząd Polskiego Towarzystwa Naukowego
Silników Spalinowych
Redakcja Kwartalnika Silniki Spalinowe

All the scientific community of engineers related to combustion engines is devastated by the sudden death of Professor Tadeusz Rychter. A righteous, dedicated man, a friend and teacher of many generations of engineers and scientists has left us. For everyone that had the privilege to meet him, professor Rychter meant knowledge, scientific charisma paired with outstanding humbleness and smoothness. We bid professor Rychter a farewell, aware of a terrible loss for the scientific community, a loss of a friend.

*The Management of Polish Scientific Society
of Combustion Engines
Editorial of Combustion Engines Magazine*

Aktualności

Silniki o ZI

Silnik V8 4,0 dm³ Mercedes

Firma Mercedes zaprezentowała nowy silnik o zapłonie samoczynnym V8 o kącie rozchylenia 75° i pojemności skokowej $V_s = 4,0 \text{ dm}^3$. Silnik rozwija maksymalną moc $N_e = 231 \text{ kW}$ (314 KM, $N_l = 57,75 \text{ kW/dm}^3$) przy prędkości obrotowej $n = 3600 \text{ obr/min}$ i maksymalny moment obrotowy $M_o = 730 \text{ N}\cdot\text{m}$ ($p_{e-\text{max}} = 2,29 \text{ MPa}$) przy prędkości obrotowej $n = 1950 \text{ obr/min}$; maksymalna prędkość obrotowa wynosi



$n = 4750 \text{ obr/min}$. Optymalizacja układu dolotowego pozwoliła na 60% zmniejszenie oporów przepływu i 30% wzrost momentu obrotowego w porównaniu do poprzedniej wersji. Silnik zasilany jest w systemie *common rail*, który składa się z: pompy wysokiego ciśnienia $p_{\text{max}} = 1600 \text{ bar}$ oraz z wtryskiwaczy piezo-elektrycznych z czasem reakcji $t = 0,1 \text{ ms}$. Nowy system *common rail* umożliwia wtrysk dwóch dawek pilotujących oraz dwóch dawek na końcu procesu spalania (*post injection*), aby zwiększyć temperaturę gazów wylotowych w celu usunięcia cząstek stałych z filtra PM. Stopień sprężania wynosi $\epsilon = 17$. Zastosowano dwie turbosprężarki z łopatkami o zmiennej geometrii. Masa jednostkowa silnika wynosi $m_j = 1,124 \text{ kg/kW}$.

Oprac. na podst. Automotive Engineering, September 2005

Silnik AMG V8

Firma AMG zajmująca się *tuningiem* samochodów firmy Mercedes zmodyfikowała silnik V8 o pojemności $V_{ss} = 6,4 \text{ dm}^3$. W kategorii silników V8 bez doładowania omawiana jednostka jest najmocniejsza o czym świadczą parametry: $N_e = 510 \text{ KM}$ (375 kW , $N_l = 58,6 \text{ kW/dm}^3$), $M_o = 630 \text{ N}\cdot\text{m}$ ($p_e = 1,24 \text{ MPa}$), por. s. 68.



Oprac. na podst. www.mercedes.com

Silnik 1,8 dm³ i-VTEC Hondy

Firma Honda wyprodukowała nowy silnik 1,8 dm³ i-VTEC. Według jej oświadczeń nowy silnik jest mocniejszy i bardziej ekonomiczny od poprzednika. Zmniejszono w nim straty wymiany ładunku o ok. 16% przez zastosowanie udoskonalonego systemu zmiennych faz rozrządu i-VTEC. Inne innowacje dotyczą zastosowania doładowania rezonansowego (zastosowano zmienną geometrię układu dolotowego), zainstalowania dysz natryskujących olej na denko tłoka by obniżyć jego temperaturę i zmniejszyć skłonność do spalania stukowego. Prezentowany silnik rozwija maksymalną moc $N_e = 103 \text{ kW}$ (140 KM , $N_l = 57,2 \text{ kW/dm}^3$) i moment obrotowy $M_o = 174 \text{ N}\cdot\text{m}$ ($p_{e-\max} = 1,22 \text{ MPa}$).



Oprac. na podst. www.all4engineers.com

Silnik suwakowy

Australijska firma Sider Engine Technologies przedstawiła swój nowatorski koncept na targach Engine Expo 2005 w Stuttgarcie, Niemcy. Pomysł polega na zamianie ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka na ruch obrotowy wału głównego bez połączenia przegubowego z korbowodem. Nowatorski silnik jest dwukrotnie droższy w wykonaniu od silnika konwencjonalnego.



Oprac. na podst. *Automotive Engineering*, August 2005

Silniki o ZS z wtryskiem bezpośrednim

Silniki Volkswagen TDI

Grupa Volkswagen rozwija nową grupę silników czterosylindrowych typu TDI. Pierwszy silnik zostanie użyty w 2007 r., a VW planuje ich produkcję na poziomie 2 milionów jednostek w ciągu roku. Nowa generacja silników TDI będzie cechować się większą sprawnością, mniejszą emisją toksycznych składników spalin i atrakcyjną ceną.



Oprac. na podst. www.dieselnet.com

Wtryskiwacze do układów wtryskowych common rail

Firma Bosch pod koniec czerwca tego roku dostarczyła 25 milionowy wtryskiwacz typu *common rail*. Od początku produkcji w 1997 r. popyt na wtryskiwacze tego typu wciąż rośnie. W roku 2004 Bosch wyprodukował 5,8 miliona wtryskiwaczy. Oprócz wtryskiwaczy typu *common rail* od 1998 r. firma Bosch rozwija także systemy wtrysku wykorzystujące pompowtryskiwacze.



Oprac. na podst. www.all4engineers.com

Ford i PSA – kolejna faza współpracy

Firmy Ford Motor Company i PSA Peugeot Citroën ogłosiły czwartą fazę współpracy w produkcji silników o ZS. Obecnie Ford Motor Company stosuje wspólnie wytwarzane silniki w samochodach: Mazda, Volvo, Jaguar i Land Rover, natomiast koncern PSA w Peugeocie i Citroënie. Program wspólnej produkcji silników został zapoczątkowany w 1998 r.; od tego czasu wyprodukowano 4 miliony silników o ZS. Czwarta faza tej współpracy wiąże się z inwestycją 332 milionów euro dla rozwoju dwóch nowych silników spalinowych.



