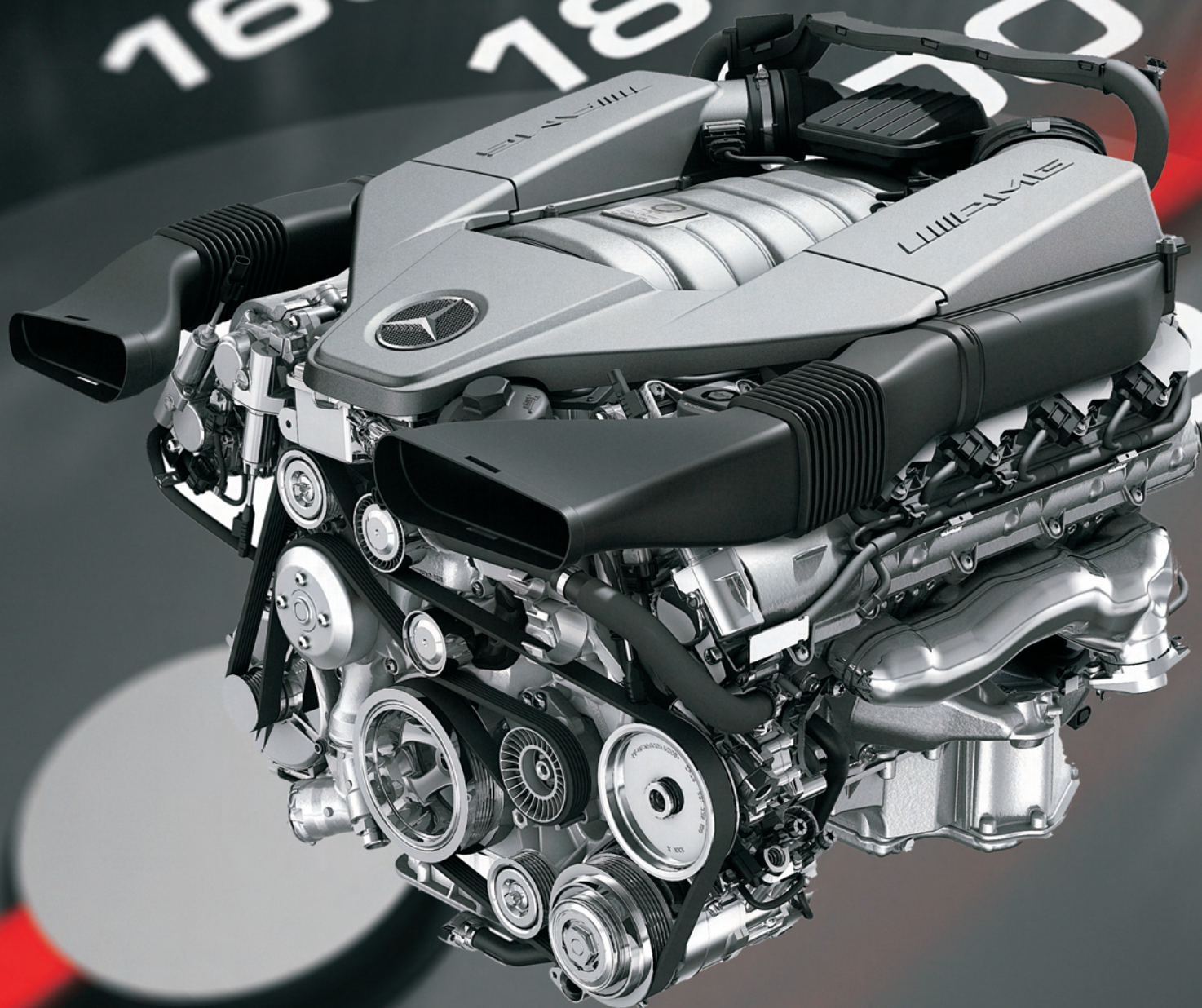




4/2009 (139)



# COMBUSTION ENGINES

## *SILNIKI SPALINOWE*



## Tematyka prac badawczych:

- Analiza i numeryczna symulacja procesów roboczych w silnikach spalinowych
- Analiza i dobór parametrów procesu wtrysku w silnikach o zapłonie samoczynnym
- Dobór i optymalizacja algorytmów sterowania silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym
- Badania nad spalaniem paliw alternatywnych w silnikach o zapłonie iskrowym i o zapłonie samoczynnym
- Doświadczalna i numeryczna analiza procesów zasilania w silnikach dwupaliwowych

## Laboratoria:

- Budowy silników
- Sterowania silników
- Aparatury paliwowej

## Wyposażenie:

- Aparatura do indykowania silników
- Laboratoryjne urządzenia do analizy spalin silników
- Unikalna aparatura do programowania procedur sterowania wtryskiem, zapłonem, recyrkulacją i doładowaniem silników
- Stanowiska dynamometryczne do badań: silników, pomp wtryskowych, pompowtryskiwaczy, elementów układów sterowania

Kierownik Katedry: prof. dr hab. inż. Kazimierz Romaniszyn  
Kierownik Zakładu: dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak, prof. ATH  
Akademia Techniczno-Humanistyczna  
Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów  
Zakład Silników Spalinowych  
ul. Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała, tel. +48 33 8279216  
e-mail: [zstelmasiak@ath.bielsko.pl](mailto:zstelmasiak@ath.bielsko.pl), [www.kSSIP.ath.bielsko.pl](http://www.kSSIP.ath.bielsko.pl)



## COMBUSTION ENGINES

*SILNIKI SPALINOWE*

Scientific Magazine

*Czasopismo naukowe*

4/2009 (139)

December 2009

Rok XLVIII

PL ISSN 0138-0346

Editor/Wydawca:

**Polskie Towarzystwo Naukowe**

**Silników Spalinowych**

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

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

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

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

### **Scientific Board/Rada Programowa:**

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał

prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski

prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

prof. dr hab. inż. Marek Orkisz

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

prof. dr inż. Stefan Pischinger

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr inż. Mirosław Wyszynski

### **Editorial Office/Redakcja:**

Institut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

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

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

### **Editorial Staff/Zespół redakcyjny:**

dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. PP

(*Editor-in-Chief*/redaktor naczelny)

mgr Krystyna Bubacz

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

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr hab. inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

### **Cooperation/Współpraca:**

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

dr hab. inż. Andrzej Zieliński, mgr Tomasz Pawlak

### *Editorial*

This issue of the Combustion Engines Magazine appears at the end of 2009 – the year of world crisis in the automobile and engines industry. The decrease of sales and production was very rapid and their levels in some cases were lower even by 30-50%. The world largest automobile concern Toyota/Japan has lost above 5 billion US dollars as a consequence of the crisis and the second one – General Motors – has lost even more. It has been the worst period for this segment of industry and market since early 70th of XX c. Fortunately, the bad trends are beginning to let go and both the market and the industry are demonstrating moderate optimism.

For a couple of tycoons in the automobile industry the crisis has caused some serious consequences. GM has lost its leading position in the world. As the result of this and of similar problems by Chrysler and Ford, USA (11.9% world production of vehicles in 2005) has lost its position of the largest car maker in the world in favor of Japan and even against China. Particularly, the very dynamic expansion of the Chinese automobile industry for the last few years has proven an enormous potential of this country. Achieving a dominant role in the world automobile production can be forecasted in the next few years.

Trouble in the world car production did not stop the research works conducted on internal combustion engines. We could say, that they have even intensified in the search of concepts and solutions for low emission and energy consumption.

In the domain of combustion engines some new aspects of the design trends could have been observed recently. The acceleration of the research on SI engines is being discussed much more often as the CI engines have already reached a very high level of advancement thanks to large investments made in the last two decades. Perhaps it is a good time to give more chance in this challenge to SI engines which are a quite good solution in hybrid drives and in the competitive race to reduce the emissions. The newest concepts for these engines have already been introduced such as two stage sequential supercharging, direct gasoline multi-injection and engine load control with no throttling but through electronically controlled valve timing. The achieved results show that new generation of SI engines could reach a comparative level to CI engines in terms of fuel consumption, driveability and even better in the emissions and reliability at reasonable costs.

This competition between SI and CI engines has continued since the beginning of their existence and will get stronger and more interesting in the nearest future. We hope to observe it and report the results in our magazine.