Oprac. na podst. www.dieselnet.com

Silnik Volvo o momencie obrotowym 3000 N·m

Firma Volvo wyprodukowała nowy silnik o zapłonie samoczynnym, którego pojemność skokowa jest równa $V_s = 16 \text{ dm}^3$, a osiągnięta moc wynosi $N_e = 625 \text{ KM}$ (460 kW , $N_l = 28,7 \text{ kW/dm}^3$). Silnik uzyskuje moment obrotowy równy $M_o = 3017 \text{ N·m}$ ($p_{e-\max} = 2,7 \text{ MPa}$). Prezentowany silnik jest przeznaczony na rynek amerykański; na rynek UE dodatkowo zostanie wyposażony w SCR (*Selective Catalitic Reduction*).



Oprac. na podst. *AutoTechnology* No. 4/2005

Doładowanie

Doładowanie sprężarką zasilaną elektrycznie

Firmy Integral Powertrain i Drive Tec opatentowały sprężarkę zasilaną silnikiem elektrycznym ze zmienną prędkością obrotową wirnika. Energia elektryczna pobierana z generatora silnika jest wykorzystana do zasilania zaawansowanego systemu sterowania prędkością obrotową wirnika sprężarki.



Oprac. na podst. www.integralp.com

Silniki okrętowe i morskie

Nowa wersja silnika firmy Yamaha

Firma Yamaha opracowała nowy 4-cylindrowy, czterosuwowy silnik o pojemności $1,053 \text{ dm}^3$. Silnik ten rozwija moc 110 KM (81 kW ; $N_l = 77 \text{ kW/dm}^3$), jego maksymalna prędkość obrotowa wynosi 8300 obr/min . Silnik wyposażony jest w elektryczny system wtryskowy EFI, posiada 5 zaworów na cylinder i jest przeznaczony do napędu skuterów wodnych.

Oprac. na podst. *Przegląd Motorowodny* 6/2005

Silnik Yanmar 6LY3A-EPA

Firma Yanmar wprowadziła na rynek nowy stacjonarny silnik o zapłonie samoczynnym. Jest to silnik turbodoładowany (wodne chłodzenie powietrza doładowującego), 6-cylindrowy, rzędowy o mocy 480 KM (353 kW) przy 3300 obr/min . Silnik ten ma zużycie paliwa mniejsze o 10% od poprzedniej 427-konnej wersji silnika. Silnik dodatkowo został wyposażony w elektroniczny system kontroli, dzięki któremu można podczas jego pracy obserwować temperaturę silnika, napięcie akumulatora, wartość chwilowego zużycia paliwa, poziom paliwa w zbiorniku oraz liczbę pracowanych godzin.

Oprac. na podst. *Przegląd Motorowodny* 6/2005
www.yanmarmarine.com

Produkcja

VW w Rosji

Po Fordzie, Renault i Toyocie koncern Volkswagen planuje inwestycje na wschodzie. W grudniu zostanie podjęta ostateczna decyzja w siedzibie władz koncernu Wolfsburg. Grupa VW na początku ma zamiar produkować 50 000 jednostek, z możliwością zwiększenia wydajności fabryki do 200 000 sztuk do 2009 r.

Oprac. na podst. www.dieselnet.com

Współpraca Fiata i Suzuki

Obie firmy pracują nad małym samochodem typu SUV. Nowy samochód Fiata będzie opierać się na konstrukcji Suzuki, a do produkcji zostaną wykorzystane zakłady węgierskiego partnera w Esztergom pod Budapesztem. Samochody te będą prawdopodobnie napędzane silnikami 1,3 Multijet Fiata.

Oprac. na podst. www.dieselnet.com

Napędy hybrydowe

Direct Hybrid i Bluetec Hybrid Mercedesa

Firma Mercedes przedstawiła dwie nowe koncepcje „Direct Hybrid” i „Bluetec Hybrid” na IAA Motor Show w Frankfurtu (*Internationale Auto Ausstellung*). Owe dwa projekty dotyczą zastosowania silnika o zapłonie samoczynnym oraz silnika benzynowego w połączeniu z systemem hybrydowym. Głównym celem projektu z silnikiem o ZI była redukcja przebiegowego zużycia paliwa. W omawianym projekcie zastosowano silnik V6 o pojemności skokowej $V_s = 3,5 \text{ dm}^3$ z bezpośrednim wtryskiem benzyny II generacji. W obu przypadkach udało się zmniejszyć zużycie paliwa o ok. 25% w jeździe miejskiej (*stop-and-go*).

Oprac. na podst. www.all4engineers.com

Ośrodki badawcze

Nowe centrum badawcze silników o zapłonie samoczynnym

MAN B&W Diesel A/S i duńska grupa dostawców energii E2 tworzą nową spółkę typu *joint venture*. Nowe centrum naukowe będzie mieściło się w pobliżu starej fabryki silników okrętowych H.C. frsted Vaerket Kopenhaga. Centrum naukowe będzie odpowiedzialne za rozwój technologiczny i konstrukcyjny silników okrętowych.



Oprac. na podst. www.manbw.com

Książki silnikowe

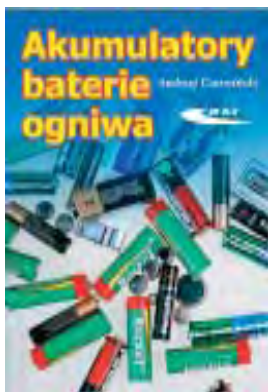
Books on combustion engines

AKUMULATORY, BATERIE, OGNIWA

Andrzej Czerwiński

Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2005, s. 188.

W książce omówiono problemy budowy współczesnych chemicznych źródeł energii oraz ich zastosowań w technice, szczególnie w pojazdach samochodowych i silnikach spalinowych. Zawiera opis ogniw pierwotnych: cynk-mangan, cynk-tlenek rtęci, cynk-tlenek srebra, metal-powietrze, zerzerwowe i litowe, ogniw odwracalnych: akumulatory kwasowo-olowiowe, kadmowo-niklowe i żelazowo-niklowe oraz ogniwa wodorkowe, odwracalne cynkowo-manganowe i litowe, cynkowo-niklowe, odwracalne z tlenkiem srebra jako katodą, wysokotemperaturowe, stałe, REDOX, typu „Superkondensator”, hybrydowe ładowalne, a także ogniw paliwowych: alkaliczne, z elektrolitem polimerowym, kwasowe, ze stopionymi węglami, ze stałymi tlenkami, metanolewymi i inne, wraz z ich zastosowaniem. Omówiono baterie stosowane w pojazdach o napędzie elektrycznym ze szczególnym uwzględnieniem ogniw paliwowych.



MECHANIKA RUCHU. POJAZDY SAMOCHODOWE

Leon Prochowski

Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2005.

Podręcznik stanowiący systematyczny wykład obejmujący najważniejsze zagadnienia związane z teorią ruchu i dynamiką pojazdów samochodowych. Opisano podstawy teoretyczne, mechanikę toczenia się koła ogumionego, dynamikę i bilans mocy prostoliniowego ruchu samochodu, kinematykę, dynamikę i zachowanie stateczności w ruchu krzywoliniowym, kinematykę zawieszonych kół jezdnych, obciążenia dynamiczne i drgania pojazdu. Uwzględniono najnowsze osiągnięcia w dziedzinie konstrukcji samochodu.



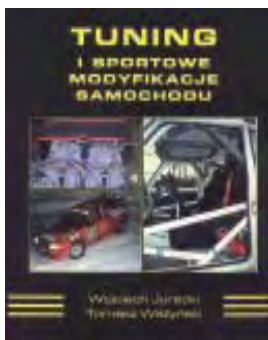
TUNING I SPORTOWE MODYFIKACJE SAMOCHODU

Wojciech Jurecki, Tomasz Ważyński

STRATOS Motor Sport, rok wyd. 2002, s. 129

Książka omawia podstawy tuningu (zwiększania osiągnięć) i modyfikacji samochodu. Zawiera informacje na temat tuningu silnika, w tym układu dolotowego, modyfikacje głowicy, dobór odpowiedniego wałka rozrządu oraz układu wyłotowego. Dodatkowo, przedstawiono modyfikacje układów chłodzenia, smarowania i zapłonowego.

W ramach tuningu nadwozia przedstawiono możliwe zmiany zawieszenia, układu kierowniczego (np. znaczenie geometrii zawieszenia, parametrów amortyzatorów oraz stabilizatorów), skrzyni biegów oraz hamulców.



KODY USTEREK. PORADNIK DIAGNOSTY SAMOCHODOWEGO

Martynn Randall, Charles White

Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2005.

Poradnik zawiera opisy kodów usterek systemów sterowania silnikiem, układów wtrysku benzyny i układów zapłonowych 34 marek samochodów osobowych i dostawczych. Przedstawiono procedury diagnostyczne i znaczenie kodów usterek w układach zapłonowych i wtryskowych. Uwzględniono także samochody wyposażone w diagnostykę pokładową EOBD, podając znaczenie znormalizowanych pięciodziesiętnych kodów usterek układu napędowego oraz usytuowanie złączy diagnostycznych wybranych modeli wyposażonych w ten system diagnostyczny.

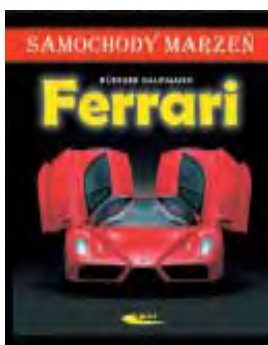


FERRARI. SAMOCHODY MARZEŃ

Rüdiger Kaufmann

Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2005, s. 128

Bogato ilustrowana książka prezentująca legendarne samochody, stanowiąca przegląd wszystkich modeli samochodów sportowych Ferrari produkowanych seryjnie w latach 1970-2002, włącznie z limitowanymi seriami specjalnymi. Zwięzły opis, dane techniczne oraz atrakcyjne zdjęcia ułatwiają identyfikację poszczególnych modeli samochodów. Podano numery nadwozi każdego modelu, wykaz prototypów i modeli studyjnych, liczbę egzemplarzy wyprodukowanych w poszczególnych latach oraz rozszyfrowano oznaczenia samochodów Ferrari.



DIAGNOSTYKA SAMOCHODÓW OSOBOWYCH

Krzysztof Trzeciak

Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2005.

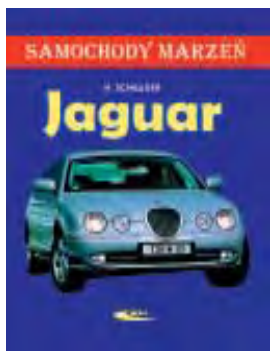
W książce omówiono oględziny samochodu, diagnostykę silnika (pomiar ciśnienia sprężania, szczelności cylindrów, pomiary endoskopowe, prędkości obrotowej wału korbowego oraz sprawdzenie i regulację luzów zaworów), układów: zasilania (pomiar zużycia paliwa, ocena przebiegu spalania, badanie układu wtryskowego benzyny i aparatury paliwowej silnika o zapłonie samoczynnym), zapłonowego, hamulcowego, jezdnych, kierowniczego oraz diagnostykę wyposażenia elektrycznego i diagnostykę nadwozia. Opisano sposoby diagnostyki w warunkach stacji obsługi.



JAGUAR. SAMOCHODY MARZEŃ

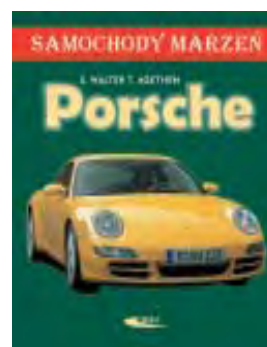
Halwart Schrader
Wydawnictwo Komunikacji
i Łączności, rok wyd. 2005, s. 120.