*Editorial Board  
of the Combustion Engines Magazine*

**Contents/Spis treści**

Editorials/Od Redakcji .....	1
<b>Research/Badania</b>	
<i>J. Mamala</i> : The analysis of spark ignition engine short-time supercharging/ <i>Analiza krótkotrwałego doładowania silnika o zapłonie iskrowym</i> (2009-SS4-401) .....	3
<i>J. Nita, Z. Wolczyński</i> : The evaluation of cycle by cycle mixture composition in an indirect injection engine/ <i>Ocena fluktuacji cyklowego składu mieszanki w silniku z pośrednim wtryskiem benzyny</i> (2009-SS4-402) .....	12
<b>Design/Konstrukcja</b>	
<i>R. Mosakowski</i> : Analysis of balancing of six-cylinder in-line two-stroke internal combustion engines/ <i>Analiza wyrównoważenia dwusuwowych sześciocylindrowych silników rzędowych</i> (2009-SS4-403) .....	22
<i>T. Dziubak</i> : The problems of dust extraction from air intake cyclonic dedusters of special vehicle engines/ <i>Problemy odsysania pyłu z odpylaczy bezwładnościowych filtrów powietrza wlotowego silników pojazdów specjalnych</i> (2009-SS4-404) .....	34
<b>Modelling&amp;simulation/Modelowanie i symulacja</b>	
<i>A. Kociszewski</i> : Numerical modelling of combustion in SI engine fuelled with methane/ <i>Modelowanie numeryczne procesu spalania w silniku ZI zasilanym metanem</i> (2009-SC-094) .....	45
<i>A. Szpica</i> : The assessment of the usefulness of selected functions in the description of the flow characteristics of a throttle body/ <i>Ocena przydatności wybranych funkcji do opisu charakterystyki przepływowej przepustnicy</i> (2009-SS4-405) .....	55
<b>Fuels/Paliwa</b>	
<i>J.W. Kotowski, A. Augustynowicz</i> : A growing position of methanol and hydrogen as energy carriers in the global economy/ <i>Rosnąca pozycja metanolu i wodoru jako surowców energetycznych w gospodarce światowej</i> (2009-SS4-406) .....	61
<b>Metodology/Metodologia</b>	
<i>Z. Chłopek</i> : The methods of synthetic assessment of emissions from combustion engines/ <i>O metodach syntetycznej oceny emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych</i> (2009-SS4-407) .....	68
<b>News/Aktualności</b>	
Aktualności silnikowe .....	77
<b>Bibliography/Bibliografia</b>	
Books, monographies, studies/ <i>Książki, monografie, rozprawy</i> .....	83
Qualifying as ass. prof., doctorates/ <i>Habilitacje, doktoraty</i> .....	83
<b>Personalies/Personalia</b>	
Profesor Janusz Mysłowski – 70-lecie urodzin .....	88
Profesor Cezary Bocheński – Memories/ <i>Wspomnienie</i> .....	90
<b>Conferences/Konferencje</b>	
Zapowiedź konferencji <i>Silniki Gazowe</i> .....	91
<b>Editorials/Redakcyjne</b>	
Instrukcja przygotowania artykułów do kwartalnika <i>Combustion Engines/Silniki Spalinowe</i> .....	92

**Editor/Wydawca****Polskie Towarzystwo Naukowe  
Silników Spalinowych**

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

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

© Copyright by

**Polish Scientific Society of Combustion Engines**

All rights reserved.

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

*Wszelkie prawa zastrzeżone.*

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

**Subscriptions/Prenumerata**

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

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

Nakład: 550 egz.

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

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

**Reviewers/Recenzenci:**

dr hab. inż. W. Kozak  
dr hab. inż. Stanisław Kruczyński, prof. nzw.  
prof. dr hab. inż. Sławomir Luft  
prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz  
prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski  
prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny  
dr hab. inż. Krzysztof Wislocki, prof. nzw.

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

**Cover/Okladka**

I – AMG 6.0-liter twin turbo V12 engine  
( $N_e = 420$  kW,  $M_o = 650$  N·m)  
( *fot. media.daimler.com*), tlo (© XYZproject – Fotolia.com)  
IV – BMW R 1200 engine  
( $N_e = 81$  kW,  $M_o = 120$  N·m)  
( *fot. press.bmwgroup.com*)

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

## The analysis of spark ignition engine short-time supercharging

The paper presents the analysis of improvement of spark ignition engine operation indexes by means of short-time supercharging. The simulation and engine test stand investigation results of the air flow in the spark ignition combustion engine intake system have been shown here.

Key words: accelerability, combustion engine, simulation tests, air flow, intake manifold, short-time supercharging

### Analiza krótkotrwałego doładowania silnika o zapłonie iskrowym

W artykule przeanalizowano możliwości poprawy wskaźników pracy silnika o zapłonie iskrowym przez zastosowanie krótkotrwałego doładowania. Przedstawiono wyniki badań symulacyjnych i stanowiskowych przepływu powietrza w układzie dolotowym silnika spalinowego o zapłonie iskrowym.

Słowa kluczowe: zdolność przyspieszania, silnik spalinowy, badania symulacyjne, przepływ powietrza, kolektor dolotowy, doładowanie krótkookresowe

#### 1. Introduction

The reduction of toxic emissions is the main direction of tests carried out on combustion engines [3, 10, 17, 18]. We should not forget, however, of the basic function of the engine, namely the generation of mechanical power [5, 11, 13, 15, 21]. The use of a combustion engine as the source of propulsion often means a necessity of quick changes of the generated power, frequently to a significant extent [7–10, 12, 14, 16, 20]. Engine power ( $N_e$ ) is the product of torque ( $M_o$ ) and crankshaft angular velocity ( $\omega_s$ )

$$N_e = M_o \cdot \omega_s \quad (1)$$

Thus, the engine power increase is determined by the dependency:

$$\Delta N_e = \Delta M_o \cdot \omega_s + M_o \cdot \Delta \omega_s + \Delta M_o \cdot \Delta \omega_s \quad (2)$$

In order to increase the engine power, it is necessary to increase its torque or crankshaft angular velocity. Under quasi-stationary operating conditions, the engine inertia and its systems can be neglected. In the dynamic state, the delay of a response to a change in the control signal, and, most of all, the mechanical inertia resulting from the heavy weight of the moving engine parts, must be taken into account. The issue analyzed in this paper gains particular importance in drive systems enabling a transfer of power with a variable value of the drivetrain kinematic ratio. The control strategy directed to a reduction of the fuel consumption ( $\text{CO}_2$  emission) is related to the engine operation at low crankshaft velocity and high torque at a specified vehicle speed. As a result, the torque reserve (measured from the  $M_{zw}$  external characteristics) is low, which, according to the equation

$$(M_{zw} - M_o) = J_s \cdot \frac{d\omega_s}{dt} \quad (3)$$

#### 1. Wprowadzenie

Zmniejszenie emisji substancji szkodliwych to główne kierunki prowadzonych badań nad silnikami spalinowymi [3, 10, 17, 18]. Nie można jednak zapomnieć o podstawowej funkcji silnika, która polega na generowaniu mocy mechanicznej [5, 11, 13, 15, 21]. Wykorzystanie silnika spalinowego w charakterze jednostki napędowej wiąże się z koniecznością szybkiej zamiany generowanej mocy, często w znacznym zakresie [7–10, 12, 14, 16, 20]. Moc silnika ( $N_e$ ) jest iloczynem jego momentu obrotowego ( $M_o$ ) i prędkości kątowej wału korbowego ( $\omega_s$ ) – równanie (1). Zatem przyrost mocy silnika określa zależność (2).

Dla zwiększenia mocy silnika konieczne jest zwiększenie jego momentu obrotowego względnie prędkości kątowej wału korbowego. W quasi-stacjonarnych warunkach pracy pominąć można bezwładność silnika i jego układów. W stanie dynamicznym uwzględnić należy opóźnienie w odpowiedzi na zmianę sygnału sterowania, a przede wszystkim bezwładność mechaniczną wynikającą z dużej masy elementów ruchomych silnika. Rozpatrywany w opracowaniu problem nabiera szczególnego znaczenia w układach napędowych umożliwiających przenoszenie mocy przy zmiennej wartości przełożenia kinematycznego układu przeniesienia napędu. Strategia sterowania zorientowana na ograniczenie zużycia paliwa (emisja  $\text{CO}_2$ ) wiąże się z pracą silnika przy małej prędkości wału korbowego i dużym momencie obrotowym, przy określonej prędkości ruchu samochodu. W rezultacie zapas momentu obrotowego (mierzonego od charakterystyki zewnętrznej  $M_{zw}$ ) jest mały, co zgodnie z równaniem (3) ogranicza możliwość uzyskania znacznego przyspieszenia wału korbowego, a tym samym uzyskanie istotnego przyrostu mocy silnika w krótkim czasie. W celu poprawy dynamiki układu napędowego w artykule szczegółowej analizie poddano koncepcję zasobnikowego doładowania silnika.

restricts the possibility of obtaining significant crankshaft acceleration and thus, obtainment of significant engine power in a short time. To improve the drive system dynamics, the paper included a detailed analysis of accumulative supercharging.

## 2. The spark ignition engine short-term supercharging system

The application of supercharging is one of the ways of increasing the engine torque. The references [4, 14, 15, 18, 19, 22] present numerous systems of continuous (e.g. compressor systems) or intermittent supercharging systems.

An interesting solution is the system presented in paper [19], consisting of a turbocharger and compressed air accumulator. At the moment of acceleration, when the turbocharger speed is insufficient, additional air from the accumulator is taken through a special system adjusting the air inflow into the cylinder. Thus, the air deficiency in the engine cylinder is refilled, which in consequence gives a higher torque and exhaust energy, achieving higher turbocharger acceleration. The maximum turbocharger efficiency was reached in this case by 3.5 s earlier as compared to the traditional system. The faster growth of the turbocharger speed also has a beneficial effect on the torque.

In the case of spark ignition, the issue is more complex, because of the risk of a knocking combustion with much charge in the cylinder. This unfavorable phenomenon can be restricted by lowering the charge temperature as a result of abrupt accumulative air decompression. Paper [14] presents the concept of such short-term supercharging system including determination of its basic parameters.

## 3. Simulative tests on the phenomena in the intake manifold

In order to examine the phenomena occurring in the intake system, its model was developed in the FLUENT package, serving to simulate the physical phenomena and flow analysis. The calculations made by means of this package are based on the finite volume method [1–3, 6]. The calculative area was discretized and its boundary conditions defined. Subsequently, the steady and the dynamic states of the medium in the engine intake system – were tested.

The air flow simulations in the intake manifold for throttle angles were carried out at a steady engine speed. The flow phenomena at a rapid engine load increase, i.e. at steady engine speed and variable throttle angle were examined and the functioning of the short-time supercharging in the intake manifold were simulated [12, 14, 16]. Analyzing the simulation results, the air stream velocity distributions and pressures occurring in the intake manifold were determined and the data obtained were compared to the experimental values. Paper [6] presents the description of the mathematical model applied and the results for selected operating states are presented below.