Książka prezentująca legendarne samochody marki Jaguar. Stanowi przegląd wszystkich modeli samochodów Jaguar produkowanych od roku 1931, początkowo ze znakiem firmowym S.S. (Swallow Sidecars) do chwili obecnej. W opisie każdego modelu, oprócz danych technicznych, zamieszczono ważniejsze fakty i ciekawostki (jak choćby cenę i liczbę wyprodukowanych egzemplarzy).

**PORSCHE. SAMOCHODY MARZEŃ**

Sigmund Walter, Thomas Agethen
Wydawnictwo Komunikacji
i Łączności, rok wyd. 2005, s. 136

Książka stanowi chronologiczny przegląd wszystkich produkowanych seryjnie modeli Porsche (w okresie od roku 1948 do roku 2003) z uwzględnieniem podziału na serie: począwszy od najstarszej 356, poprzez 914, 924/944/968, 911, Boxster, 928, a skończywszy na samochodach SUV należących do serii Cayenne. Zamieszczono zwięzłe opisy i dane techniczne 122 modeli Porsche.

**Doktoraty***Doctorates***Dr inż. Krzysztof GÓRSKI*****Ocena podstawowych parametrów procesu spalania w silniku o zaplonie samoczynnym w nieustalonych warunkach jego pracy***

Promotor: prof. dr hab. inż. Wincenty Lotko – Politechnika Radomska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas – Politechnika Lubelska; prof. PR, dr hab. inż. Józef Nita – Politechnika Radomska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Radomskiej w dniu 1 kwietnia 2004 r.

Dysertacja doktorska dotyczyła oceny podstawowych parametrów procesu spalania w silniku AD3.152 pracującym podczas swobodnego przyspieszania wału korbowego i – porównawczo – w warunkach charakterystyki zewnętrznej. Przeprowadzone doświadczenia z wykorzystaniem trzech różnych reformulowanych olejów napędowych wykazały, że przyspieszanie wału korbowego badanego silnika jest procesem, któremu towarzyszą znacznie większe szybkości narastania ciśnienia niż w porównywalnych warunkach ustalonych. Oznacza to, że procesowi przyspieszania wału korbowego silnika może towarzyszyć zjawisko tzw. twardego spalania. Doświadczenia wykazały, że szybkość narastania ciśnienia zmierzona w komorze spalania badanego silnika podczas próby swobodnego przyspieszania może być nawet o 50% większa niż w porównywalnych warunkach ustalonych. W związku z tym należy rozważyć możliwość wykonania takiej regulacji aparatury wtryskowej paliwa, która pozwoli ograniczyć możliwość wystąpienia twardego spalania podczas przyspieszania silnika.

Analizując uzyskane wyniki stwierdzono, że jedynie zmniejszenie nominalnego dynamicznego kąta początku tłoczenia paliwa pozwoli znacznie ograniczyć nadmierną szybkość narastania ciśnienia typową dla procesu przyspieszania wału korbowego silnika. Analiza zmian ciśnienia w komorze spalania oraz wzniosu iglicy rozpylacza pozwoliły ustalić, że przyczyną twardszej pracy badanego silnika podczas prób swobodnego przyspieszania były większe opóźnienia samozapłonu paliwa. Autor rozprawy doktorskiej podjął także próbę wyjaśnienia przyczyn tego stanu rzeczy i wykorzystał do tego celu własne doświadczenia oraz dane literaturowe.

Dr inż. Grzegorz KATOLIK***Zerowymiarowy, statystyczny model obiegu silnika***

Promotor: prof. dr hab. inż. Karol Cupiał, Politechnika Częstochowska

Recenzenci: Prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz, Politechnika Poznańska; dr hab. inż. Jerzy Mirkowski, prof. Politechniki Częstochowskiej
Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Częstochowskiej w dniu 22 września 2005 r.

Głównym celem pracy była ocena możliwości wykorzystania modelu zerowymiarowego obiegu silnika spalinowego do modelowania przebiegu ciśnienia z uwzględnieniem niepewności cykli pracy.

Obiektem badań był czterosuwowy, osmiocylindrowy turbodoładowany silnik z zapłonem iskrowym zasilany biogazem. Indykowanie silnika przeprowadzono co 0,5°OWK dla średniej mocy 600 kW, co odpowiada średniej pracy indykowanej 1,7 MJ/m³. W wyniku analizy termodynamicznej określono wartości parametrów cykli pracy oraz ich niepewność.

Interaktywne modelowanie wysokociśnieniowej części wykresu indykatorowego przeprowadzono przy użyciu programu „Silinik”, w którym procesy wydzielania ciepła opisano funkcją Vibe i proces wymiany ciepła opisano równaniem Woschni. Jako kryterium dokładności modelowania zaproponowany został stosunek sumy absolutnych wartości elementarnych różnic pracy indykowanej rzeczywistej I_{rzecz} i pracy indykowanej modelowanej I_{mod} do wartości rzeczywistej pracy indykowanej I_{rzecz} , nazywany w pracy ADIW. Uzyskane wartości tego kryterium nie przekroczyły 4,46%. Porównanie wyników analizy częstotliwościowej przebiegu rzeczywistego i modelowanego wykazało, że różnice wartości amplitud składowych harmonicznych odniesione do wartości stałej składowej przebiegu rzeczywistego zawierają się w granicach -1,9 – 3,1% (dla pierwszych 4-ch składowych) oraz maleją poniżej wartości 1% dla pozostałych składowych harmonicznych.

Na podstawie analizy wyników modelowania interaktywnego zostały zaproponowane oraz przetestowane alternatywne metody doboru wartości parametrów modelu. Powstały one jako kombinacja równań regresji parametrów obiegu silnika oraz generatora liczb pseudolosowych o rozkładzie

normalnym. Metody te pozwalają na szybsze, niż dobór interaktywny, obliczenie wartości wybranych parametrów obiegu silnika. Dokładność uzyskanych wyników jest wystarczająca do obliczeń wstępnych i stanowi materiał wyjściowy do dokładniejszych obliczeń termodynamicznych obiegu silnika spalinyowego.