The steady (quasi-static) flow was simulated at the engine speed of  $n = 1800$  rpm and a constant throttle angle, then the next throttling valve opening angle was set, obtaining distributions of air flow directions and velocities.

## 2. Układ krótkotrwałego doładowania silnika ZI

Zastosowanie doładowania jest jednym ze sposobów na zwiększenie momentu obrotowego silnika. W literaturze [4, 14, 15, 18, 19, 22] znanych jest wiele układów doładujących w sposób ciągły (np. układy sprężarkowe) względnie okresowy.

Interesującym rozwiązaniem jest układ przedstawiony w pracy [19], składający się z turbosprężarki oraz zasobnika ze sprężonym powietrzem. W chwili przyspieszania, gdy prędkość obrotowa sprężarki jest niewystarczająca, doprowadza się dodatkowe powietrze z zasobnika przez specjalny układ regulacji napływu powietrza do cylindra. W ten sposób uzupełnia się niedobór powietrza w cylindrze silnika, a w rezultacie otrzymuje się większy moment obrotowy i większą energię spalin, uzyskując szybsze rozpędzenie turbosprężarki. Maksymalna wydajność turbosprężarki osiągnięta została w tym przypadku o około 3,5 s wcześniej w porównaniu z tradycyjnym układem. Szybszy przyrost prędkości obrotowej turbosprężarki wpływa również korzystnie na moment obrotowy silnika.

W przypadku silników o zapłonie iskrowym problem jest bardziej złożony z uwagi na zagrożenie spalaniem stukowym przy dużej ilości ładunku w cylindrze. To niekorzystne zjawisko można ograniczyć, obniżając temperaturę ładunku w wyniku gwałtownego rozprężenia powietrza z zasobnika. W pracy [14] przedstawiono koncepcję takiego układu krótkotrwałego doładowania i określono jego podstawowe parametry.

## 3. Badania symulacyjne zjawisk w kolektorze dolotowym

W celu poznania zjawisk występujących w układzie dolotowym opracowano jego model w pakiecie FLUENT służącym do symulowania zjawisk fizycznych i analizy przepływów. Obliczenia wykonywane za pomocą tego pakietu bazują na metodzie skończonych objętości [1–3, 6]. Dokonano dyskretyzacji obszaru obliczeniowego, określono warunki brzegowe. Następnie badaniom poddano ustalony i dynamiczny stan czynnika w układzie dolotowym silnika.

Przeprowadzono symulacje przepływu powietrza w kolektorze dolotowym dla różnego uchylenia przepustnicy przy ustalonej prędkości obrotowej silnika. Badano zjawiska przepływowe podczas gwałtownego zwiększenia obciążenia silnika, tj. przy stałej prędkości obrotowej i zmiennym uchyleniu przepustnicy oraz zasymulowano działanie układu krótkotrwałego doładowania w kolektorze dolotowym [12, 14, 16]. Analizując wyniki symulacji, wyznaczono rozkłady prędkości strug powietrza oraz ciśnień panujących w kolektorze dolotowym, a uzyskane dane porównano z wartościami eksperymentalnymi. W pracy [6] opisano zastosowany model matematyczny, a poniżej przedstawiono wyniki dla wybranych stanów pracy.

Przepływ ustalony (quasi-statyczny) symulowano przy prędkości obrotowej silnika  $n = 1800$  obr/min i stałym uchyleniu przepustnicy, następnie zadawano kolejny stopień uchylenia przepustnicy, uzyskując rozkłady kierunków i prędkości przepływu powietrza. Wyniki symulacji

The simulation results were graphically presented in Fig. 1 in the form of colored vectors, each color has an assigned appropriate velocity and flow direction. The velocity in the intake manifold increased along with the increasing throttle angle. At high velocities of the air stream flow through the volumetric part of the intake manifold the phenomenon of return flow occurs over the air intake tracts to each cylinder. This phenomenon occurs most intensively in the intake tract of cylinder four and is the result of the ejecting behavior of the flowing air stream at the intake stroke in cylinder 1 and 2. The highest flow velocities were recorded in intake tube 1 and 2, while in the other ones the flow velocities were on average by 0.5 m/s lower.

przedstawiono graficznie na rysunku 1 w postaci barwnych wektorów, a każdemu z wybranych kolorów przypisana jest odpowiednia prędkość oraz kierunek przepływu. Wraz ze zwiększaniem uchylenia przepustnicy prędkość w kolektorze dolotowym wzrasta. Przy dużych prędkościach przepływu strugi powietrza przez część pojemnościową kolektora dolotowego dochodzi do zjawiska przepływu zwrotnego nad przewodami doprowadzającymi powietrze do poszczególnych cylindrów. Zjawisko to występuje najbardziej intensywnie w przewodzie dolotowym czwartego cylindra i wynika z eżektorowego działania strugi przepływającego powietrza przy suwie dolotu w 1 i 2 cylindrze. Największe prędkości przepływu zaobserwowano w 1 i 2 przewodzie

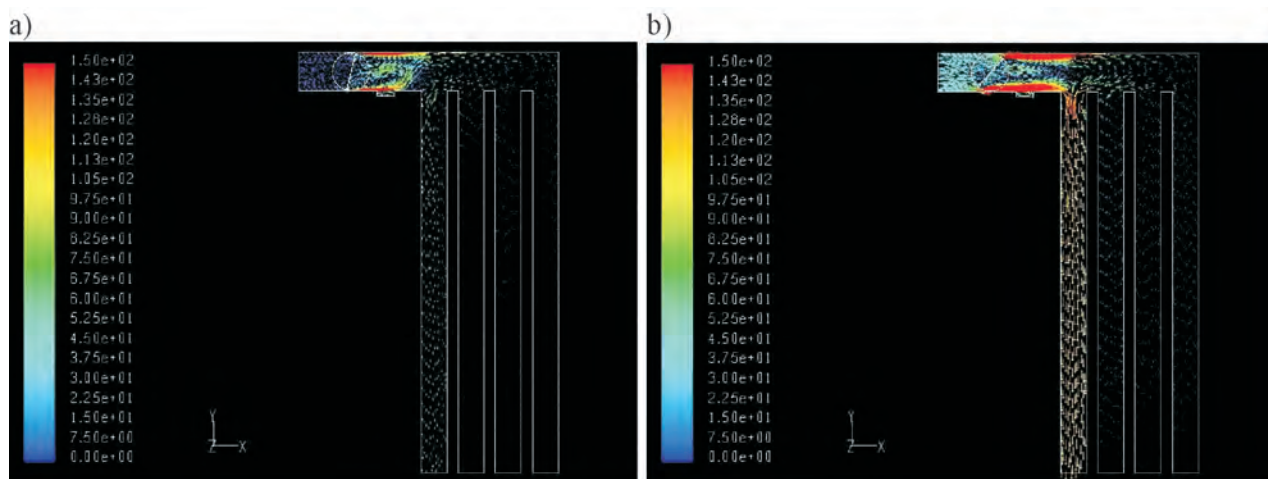


Fig. 1. Distribution of air flow velocity vectors and direction in the manifold for various throttle angles: a) 7% throttle angle, b) 37% throttle angle  
 Rys. 1. Rozkład wektorów prędkości oraz kierunku przepływu powietrza w kolektorze dla różnych uchyłń przepustnicy: a) 7% uchylenia przepustnicy, b) 37% uchylenia przepustnicy

For throttle angles within the range from 7 to 16% distinct swirls occur in the throttling valve section and at throttle angles above 19% they flatten but do not disappear. Higher velocities were also recorded in the flow area between the

dolotowym, podczas gdy w pozostałych prędkości przepływu były średnio o około 0,5 m/s mniejsze.

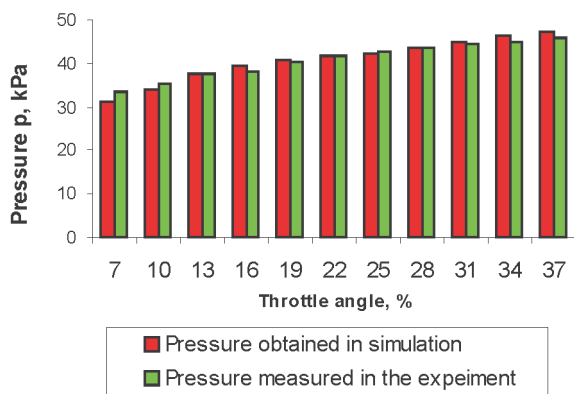


Fig. 2. Comparison of the pressure values in the intake manifold determined as a result of computer simulation and those measured in the experiment, for different throttle angles

Rys. 2. Porównanie wartości ciśnienia w kolektorze dolotowym określonych w wyniku symulacji komputerowej oraz zmierzonych w eksperymencie, dla różnego uchylenia przepustnicy

Dla uchylenia przepustnicy w przedziale od 7 do 16% występują wyraźne wiry w części zespołu przepustnicy, które dla uchylenia powyżej 19% ulegają spłaszczeniu, jednak nie zanikają. Zauważono również większe prędkości w obszarze przepływu pomiędzy zespołem przepustnicy a ścianką kolektora i jednocześnie mniejsze w osi poziomej przepływu, bezpośrednio przy przepustnicy. Prędkości te stopniowo zmniejszają się w dalszej części pojemnościowej kolektora nad poszczególnymi przewodami dolotowymi do cylindrów. Analizowano również rozkład ciśnienia panującego w kolektorze dolotowym dla różnego uchylenia przepustnicy, gdzie ciśnienie w układzie rośnie wraz z uchyleniem przepustnicy. Wyniki porównano z ciśnieniami zmierzonymi na rzeczywistym silniku i zestawiono na wykresie (rys. 2). Największa różnica ciśnienia wynosi 6%, co odpowiada wartości 2 kPa.