Dr inż. Stanisław KOZIOL

Ocena trwałości układu tłokowo-korbowego dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego głównie mieszaniną propan-butan

Promotor: prof. PR, dr hab. inż. Sławomir Luft – Politechnika Radomska
Recenzenci: prof. dr hab. inż. Zygmunt Szlachta – Politechnika Krakowska; prof. PR, dr hab. inż. Marian Szczerek – Politechnika Radomska
Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Radomskiej w dniu 11 marca 2004 r.

W pracy wykonano badania trwałościowe dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego LPG i olejem napędowym. Badania elementów układu korbowo-tłokowego takiego silnika porównano z wynikami uzyskanymi dla silnika zasilanego tylko olejem napędowym. Stwierdzono większe wartości zużycia elementów układu tłokowo-korbowego silnika zasilanego dwupaliwowo. Ponadto stwierdzono awarię silnika polegającą na uszkodzeniu tłoka. Autor podjął próbę wyjaśnienia przyczyn awarii oraz przyspieszonego zużycia elementów silnika dwupaliwowego. Przeprowadzono próby jakościowe oleju silnikowego w aspekcie wpływu stosowanego paliwa na podstawowe właściwości fizykochemiczne tego oleju. Wobec braku istotnych różnic wyników badań oleju silnikowego stosowanego w obu przypadkach zdecydowano się na przeprowadzenie badań procesu spalania. Zaobserwowano występowanie spalania stukowego w silniku dwupaliwowym. Zaproponowano zmianę kąta wyprzedzenia wtrysku na późniejszy w silniku dwupaliwowym w porównaniu do kąta stosowanego fabrycznie w silniku zasilanym standardowo. W ten sposób wyeliminowano efekt spalania stukowego. Zaobserwowano także zmniejszenie intensywności zużycia elementów układu tłokowo-korbowego.

dr inż. Marek STĘPNIEWSKI

Analiza wpływu wybranych parametrów mieszanki paliwowo-powietrznej na przebieg wyładowania zapłonowego w silniku

Promotor: prof. PR, dr hab. inż. Józef Nita – Politechnika Radomska
Recenzenci: prof. WAT, dr hab. inż. Andrzej Piętaś – Wojskowa Akademia Techniczna; prof. PR, dr hab. inż. Sławomir Luft – Politechnika Radomska
Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Radomskiej w dniu 18 marca 2004 r.

Pracę ukierunkowano na poszukiwanie efektywniejszych sposobów sterowania składem mieszanki paliwowo-powietrznej w silniku benzynowym.

Uzasadniając podjęcie tematu wskazano na istotne wady procesu sterowania składem mieszanki, wykorzystującym dwustanową sondę lambda, pracującą w układzie sprzężenia zwrotnego systemu sterującego. System ten ma przygotować mieszankę zapewniającą największą redukcję toksycznych składników w spalinach z zastosowaniem trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego.

W pracy przedstawiono podstawy wyładowania iskrowego w cylindrach silnika (w dielektryku), z których wynika wniosek o spójności procesu jonizacji i parametrów elektrycznych w przestrzeni, w której jonizacja zachodzi. Na tej podstawie sformułowano tezę o istnieniu związku między wybranymi parametrami mieszanki paliwowo-powietrznej w silniku o ZI a wybranymi wskaźnikami przebiegu wyładowania elektrycznego w przestrzeni otoczonej tą mieszanką. Na podstawie wykonanych badań uznano, że szczególnie interesująca jest faza tuż przed przebiciem przestrzeni międzyelektrodowej. Wytypowano dla tej fazy parametry dobrze ilustrujące rozpatrywane zjawiska.

Badania eksperymentalne dotyczą pomiarów stanowiskowych na hamowni silnikowej. Przeprowadzony eksperyment zapewnienia dużą dokładność szybkozmiennych pomiarów napięcia i prądu wyładowania zapłonowego. Opracowane procedury mogą być w przyszłości zastosowane do dalszych badań.

Wyniki badań wskazują na możliwość praktycznego wykorzystania świecy zapłonowej jako indywidualnego czujnika składu mieszanki, niezależnego dla każdego cylindra.

Konferencje 2006

11-12 styczeń 2006; International Motorsports Engineering Conference, Birmingham, Wielka Brytania.

www.imeche.org.uk/conferencesandevents



25-27 styczeń 2006; 2nd International Hydrogen & Fuel Cell Expo, FC EXPO 2006, Tokio, Japonia. www.fcexpo.jp



1-2 luty 2006; Hybrid Vehicle Technologies Symposium, San Diego, USA.

www.sae.org/events/training/symposia/hybrid



5-8 luty 2006; National Biodiesel Conference and Expo 2006, San Diego, USA.

www.biodieselconference.org



6-7 luty 2006; Global Fuels, Conference and Exhibition, London, Wielka Brytania.

www.propubs.com/globalfuels06



7-8 luty 2006; V Konferencja Naukowo-Techniczna „Problemy Bezpieczeństwa w Pojazdach Samochodowych”, Polska. www.tu.kielce.pl/konferencje



15-16 luty 2006; Third International German Hydrogen Energy Congress 2006, Essen, Niemcy.

www.dh2e.de



22-24 luty 2006; Clean Heavy-Duty Vehicle Conference, San Diego, USA.

www.calstart.org



7-8 marzec 2006; AUTOREG 2006, Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren, Wiesloch bei Heidelberg, Niemcy. www.vdi-wissensforum.de



8-11 maj 2006; 51st Annual Technical Congress & Exposition for the Worldwide Gas Turbine Community, Barcelona, Hiszpania.



igti.asme.org/events/te2006

9-10 marzec 2006; X Międzynarodowe Forum Gazowe, Warszawa, Polska.

www.forumgazowe.pl



9-11 maj 2006; Engine/Testing Expo – Stuttgart, Niemcy.

www.engine-expo.com



12-16 marzec 2006; NHA Annual Hydrogen Conference 2006, Long Beach, USA.

www.hydrogenconference.org



15-19 maj 2006; 6th International Advanced Automotive Battery and Ultracapacitor Conference, Baltimore, USA.

www.advancedautobat.com



14-15 marzec 2006; 4th International Exhaust Gas and Particle Emissions Forum, Ludwigsburg, Niemcy.

www.exhaust-forum.com



16-17 maj 2006; Global Motorsport Congress, Frankfurt, Niemcy. globalmotorsportscongress.com