Wyniki symulacji stanu dynamicznego w układzie z krótkotrwałym doładowaniem przedstawiono na rysunku 3. Zarówno przy 7-procentowym, jak i 37-procentowym uchyleniu przepustnicy można zauważyć wir tworzący się pomiędzy przepustnicą a kanałem doprowadzającym powietrze doładujące z wysokociśnieniowego zasobnika. Wynika

throttling valve and the intake manifold wall and at the same time lower velocities – in the horizontal axis of the flow, directly near the throttling valve. The velocities decrease gradually in the further volumetric part of the intake manifold

to z większego strumienia masy powietrza przepływającego przez ten obszar. W obu przypadkach widać przepływ w kierunku przepustnicy, co wynika z tego, iż ciśnienie w kolektorze dolotowym jest wyższe niż przed przepustnicą.

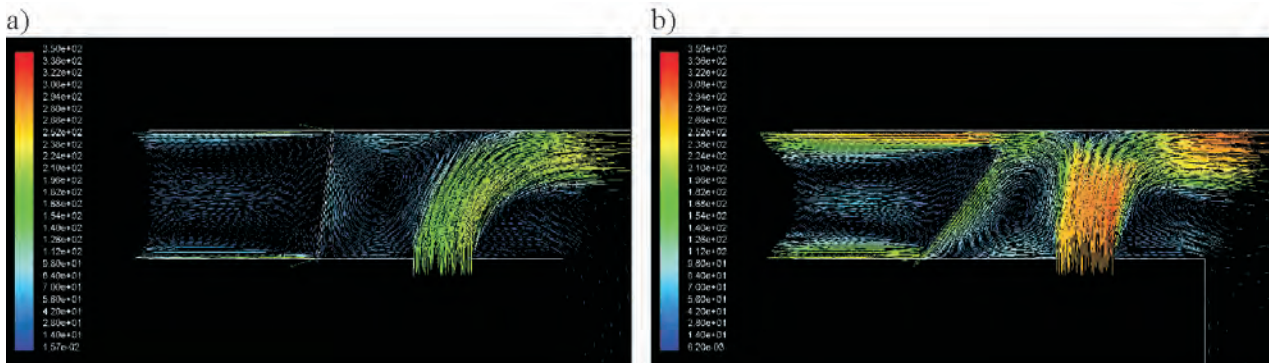


Fig. 3. Distribution of velocity vectors and air flow with engine supercharge: a) 7% throttling valve opening angle, b) 37% throttling valve opening angle

Rys. 3. Rozkład wektorów prędkości oraz kierunku przepływu powietrza przy doładowaniu silnika: a) 7% uchylenia przepustnicy, b) 37% uchylenia przepustnicy

over the specific cylinder air intake tracts for various throttle angles where the pressure in the system grows along with the throttle angle. The results were compared to the pressures measured on the real engine and listed on the diagram (Fig. 2). The largest pressure difference is 6%, which corresponds to 2 kPa.

The simulation results for the dynamic state in the system with short-time supercharging were presented in Fig. 3. For both 7% and 37% throttle angles, the swirls occurring between the throttling valve and the air tract supplying the charging air from the high-pressure accumulator can be seen. This is a result of higher weight of the stream flowing through this area. In both cases the flow towards the throttling valve is visible, which results from the fact that the pressure in the intake manifold is higher than that before the throttling valve. Part of the charging air leaves the manifold through this way, which reduces the pressure in the manifold below the nominal charging pressure.

At the dynamic state, the air flow in the intake manifold was examined upon abrupt opening of the throttling valve with angular velocity of 300 degrees/s. After the desired 37% throttle angle has been obtained, the short-time air supercharging takes place at absolute pressure of 300 kPa for the duration of 12 cycles as presented in Fig. 4. The charging air causes the growth of the air stream velocity after the throttling valve. Then, after ca. 0.03 s from the beginning of the charging period, the flow velocity decreases and the pressure in the intake channels grows. At the same time the air flow towards the ambient air intake direction, causing the charging pressure reduction to ca. 200 kPa. The charging air stream results in a high swirl in the area over the intake tract of cylinder 4 and the ejecting behavior of the stream causes the flow direction change in this tract. The air is returned to the volumetric part of the intake manifold and the pressure in the channel is reduced

Część powietrza doładującego silnik opuszcza kolektor tą drogą, co obniża ciśnienie w kolektorze poniżej nominalnego ciśnienia doładowania.

W stanie dynamicznym zbadano również przepływ powietrza w kolektorze dolotowym po gwałtownym uchyleniu przepustnicy z prędkością kątową wynoszącą 300 stopni/s. Po uzyskaniużądanego 37-procentowego uchylenia przepustnicy następuje doładowanie krótkookresowe powietrzem o ciśnieniu bezwzględny 300 kPa na czas trwania 12 cykli, co przedstawiono na rysunku 4. Powietrze doładujące wywołuje wzrost prędkości strugi powietrza za przepustnicą. Następnie, po ok. 0,03 s od początku procesu doładowania, prędkość przepływu maleje i następuje zwiększenie ciśnienia w kanałach dolotowych. Jednocześnie w obszarze przepustnicy pojawia się zjawisko przepływu powietrza w kierunku wlotu powietrza atmosferycznego, co powoduje obniżenie ciśnienia doładowania do ok. 200 kPa. Przepływ strumienia powietrza doładującego skutkuje dużym zawirowaniem w obszarze nad przewodem dolotowym 4 cylindra, a efektowne działanie strugi wywołuje zmianę kierunku przepływu w tym kanale. Powietrze zostaje cofnięte do części pojemnościowej kolektora, a ciśnienie w kanale obniża się do ok. 40 kPa (po 0,0044 s od początku procesu doładowania). Po 0,0176 s od początku doładowania ciśnienie w tym kolektorze dolotowym zaczyna wzrastać, a po 0,028 s wyrównuje się z ciśnieniem panującym w pozostałej części kolektora.

Przedstawione rozkłady ciśnienia w kolektorze dolotowym dla kolejnych kroków czasowych (rys. 4b) wskazują na zjawisko pulsowania ciśnienia występujące zarówno w procesie bez doładowania, jak i w procesie z doładowaniem. Wahania ciśnienia wynoszą do ok. 20 kPa w procesie bez doładowania, a w procesie z doładowaniem 40 kPa.

Porównując przepływ w układzie dolotowym silnika bez i z doładowaniem, można stwierdzić, że przy przepływie

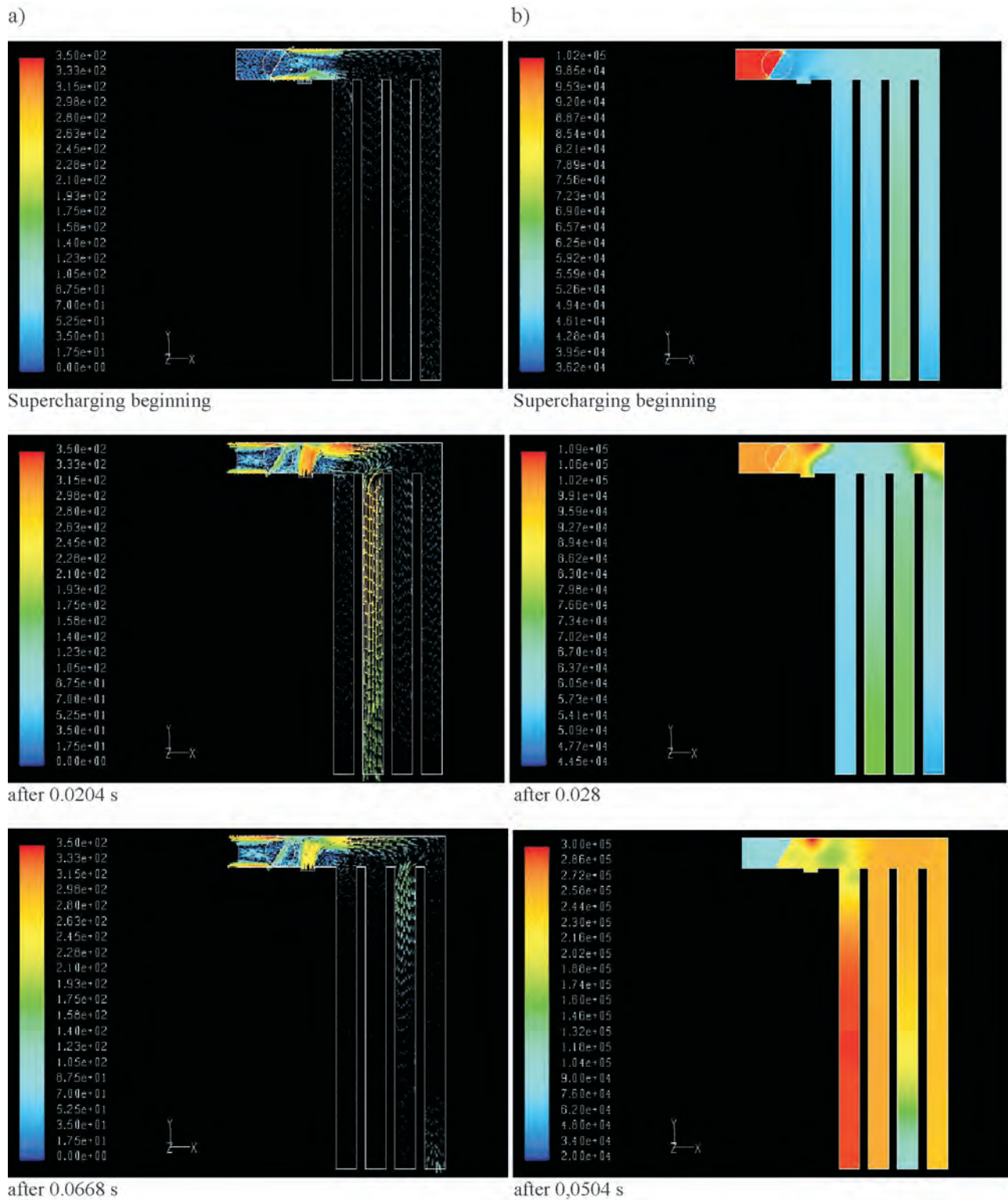


Fig. 4. The course of supercharging in the intake manifold at subsequent time steps: a) air velocity and flow direction vectors distribution in the supercharging process, b) pressure changes for the supercharging process