21-23 marzec 2006; Central Biofuels Conference & Expo II, Panama City, Panama.

www.centralbiofuels.com



16-18 maj 2006; World Hydrogen Energy Forum & Exhibitions, HyTech2006, Beijing, Chiny.

www.hytech2006.cn



3-6 kwiecień 2006; SAE 2006 World Congress, Detroit, USA.

www.sae.org



17-18 maj 2006; 8th International Conference on Turbocharging and Turbochargers, London, Wielka Brytania.

www.imeche.org.uk/conferencesandevents



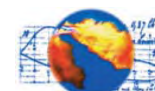
5-6 kwiecień 2006; European Congress: Alternative Energy Sources for Automobiles, Poitiers, Francja.

www.resauto.com/manifestation/sia/ae2006



18-19 maj 2006; 7th International Symposium on Internal Combustion Diagnostics, Baden Baden, Niemcy.

www.combustion-diagnostics.com



9-11 kwiecień 2006; HEI Annual Conference 2006, San Francisco, USA.

www.healtheffects.org



23-24 maj 2006; LNG Tech Global Summit 2006, Seville, Hiszpania.

www.lngsummit.com



23-26 kwiecień 2006; 11th International Conference on Numerical Combustion, Granada, Hiszpania.

www.siam.org/meetings/nc06



25 kwiecień 2006; 5th International Conference: „Worldwide Developments in Hydrogen and Fuel Cells”, Hannover Fair '06, Hannover, Niemcy.

www.fair-pr.com/hm06/conference



22-26 maj 2006; JSAE, Tokio, Japonia.

www.jsae.or.jp/index_e.php



27-28 kwiecień 2006; 27th International Vienna Motor Symposium, Vienna, Austria.

www.xn-vk-eka.at



2-4 maj 2006; ASME Power Conference 2006, Atlanta, USA.

www.asmeconferences.org/Power06/index.cfm



25-26 maja 2006; Międzynarodowa Konferencja Motoryzacyjna AUTOPROGRES-KONMOT 2006: Bezpieczeństwo i Ekologia Pojazdów, Rynia k/Warszawy, Polska.

pimot.org.pl/www

4-5 maj 2006; 2nd AVL Large Engines TechDay, Graz, Austria.

www.avl.com



30 maj-1 czerwiec 2006; World Bioenergy Conference & Exhibition, Jönköping, Szwecja.

www.worldbioenergy.se



7-10 maj 2006; Clean Cities Congress and Expo 2006: Fueling Clean Transportation, Phoenix, USA. www.afvi.org



30 maj-1 czerwiec 2006; Measurement Fair Sensor+Test 2006, Nürnberg, Niemcy.

www.sensor-test.de



7-10 maj 2006; ASME Internal Combustion Engine Conference, Aachen, Niemcy.

www.asmeconferences.org/ICES06



31 maj-1 czerwiec 2006; International Congress: Diesel Engines: The Low CO₂ and Emissions Reduction Challenge, Lyon, Francja.

www.resauto.com/manifestation/sia/diesel2006



5-9 czerwiec 2006; VII Międzynarodowa Konferencja Naukowa: Silniki Gazowe 2006, Hucisko, Polska.

www.silnikigazowe.pl

5-9 czerwiec 2006; 23rd World Gas Conference 2006, Amsterdam, Holandia.

www.wgc2006.nl



12-16 czerwiec 2006; 6th International Conference on Urban Climate, Göteborg, Szwecja.

www.gvc.gu.se/icuc6



13-16 czerwiec 2006; 16th World Hydrogen Energy Conference (WHEC 16), Lyon, Francja.

www.whec2006.com



14-15 czerwiec 2006; IPDS 2006 – Integrated Powertrain & Driveline Systems 2006, Essex, Wielka Brytania.

www.imeche.org.uk/conferencesandevents



19-21 czerwiec 2006; 4th International Fuel Cell Science, Engineering & Technology Conference, Irvine, USA.

www.asmeconferences.org/FuelCell06



3-7 lipiec 2006; European Fuel Cell Forum, Fuel Cells for a Sustainable World, Lucerne, Szwajcaria.

www.efcf.com/fcworld



12-14 lipiec 2006; Twelfth International Conference on Urban Transport and the Environment in the 21st Century, Urban Transport 2006, Prague, Czechy.

www.wessex.ac.uk/conferences/2006/urban06



12-14 lipiec 2006; Surface Engineering and Tribology for Future Engines and Drivelines, Tribology 2006, London, Wielka Brytania.

www.imeche.org.uk/conferencesandevents



23-28 lipiec 2006; Fifth Tokyo Conference on Advanced Catalytic Science and Technology, Tokio, Japonia. www.shokubai.org/TOCAT5



6-11 sierpień 2006; 31st International Symposium on Combustion, Heidelberg, Niemcy.

www2.iwr.uni-heidelberg.de/conferences



13-18 sierpień 2006; International Heat Transfer Conferences, IHTC-13, Sydney, Australia.

ihtc-13.mech.unsw.edu.au



20-24 sierpień 2006; 8th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Taipei, Taiwan.

avec06.pme.nthu.edu.tw



6-8 wrzesień 2006; Clean Power 2006, Lahti, Finlandia.

www.cleanpower2006.fi



6-8 wrzesień 2006; Automotive Testing Expo China 2006, Shanghai, Chiny.

www.testing-expo.com/china



7-8 wrzesień 2006; 18th AVL Engine & Environment Conference, Graz, Austria.

www.avl.com



10-13 wrzesień 2006; 32nd International Scientific Congress on Internal Combustion Engines, European Kongress KONES 2006, Warszawa - Nałęczów, Polska. www.ilot.edu.pl/STRANG/index.htm



13-15 wrzesień 2006; XVII Konferencja Naukowa "Pojazdy Szynowe 2006", Kazimierz Dolny, Polska.

www.it.pw.edu.pl/pojazdy_szyn_2006/glowna.html



13-15 wrzesień 2006; Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines THIESEL, Valencia, Hiszpania. www.cmt.upv.es



15-16 wrzesień 2006; Petrotrend – Forum Paliwowe, Warszawa, Polska.

www.petrotrend.pl



4-5 październik 2006; 8. Internationales Automobil-Forum, Graz, Austria.

www.automobilforum-graz.de



9-10 październik 2006; Aachen Colloquium "Automobile and Engine Technology", Aachen, Niemcy. www.rwth-aachen.de/ac-kolloquium



22-27 październik 2006; World Automotive Congress FISITA 2006, Yokohama, Japonia.

www.fisita2006.com



23-28 październik 2006; 22nd International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium & Exposition, Yokohama, Japonia.

www.evs22.org



26-27 październik 2006; International Conference: Fluid Dynamics Applications in Ground Transportation, Lyon, Francja

www.resauto.com/manifestation/sia/fluid2005



8-10 listopad 2006; Professional MotorSport World Expo 2006, Köln, Niemcy.

www.professionalmotorsport-expo.com



13-17 listopad 2006; Fuel Cell Seminar, Honolulu, Hawaje.

www.fuelcellseminar.com



grudzień 2006; Konferencja "Motoryzacyjne Problemy Ochrony Środowiska", Instytut Pojazdów, dr hab. inż. Wojciech Kruczyński, Warszawa, Polska.

e-mail: ippw@simr.pw.edu.pl





PTNSS KONGRES - 2005

Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych
Rozwój Silników Spalinowych

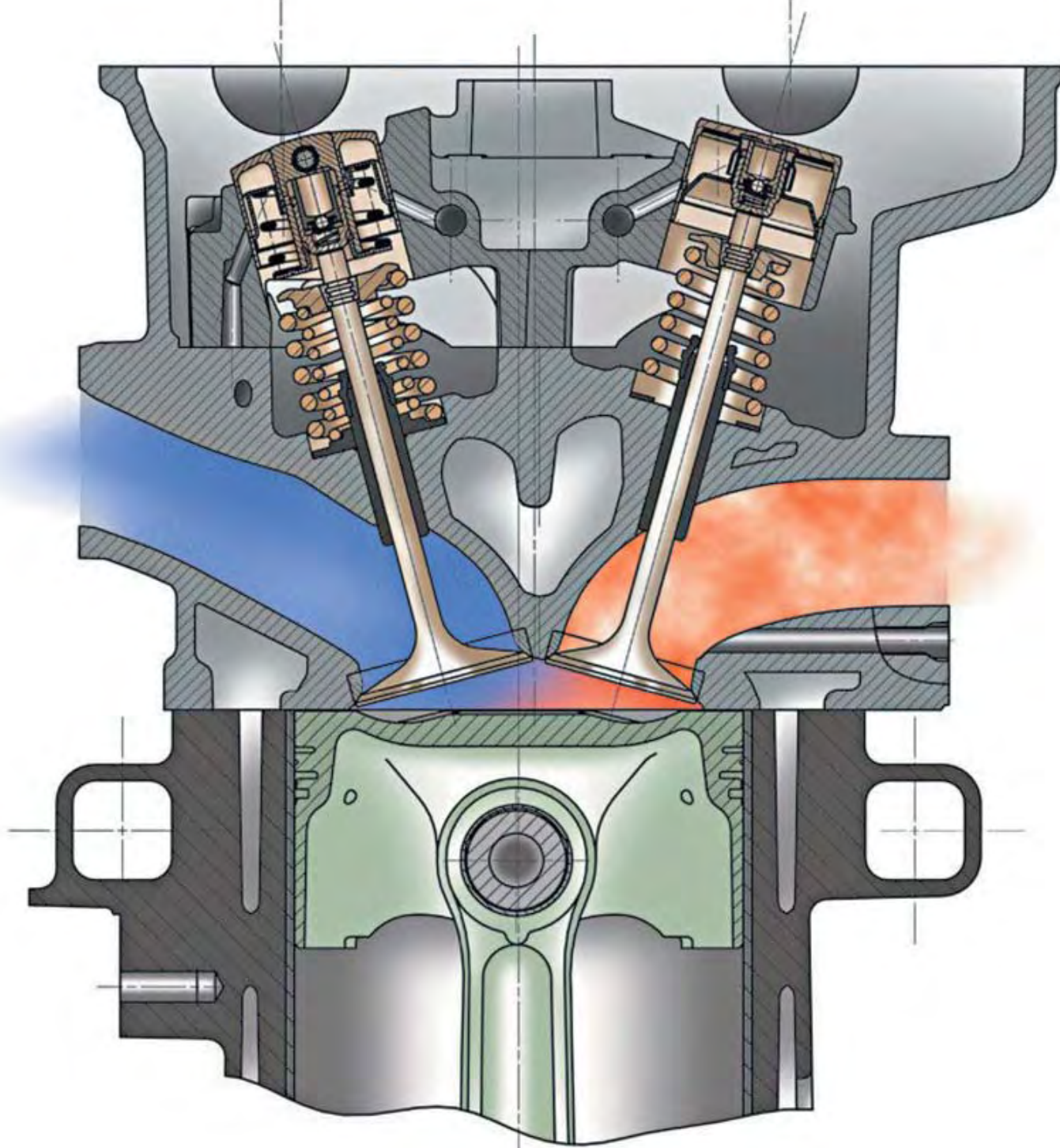
International Congress on Combustion Engines
The Development of Combustion Engines