Rys. 4. Przebieg procesu doładowania w kolektorze w kolejnych krokach czasowych: a) rozkład wektorów prędkości oraz kierunku przepływu powietrza w procesie doładowania, b) zmiany ciśnienia dla procesu doładowania

to ca. 40 kPa (after 0.0044 s from the onset of supercharging). After 0.0176 s from the onset of supercharging, the pressure in this intake manifold begins to grow and after 0,028 s it becomes equal to the pressure of the remaining part of the intake manifold.

z doładowaniem średnia prędkość przepływu w kanałach dolotowych nad zamkniętymi zaworami osiąga wartości od 50 do 70 m/s, natomiast ciśnienie zmienia się ok. 120 do 180 kPa. Dla przepływu bez doładowania prędkość ta jest znacznie mniejsza i zmienia się z ok. 5 do 15 m/s, a

The pressure distributions presented for the intake manifold for subsequent time-steps (Fig. 4b) indicate the pulsating pressure phenomenon occurring both in the processes with and without supercharging. The pressure fluctuations are up to ca. 20 kPa in the process without supercharging, and 40 kPa with supercharging.

Comparing the flow in the intake systems of engine with and without supercharging, we may find that the mean flow velocity in the intake channels over the valves closed is 50 to 70 m/s, while the pressure changes by ca. 120 to 180 kPa for the flow with supercharging. For the unsupercharged flow the velocity is significantly lower and varies between 5 and 15 m/s with the pressure within the range from 50 to 70 kPa. The numerical tests carried out enabled a development of an image of the supercharging process and select the most efficient option for the real engine. The location of the supercharging air intake past the throttling valve was found appropriate provided that the appropriate throttle angle is maintained so that the throttle angle would be 7% during the supercharging process, in order to restrict the phenomenon of supercharging air flow towards the intake manifold inlet, which means a reduction in the supercharging pressure. Moreover, the simulation tests proved that the location of the pressure sensor directly past the throttling valve is unfavorable due to high swirls of the stream occurring in this area. The placement of the OEM pressure sensor in the flow stagnation zone makes its indications more neutral.

#### 4. Engine test stand investigations

The engine whose parameters were used in the simulation model (188A.5000 engine of Fiat Punto II Speed Gear) was used in the tests. Relevant modifications of the fuelling system, described in paper [15] were made in the engine. The engine was fitted with a short-time supercharging system consisting of a compressed-air accumulator, a set of reducers with electromagnetic injectors and an ECU. The analysis of the engine power increase potential through the increase of cylinder filling coefficient as a result of an application of a short-time accumulative supercharging was carried out based

ciśnienie w zakresie od 50 do 70 kPa. Przeprowadzone badania numeryczne pozwoliły na zobrazowanie procesu doładowania i wybranie opcji najbardziej efektywnej w rzeczywistym silniku. Ustalono, iż ulokowanie wlotu powietrza doładującego za przepustnicą jest słuszne przy zachowaniu odpowiedniego uchylenia przepustnicy, tak aby w trakcie procesu doładowania przepustnica była przymknięta 7%, w celu ograniczenia zjawiska przepływu powietrza doładującego w kierunku wlotu kolektora dolotowego, a tym samym obniżania się ciśnienia doładowania. Ponadto badania symulacyjne wykazały, że umiejscowienie czujnika ciśnienia bezpośrednio za przepustnicą jest niekorzystne, ze względu na duże zawirowania strugi występujące w tym rejonie. Umiejscowienie fabrycznego czujnika ciśnienia w strefie stagnacji przepływu sprawia, że jego wskazania są bardziej obiektywne.

#### 4. Badania stanowiskowe

Do badań zastosowano silnik, którego parametry wykorzystano w modelu symulacyjnym (silnik 188A.5000 z samochodu Fiat Punto II Speed Gear). W silniku przeprowadzono stosowane modyfikacje układu zasilania, opisane w pracy [15], wyposażając go w układ krótkotrwałego doładowania, na który składają się zasobnik sprężonego powietrza, zespół reduktorów z elektromagnetycznym wtryskiwaczem oraz ECU układu. Analizę możliwości zwiększenia mocy silnika przez zwiększenie współczynnika napełnienia cylindrów w wyniku zastosowania krótkotrwałego doładowania zasobnikowego przeprowadzono w oparciu o pomiary ciśnienia wewnątrz cylindra w silniku testowym dla charakterystyki zewnętrznej. Obserwacja ciśnienia wewnątrz cylindra, jak wykazano w pracy [13], przekłada się na uzyskany moment obrotowy silnika. Analizowano również przebieg ciśnienia pod kątem niebezpieczeństwa wystąpienia spalania stukowego dla charakterystyki zewnętrznej silnika przy 1500, 2500, 3500, 4500, 5500 obr/min. Z rysunków 5a i b wynika, iż spalanie stukowe nie występowało.

Warto zwrócić uwagę (rys. 5) na opóźnienie zapłonu, które zapobiega spalaniu stukowemu, zwłaszcza przy ma-

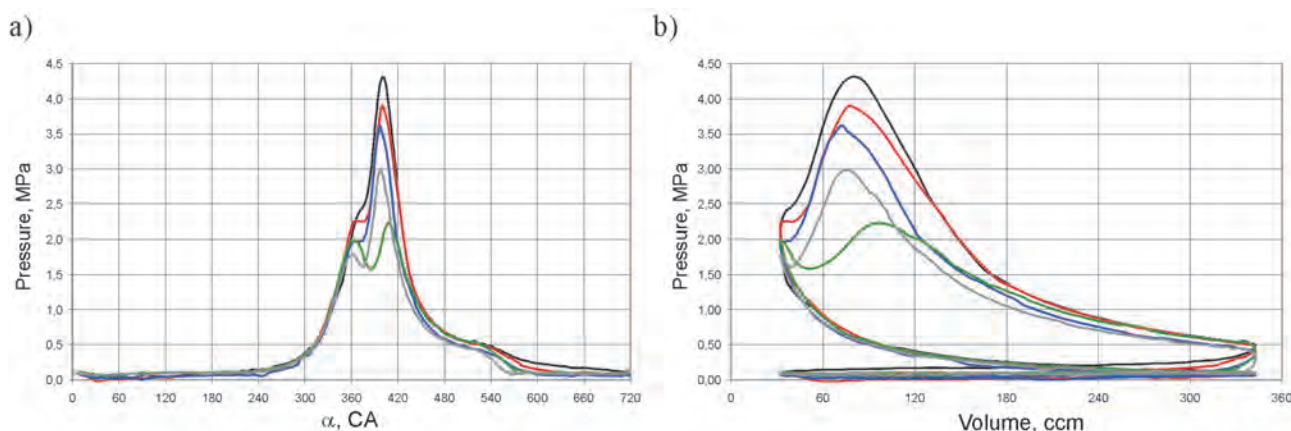


Fig. 5. Indicator diagram for full throttling valve opening: a) open, b) closed (black line 5500 rpm, red line 4500 rpm, blue line 3500 rpm, green line 2500 rpm, grey line 1500 rpm)

Rys. 5. Wykres indykatorowy dla pełnego otwarcia uchylenia przepustnicy: a) otwarty, b) zamknięty (linia czarna 5500 obr/min, linia czerwona 4500 obr/min, linia niebieska 3500 obr/min, linia zielona 2500 obr/min, linia szara 1500 obr/min)

on the pressure measurements inside the cylinder of the test engine for the external characteristics. Monitoring the pressure inside the cylinder in the test engine is translated into the engine torque, as proven in paper [13]. The pressure course (in terms of the risk of occurrence of knocking combustion) for the engine external characteristics at engine speeds 1500, 2500, 3500, 4500, 5500 rpm was also analyzed. Fig. 5a and 5b indicate that no knocking combustion occurred.

łej prędkości obrotowej silnika. Z badań symulacyjnych opisanych w poprzednim rozdziale wynika, że najbardziej skuteczne jest doładowanie przy przymkniętej przepustnicy (uchylenie równe 7%). Dla takich warunków przeprowadzono badania stanowiskowe silnika doładowanego.

Na rysunku 6 przedstawiano czasowy przebieg zmian ciśnienia wewnątrz cylindra oraz wykres indykatorowy dla dwu kolejno następujących po sobie cyklach, dla silnika doła-

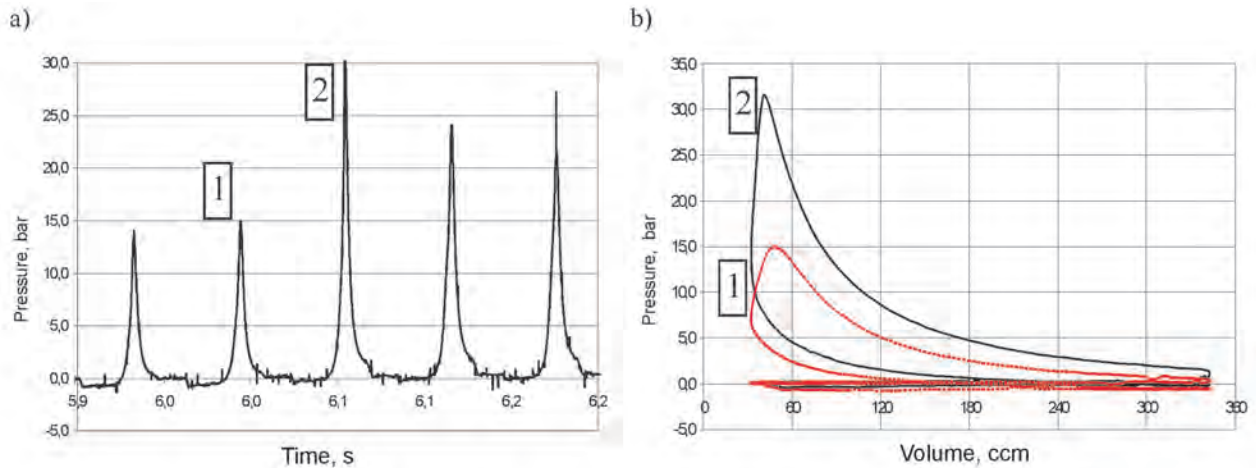


Fig. 6. Indicator diagrams for short-time supercharging: a) open, b) closed (red line – before supercharging, black line – after supercharging)

Rys. 6. Wykresy indykatorowe dla krótkotrwałego doładowania: a) otwarty, b) zamknięty (linia czerwona – przed doładowaniem, linia czarna – po doładowaniu)

The ignition delay (Fig. 5) is worth noticing as it prevents knocking combustion, especially at low engine speeds. The simulation tests described in the previous chapter indicate that supercharging with the throttling valve not fully closed is most efficient (7% throttle angle). The engine test stand investigation of the supercharged engine was carried out under the above conditions.

Figure 6 presents the time course of the pressure changes inside the cylinder and an indicator diagram for two subsequent cycles, for engine supercharged at effective supercharging pressure 155 kPa and 1800 rpm engine speed. The fuel dose was increased simultaneously to an increase in the supercharging. The supercharging process under the above conditions gave a positive effect on the course of the changes inside the cylinder (Fig. 6) and the temperature in the intake manifold dropped, which was presented in Fig. 7. The temperatures were measured by a specially designed set of three thermocouples – type K by OMEGA – that enabled measuring with the frequency of 250 Hz. The first thermocouple was mounted before the throttling valve, the second one in the intake manifold and the third one after the air injector at the inlet of the decompressed air into the manifold. The air temperature in the volumetric part of the intake manifold dropped by ca. 10°C during the supercharging process. Simultaneously, no temperature change before the throttling valve was recorded. In this case no return air flow from the volumetric part of the intake manifold towards the ambient air filter occurs and the whole air charged from

doładowanego przy ciśnieniu efektywnym doładowania 155 kPa i prędkości obrotowej silnika 1800 obr/min. Równocześnie z doładowaniem zwiększono dawkę paliwa. Realizacja procesu doładowania w takich warunkach korzystnie wpłynęła na przebieg zmian ciśnienia wewnątrz cylindra (rys. 6) oraz odnotowano spadek temperatury w kolektorze dolotowym, co zostało przedstawione na rysunku 7. Do pomiaru temperatury użyto specjalnie zaprojektowanego układu trzech termopar typu K firmy OMEGA, które umożliwiły pomiar z częstotliwością 250 Hz. Pierwszą termoparę zamontowano przed przepustnicą, drugą w kolektorze dolotowym, a trze-

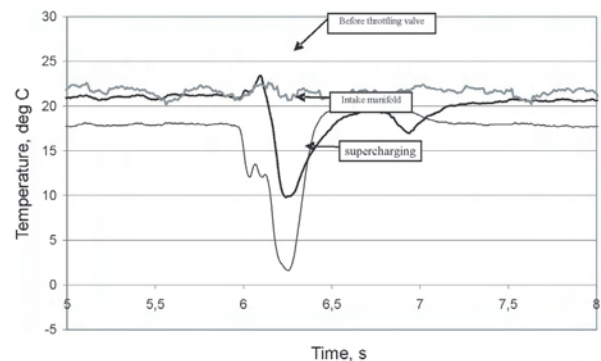


Fig. 7. Course of temperature changes in the intake manifold for short-time supercharging

Rys. 7. Przebieg zmian temperatury w kolektorze dolotowym dla krótkotrwałego doładowania

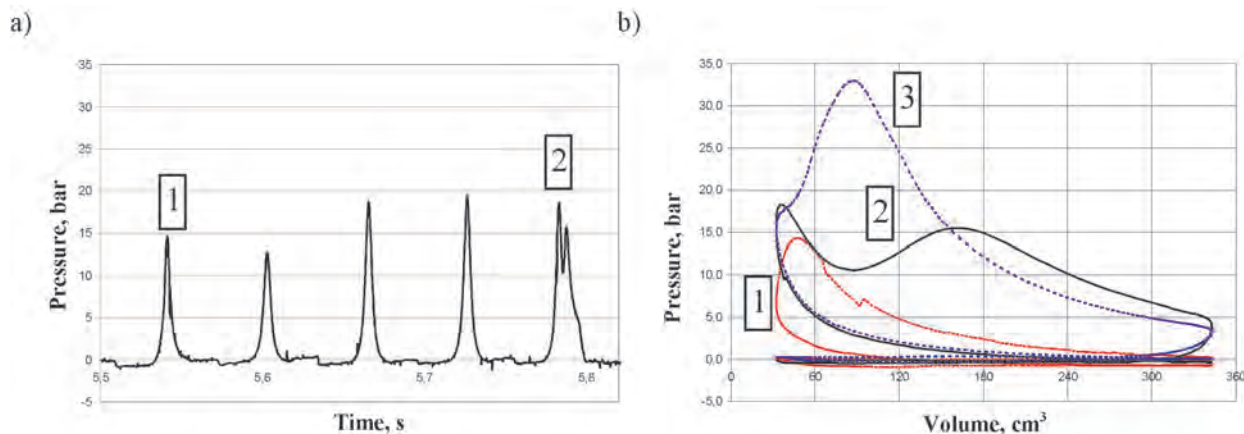


Fig. 8. Indicator diagrams for slight throttling valve opening: a) open b) closed (red line (1) – initial, black line (2) – transitional, dotted line (3) – with the throttling valve wide open)

Rys. 8. Wykresy indykatorowe dla nagłego uchylenia przepustnicy: a) otwarty, b) zamknięty (linia czerwona (1) – wyjściowy, linia czarna (2) – przejściowy, linia przerywana (3) – przy pełnym otwarciu przepustnicy)

the accumulator is supplied to individual cylinders. Thus, the assumption of the simulation tests concerning the necessity of supercharging with the throttling valve not fully closed, proves to be right.

The pressure inside the cylinder was also analyzed after abrupt opening of the throttling valve up to the maximum value, at the engine speed of 1800 rpm for an unsupercharged engine (Fig. 8). In this case the pressure growth is lower and delayed in time. For the cycle marked as No. 2 in drawing 8, the excessive ignition delay is visible, which prevents the knocking combustion. The maximum pressure marked as No. 3, was reached after 0.8 s only from the throttling valve opening time, and the maximum pressure during the transition process is by 10 bar lower than that of the supercharged engine.

The consequence of a different pressure course inside the cylinder is the course of torque in time (Fig. 9). It is conspicuous that a 50% growth of the torque value was achieved as a result of supercharging with the accretion time growing from 0.8 to 0.2 s.

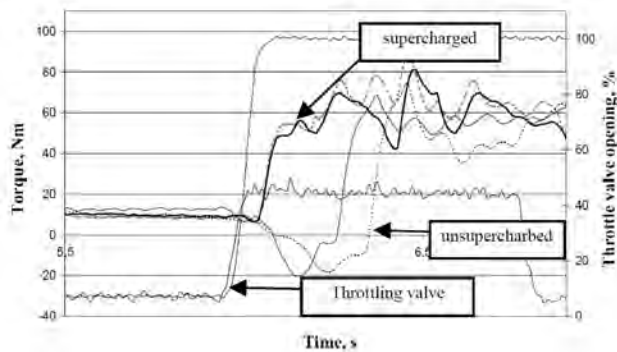


Fig. 9. Comparison of torque in time for a supercharged and an unsupercharged engine

Rys. 9. Porównanie przebiegu momentu obrotowego w czasie dla silnika doładowanego i wolnoścącego

cią za wtryskiwaczem powietrza przy wlocie rozprężonego powietrza do kolektora. Temperatura powietrza w części pojemnościowej kolektora podczas doładowania obniżyła się o około 10°C, jednocześnie nie odnotowano zmiany temperatury przed przepustnicą. W tym przypadku nie dochodzi do zjawiska przepływu zwrotnego powietrza z części pojemnościowej kolektora w kierunku filtra powietrza atmosferycznego, a całe powietrze doładowywane z zasobnika jest dostarczane do poszczególnych cylindrów. Potwierdza to słuszność przyjętego założenia z badań symulacyjnych o konieczności prowadzenia procesu doładowania z przymkniętą przepustnicą.