Szczyrk, 25–28 września 2005/September 25th–28th, 2005

Poster Session, Tuesday 27th of September 2005, 18.00 - 19.00



- C116 Andrzej ADAMKIEWICZ, Marek DZIDA: Possibilities of recognizing faults in gas turbine engines on the basis of simulation of transitory processes
- C025 Andrzej AMBROZIK, Dariusz KURCZYŃSKI, Piotr ŁAGOWSKI: Heat release characteristics in AD3.152 engine fuelled with hydrocarbon and biogenous fuels
- C138 Witold BARTKIEWICZ, Krzysztof SOKOŁOWSKI: Nowe technologie pierścieni tłokowych w FPT „Prima” S.A.
- C147 Krzysztof BRZOZOWSKI, Jacek NOWAKOWSKI: An application of artificial neural networks to identify parameters of the working cycle model of compression ignition engine
- C071 Adam FIC, Zdzisław STELMASIAK, Jan A. WAJAND: The charge exchange process modeling in the two-stroke engine with the transfer valve located in the crown of the piston
- C128 Krzysztof GÓRSKI: Research on acceleration process of diesel engine fuelled with rape methyl esters
- C048 Andrzej GRZĄDZIELA: Analysis of vibration parameters marine gas turbine engines
- C118 Jerzy JASKÓLSKI, Grzegorz BUDZIK: Selected issues regarding turbocharged 4CT107 engine
- C119 Jerzy JASKÓLSKI, Grzegorz BUDZIK, Mariusz SOBOLAK: Some aspects of application of compressed natural gas (CNG) in powering MPK Rzeszów bus fleet
- C160 Jerzy JASKÓLSKI, Marcin SZCZEPKA, Paweł MIKODA: New turbocharger concepts for commercial vehicles
- C044 Zdzisław JUDA: Braking energy recovery in hybrid electric vehicles using supercapacitors
- C080 Andrzej KAZMIERCZAK: Computer simulation of the work process for diesel combustion engine
- C064 Zbigniew KORCZEWSKI: Diagnostic examination of marine engines in the Polish Navy
- C038 Miłosław KOZAK, Jerzy MERKISZ: The influence of diesel-fuel oxygenates on particulate matter emissions from diesel engines
- C012 Grzegorz KUBICA: The analysis of combustion for air-gas mixture (LPG) in SI engine
- C158 Jerzy LARISCH, Tomasz KNEFEL, Zdzisław STELMASIAK, Wojciech PIETRASINA: A development control unit for common rail injection system
- C135 Rafał LONGWIC, Roman PALUCH, Piotr TARKOWSKI: The measurement of pressure in the combustion chamber of the diesel engine in transient conditions
- C045 Tomasz LUS: Constructions of modern marine diesel engines valve train mechanism
- C063 Artur MACIĄG, Wiesław OLSZEWSKI: Changes of the selected physico-chemical properties of the synthetic motor oil during operation life
- C079 Jerzy MERKISZ, Wojciech GIS, Stanisław RADZIMIRSKI, Marcin RYCHTER: The analysis of a misfire simulation in SI engine vehicle tests
- C111 Jan MONIETA, Piotr WÓJCIKOWSKI: Investigations of carbon deposits of injector nozzles of marine diesel engines
- C068 Jacek NOWAKOWSKI: An application of optimisation method to identify parameters of the working cycle model of compression ignition engine
- C087 Marek ORKISZ, Piotr WYGONIK: Aircraft turbojet engine emission standards
- C003 Leszek PIASECZNY, Ryszard ZADRAĞ: Research on the influence of water delivery to cylinder on parameters of combustion process and toxicity of CI engine
- C065 Dariusz PIETRAS, Maciej SOBIESZCZAŃSKI, Antoni ŚWIĄTEK, Piotr PAJDOWSKI: Selection of the 1.3 JTD engine's operating parameters characteristic to NEDC driving cycle for the purpose of development research
- C127 Stanisław POLANOWSKI: Approximation of the compression cylinder pressure of the marine engine by means of multiparameter model
- C102 Grzegorz PRZYBYŁA, Stefan POSTRZEDNIK: Relationship parametr reference cycle and real internal combustion engine's cycle
- C029 Marcin RYCHTER: Using ionic conductor in building of sensors measurement of components pollution of exhaust gases in order to monitoring of catalytic converter in CI engine in light of OBDII/EOBD system
- C157 Bronisław SENDYKA, Marcin NOGA: Pressure increase rate during combustion of natural gas mixture with air in static conditions
- C161 Bronisław SENDYKA, Andrzej SOCHAN: Determination of the total efficiency in the engine with Atkinson cycle
- C162 Bronisław SENDYKA, Jacek SOCZÓWKA: Influence of variable compression ratio on total efficiency SI engine
- C163 Bronisław SENDYKA, Sławomir KUDZIA: Formation process of fuel-air mixture in wall guided direct injection engine
- C091 Lech SITNIK: Neuronal network for diesel engine control
- C004 Zdzisław STELMASIAK, Jerzy LARISCH, Tomasz GIŁOWSKI: The possibility of the diesel oil initial dose controlling in the dual fuel CI engine equipped with common rail system
- C014 Zdzisław STELMASIAK, Tomasz GIŁOWSKI: Comparison of the dynamics of the heat release in the compression ignition engine fuelled traditional and dual fuel
- C020 Zdzisław STELMASIAK: The effect of gas-air mixture composition on the performance of a dual fuel engine fuelled with CNG
- C030 Andrzej SUCHECKI, Adam SORDYL, Piotr BIELACZYC, Janusz JAKÓBIEC: Analysis of the oil consumption in the modern Euro 4 turbocharged compression-ignition engine
- C156 Ryszard TRZĘSIOCH: Nowy typ silnika o układzie korbowym wewnątrz tłoka
- C121 Grzegorz WCISŁO: Determining energy value of biodiesel fame
- C122 Grzegorz WCISŁO: The influence of rapeseed varieties on the amount of biodiesel fame that can be obtained from rape cultivation
- C125 Ryszard WOŁOSZYN: Wtryskowy układ zasilania paliwem CNG w silniku o ZI
- C099 Zbigniew ŻMUDKA, Stefan POSTRZEDNIK: Essential conditions of co-operation of catalytic converters with combustion engines



Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych
Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Regiony

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie

Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt

Kontakt

Członkostwo

Wniosek

Z życia PTNSS

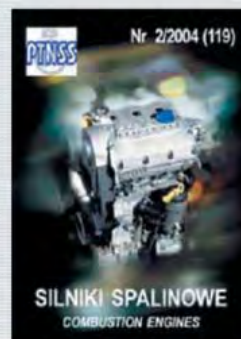
Zebrań Zarządu
Zebrań Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt	Prenumerata	Skład-osobowy	Koncepcja wyd.	Współpraca
Zgłoszenia	Zapowiedź	Bieżący numer	<u>Archiwum</u>	

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



ISSN 0138-0346



9 770138 034000

www.ptnss.pl