Analizie poddano także przebieg zmian ciśnienia wewnątrz cylindra, po gwałtownym uchyleniu przepustnicy do wartości maksymalnej, przy prędkości 1800 obr/min dla silnika wolnoścącego (rys. 8). W tym przypadku przyrost ciśnienia jest mniejszy i opóźniony w czasie. Dla cyklu oznaczonego na rysunku 8 numerem 2 widoczne jest nadmierne opóźnienie zapłonu, które zapobiega spalaniu stukowemu. Maksymalne ciśnienie, oznaczone numerem 3, osiągnięto dopiero po 0,8 s od chwili otwarcia przepustnicy, a ciśnienie maksymalne w procesie przejściowym jest o 10 barów mniejsze niż w silniku doładowanym.

Konsekwencją odmiennego przebiegu ciśnienia wewnątrz cylindra jest czasowy przebieg momentu obrotowego silnika (rys. 9). Jak widać, na skutek doładowania uzyskano 50-procentowy przyrost wartości momentu obrotowego przy skróceniu czasu narastania z 0,8 do 0,2 s.

## 5. Podsumowanie

Przedstawiony w pracy układ krótkotrwałego doładowania zasobnikowego korzystnie wpływa na wskaźniki pracy silnika w procesie przejściowym, wynikającym z potrzeby szybkiego zwiększenia jego mocy. Badania wykonane techniką symulacji cyfrowej pozwoliły na poznanie przepływu ładunku przez kolektor. Osiągnięto przy tym dużą zgodność wyników symulacji z wartościami eksperymentalnymi. Jednocześnie wykazano, że obniżenie temperatury powietrza w

## 5. Summary

The short-time accumulative supercharging system presented in this paper positively influences the engine operation indexes in the transient process, resulting from the need for fast engine power increase. The tests carried out with the use of a digital simulation technique enabled the authors to examine the charge flow through the intake manifold. At the same time high convergence of the simulation results with the experimental values was achieved. It was also proven that the temperature reduction in the intake manifold achieved through abrupt accumulative air decompression prevents a knocking combustion, which allows an increase in the ignition angle and an improved pressure in the cylinder. As a consequence, significant growth of torque was achieved and along with dynamic engine properties.

*Paper reviewed*

## Bibliography/Literatura

- [1] Fluid Dynamics Analysis Package. Fluid Dynamics International, Inc. 2007.
- [2] Ferziger J.H., Perić M.: Computational Methods for Fluid Dynamics, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 1999.
- [3] Abida J., Clalide D.: Spark ignition engines and pollution emission. New approaches in modelling and control. International Journal of Vehicle Design, Vol. 15, 1994, pp. 494-509.
- [4] Bernhard M., Dobrzyński S., Lothe E.: Silniki samochodowe, WKiŁ, Warszawa.
- [5] Che-Wun Hong: A fuzzy throttle controller for dynamic driving pattern simulation, International Journal of Vehicle Design, Vol. 16, 1995, pp. 203-218.
- [6] Dobrowolski B., Jantos J., Lenc-Brol A.: Badania symulacyjne zjawisk w kolektorze dolotowym silnika spalinowego w czasie krótkookresowego doładowania zasobnikowego. Silniki Spalinowe, Opole 2009, PTNSS-2009-SC-011.
- [7] Cichy M.: Pomiar momentu bezwładności i oporów mechanicznych metodą wybiegu, Technika Motoryzacyjna nr 1, 1969.
- [8] Gervas K., Pronin B.: Calculation of power losses in belt drivers. Russian Engineering Journal, Vol. 47, No. 3, pp. 26-29, 1967.
- [9] Ide T.: Effect of Power Losses of Metal V-Belt CVT Components on the Fuel Economy. International Congress on Continuously Variable Power Transmission CVT'99, Eindhoven University of Technology, Eindhoven 1999, pp. 93-98.
- [10] Jantos J., Korniak J., Mamala J., Siłka W.: Driveability and fuel consumption improvement through integrated fuzzy logic control of powertrain with spark ignition engine and continuously variable transmission, FISITA World Automotive Congress, Barcelona, No. F2004F414.
- [11] Jantos J., Mamala J.: Badania algorytmów działania nadzorczego sterownika napędu w aspekcie ekologicznym. Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN, ISSN 1642-1639, Kraków 2001, z. 22, s. 200-204.
- [12] Jantos J., Mamala J.: Zintegrowany system sterowania napędu samochodu osobowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, seria Mechanika, z. 56, nr 241, 1998, s. 33-46.
- [13] Jantos J., Mamala J.: Zużycie paliwa podczas ruchu samochodu ze zmienną prędkością. Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalino-

kolektorze, osiągnięte przez raptowne rozprężenie powietrza z zasobnika, zapobiega spalaniu stukowemu, co pozwala na zwiększenie kąta wyprzedzenia zapłonu i poprawę przebiegu ciśnienia w cylindrze. W rezultacie osiągnięto znaczący przyrost momentu obrotowego i polepszone właściwości dynamiczne silnika.

## Nomenclature/Skróty i oznaczenia

t	time/czas, s
$J_s$	engine polar moment of inertia/biegunowy moment bezwładności silnika, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
$M_o$	torque/moment obrotowy silnika, N·m
$\Delta M_o$	torque growth/przyrost momentu obrotowego silnika, N·m
$M_{zw}$	torque for 100% load/moment obrotowy silnika dla 100% obciążenia, N·m
$\omega_s$	crankshaft angular velocity/prędkość kątowa wału korbowego, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$
$\Delta \omega_s$	crankshaft angular velocity growth/przyrost prędkości kątowej wału korbowego, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$
$\Delta N_e$	power output growth/przyrost mocy użytecznej, kW
ECU	electronic control unit – microchip controller of accumulative supercharging system/sterownik mikroprocesorowy układu doładowania zasobnikowego

- wych, PAN oddział w Krakowie, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, Kraków 1999, z. 18, s. 121-126.
- [14] Mamala J., Jantos J., Bieniek A., Brol S.: Compensation of mechanical inertia in passenger car with spark ignition engine, EAEC 2007, 11th European Automotive Congress, Budapest 2007, s. 8.
- [15] Mamala J., Jantos J., Brol S., Malewicz K., Bieniek A.: The system of supercharging for the spark-ignition engine, Journal of Kones, vol. 14, no. 2, 2007, s. 291-298.
- [16] Mamala J., Jerzy J., Bieniek A., Brol S.: The Powertrain Mechanical Inertia of a Passenger car in the process of Accelerating, International Congress Motor Vehicles & Motors 2008.
- [17] Merksiz J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych, t.1, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998.
- [18] Mysłowski J.: Doładowanie bezsprężarkowe silników z zapłonem samoczynnym, WNT, Warszawa.
- [19] Nemeth H., Filer P., Palkovics L.: Diesel engine response improvement by compressed air charging, EAEC 2007 11 th European Automotive Congress, Budapest 2007, s. 13.
- [20] Vroemen B., Veldpaus F.: Hydraulic circuit design for CVT control. International Congress on Continuously Variable Power transmission CVT'99, Eindhoven University of Technology, Eindhoven 1999, pp. 11-111.
- [21] Wendeker M.: Opis zjawisk dynamicznych w procesie tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej w silnikach z wtryskiem benzyny, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, filia w Bielsku-Białej, Budowa i Eksploatacja Maszyn, z. 22, s. 45-57.
- [22] Wislocki K.: Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych, WKiŁ, Warszawa.

Mr. Jarosław Mamala, DEng. – doctor at the Faculty of Mechanical Engineering of Opole University of Technology.

Dr inż. Jarosław Mamala – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Opolskiej  
e-mail: [j.mamala@po.opole.pl](mailto:j.mamala@po.opole.pl)



## The evaluation of cycle by cycle mixture composition in an indirect injection engine

*The investigations on an indirect injection unsupercharged engine fitted with a two state oxygen sensor have shown a particularly high fluctuation of mixture composition in transient states of the engine, represented by the rev up and rev down of the engine without a load and with a steady load. The spread of the maximum and average cycle by cycle mixture compositions in these states determined by a method developed by the authors (this method shall be a subject of a separate publication) is larger if the engine load is lower. It has been proved that the biggest fluctuation of the mixture composition occurs in the first part of the rev down phase i.e. in the phase of stepwise throttle closing when the injectors are still activated. In steady states represented by typical operating states of the engine the highest fluctuation of the mixture composition occurs at high engine speeds and low engine loads, and the lowest at low engine speeds and high engine loads. It has been confirmed that the fluctuation of the cycle by cycle mixture composition in the transient states is almost one order of magnitude larger than in the steady states. The investigations have been performed on a 1.6l Euro 3 engine fitted with a control unit made by a reputable manufacturer.*

Keywords: gasoline engine, mixture composition, non-repeatability of the mixture composition

### Ocena fluktuacji cyklowego składu mieszanki w silniku z pośrednim wtryskiem benzyny

*Badania silnika wolnossącego z wtryskiem pośrednim benzyny z dwustanową sondą lambda wykazały szczególnie wysoką fluktuację składu mieszanki w stanach przejściowych w silniku, reprezentowanych przez rozbieg i wybieg silnika bez obciążenia i ze stałym obciążeniem. Rozrzuty maksymalny i średni cyklowego składu mieszanki w tych stanach wyznaczone opracowaną we własnym zakresie metodą (będzie to przedmiotem odrębnej publikacji) są tym większe, im obciążenie silnika jest mniejsze. Wykazano, że największa fluktuacja składu ma miejsce w pierwszej części fazy wybiegu, tj. w fazie skokowego zamykania przepustnicy, kiedy wtryskiwacze nie są jeszcze wyłączone. W stanach ustalonych reprezentowanych przez typowe stany eksploatacyjne silnika najwyższa fluktuacja składu występuje na wysokich obrotach silnika z niskim obciążeniem, a najmniejsza w silniku wysokoobciążonym na niskich obrotach. Stwierdzono, że fluktuacja składu cyklowego mieszanki w stanach przejściowych jest prawie o jeden rząd większa niż w stanach pracy ustalonej. Badania wykonano na silniku o pojemności 1.6l z ważną homologacją Euro 3, wyposażonym w system sterowania znanej światowej firmy.*

Słowa kluczowe: silnik benzynowy, skład mieszanki, niepowtarzalność składu mieszanki

### 1. Introduction

The biggest obstacle in ensuring repeatability in the mixture composition, having the biggest influence on the efficiency of a three way catalytic converter is the fuel film characteristics of indirect injection engines. Its existence, particularly in the transient states causes the mixture that reaches the catalyst to be different from the originally calculated mixture. If the calculated mixture composition (preset) does not allow for the dynamic properties of the fuel film the exhaust gas emissions past the catalyst will grow.

One of the ways to resolve this issue is based on the idea of combining two methods of mixture composition control i.e. open control (map) and closed control (adjustment) with the oxygen sensor feedback in the exhaust pipe. The first, based on the selected quantities characterizing the engine state determine the initial value of the mixture composition and the other adjusts that value to the expected one corresponding to the air excess coefficient  $\lambda^* = 1.0$  in the exhaust gases.

### 1. Wprowadzenie

Największą przeszkodą w zapewnieniu powtarzalności składu mieszanki spalanej, mającego największy wpływ na efektywność pracy trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego, jest film paliwowy, będący właściwością silników z wtryskiem pośrednim paliwa. Jego istnienie powoduje, że zwłaszcza w stanach przejściowych skład mieszanki docierający do reaktora katalitycznego jest różny od składu wysterowanego. Jeżeli skład wysterowany nie uwzględni dynamicznych właściwości filmu paliwowego, toksyczność spalin za katalizatorem wzrośnie.

Jeden ze sposobów rozwiązania tego problemu polega na połączeniu dwóch metod sterowania składem mieszanki, tj. tzw. sterowania otwartego (wg tzw. map) i sterowania zamkniętego (regulacji) z czujnikiem tlenu w spalinach (tzw. sondą lambda) w sprzężeniu zwrotnym. Pierwsze z nich, w oparciu o wybrane wielkości charakteryzujące stan silnika, wyznacza wartość początkową składu mieszanki, a drugie koryguje tę wartość do oczekiwanej, której odpowiada współczynnik nadmiaru powietrza określony w spalinach  $\lambda^* = 1,0$ .

The purpose of own investigations in this area, whose results have been presented in this publication is such a control of the mixture composition in an indirect injection engine that will ensure a combustion of a stoichiometric mixture in each cycle of the combustion in each cylinder taking into account the properties of the fuel film.

For the determining of the dynamic properties of the fuel film the methods of determining (measurement, calculation, forecasting) of the mixture composition are necessary: preset composition and a composition determined based on the exhaust gases in a single cycle. In the publication the authors present their own method of determining of the cycle by cycle preset mixture composition and in further publications the authors will discuss the way of determining of the mixture composition reaching the catalyst.

## 2. Expected features of a spark ignition engine control system

Exhaust gas emissions, operating energy consumption and the controllability are the three basic characteristics of a car that are influenced by the engine control system.

An ecological mixture is a mixture whose combustion in an engine operating under emission homologation test conditions (e.g. ECE-15 R.83) will ensure meeting  $i$  requirements (1) at the same time:

$$\int_0^T m_i(t) dt \leq M_i^* \quad (1)$$

where:  $m_i(t)$  – mass flow rate of  $i$ -th toxic component,  $M_i^*$  – maximum admissible mass of  $i$ -th component during the test,  $T$  – test duration,  $i$  – HC + NO<sub>x</sub>, CO (for ECE-15 R.83 v. 01–04).

One of the ways to reduce the exhaust emissions is the application of a three way catalytic converter, whose efficiency is the highest when the exhaust gases flowing through the catalyst are a result of a combustion of a stoichiometric mixture. The range of the highest catalytic converter efficiency is very narrow (Fig. 1) [1].

This imposes on the mixture composition control system a requirement of ensuring a full and entire combustion in each cycle in each cylinder. A failure to fulfill this condition results in a necessity of seeking other ways to reduce exhaust emissions, which complicate the engine design and increase the costs of manufacturing.

We should note that the application of a catalytic converter is also justified if  $\lambda \neq 1.0$  but the extent of its usage and its durability are lower than in the case when  $\lambda = 1.0$ . This way of the catalytic converter application can be considered in cases where it reduces fuel consumption at the same time fulfilling requirements (1).

An economical mixture is a mixture whose composition ensures combustion with the smallest specific fuel consumption under given conditions (2):

$$g_e = \frac{m_f}{N_e} = \min \quad (2)$$

Celem prowadzonych w tym obszarze badań własnych, których wybrane wyniki przedstawiono w tej publikacji, jest takie sterowanie składem mieszanki w silniku z wtryskiem pośrednim, które, uwzględniając właściwości filmu paliwowego, zapewni spalanie mieszanki stechiometrycznej w każdym cyklu spalania, w każdym z cylindrów.

Do wyznaczenia dynamicznych właściwości filmu paliwowego niezbędne są metody wyznaczania (pomiaru, obliczania, prognozowania) składów mieszanki: wysterowanego i określonego w oparciu o spaliny na poziomie pojedynczego cyklu. W przygotowywanej do druku publikacji zaprezentowano własną metodę wyznaczania cyklowego, wysterowanego składu mieszanki, a w kolejnych publikacjach przedstawiony będzie sposób wyznaczania składu mieszanki docierającej do reaktora katalitycznego.

## 2. Oczekiwane cechy sterowania silnikiem o zapłonie iskrowym

Toksyczność spalin, eksploatacyjna energochłonność oraz sterowalność to trzy podstawowe cechy samochodu, na które zasadniczy wpływ ma sterowanie silnika.

Mieszanka ekologiczna to taka mieszanka, której spalanie w silniku pracującym w warunkach testu homologacyjnego na toksyczność spalin (np. ECE-15 R.83) zapewni spełnienie  $i$  warunków (1) równocześnie – równanie (1), gdzie:  $m_i(t)$  – masowe natężenie przepływu  $i$ -tego toksycznego składnika,  $M_i^*$  – dopuszczalna całkowita masa  $i$ -tego składu w silniku w teście,  $T$  – czas trwania testu,  $i$  – HC + NO<sub>x</sub>, CO (dla ECE-15 R.83 v. 01–04).

Jednym ze sposobów ograniczania emisji toksycznych składników w spalinach jest stosowanie trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego, którego efektywność jest największa, jeżeli spaliny przepływające przez katalizator są wynikiem spalania mieszanki stechiometrycznej. Przedział największej efektywności katalizatora jest niezwykle wąski (rys. 1) [1].

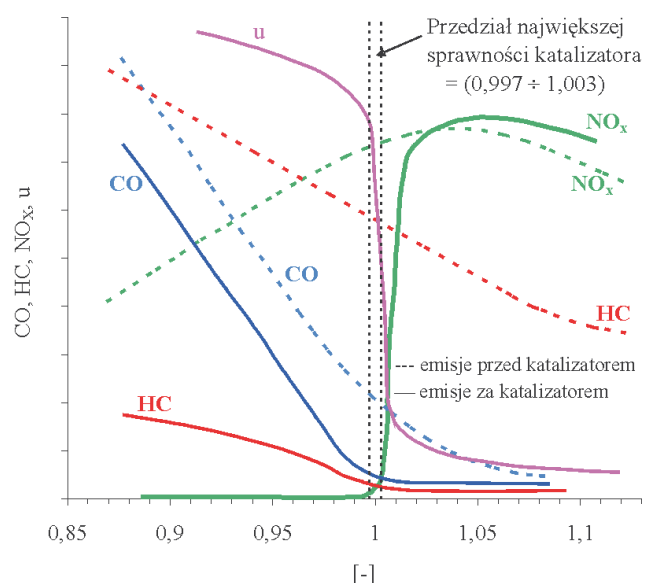


Fig. 1. The efficiency of a three way catalytic converter [1]  
Rys. 1. Skuteczność trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego [1]

In conventional engines the fuel consumption as per criterion (2) leads to a growth in the level of HC emissions as a result of misfired cycles or cycles with inappropriate combustion. If the engine is ready to combust lean mixtures (in the German language: *Magermotor*, and in the English language *Lean Engine*) a reduction in the emission of HC, CO and NO<sub>x</sub> takes place along with the reduction of specific fuel consumption g<sub>e</sub>.

In order to ensure a required dynamics of a vehicle the change of torque ΔM of the engine should correspond to the preset mixture values measured by the speeds of dα/dt throttle opening and the level of its opening Δα. English sources came up with a term of *driveability* that is an equivalent of a German *Farhbarkeit* – a term that denotes those engine features that describe the way the engine speed is changed through changing the throttle opening angle by the driver. In the Polish language the closest term would be „sterowalność”. The literature does not have a precise definition and interpretation of this feature of an engine. We need to attempt to describe it using methods applied in automatics for non-linear objects under transient states. In a general sense, in the attempts to describe this engine's feature we need to connect the increment of  $\vec{\Delta U}$  with the resultant change  $\vec{\Delta X}$  of the state of the object (3):

$$s = f \left( \vec{\Delta U}, \frac{\vec{\Delta U}}{dt}, \vec{\Delta X}, \frac{\vec{\Delta X}}{dt} \right) \quad (3)$$

From the mathematical description of this engine feature it should result that the best (the largest) engine drivability should fall with the engine point of work with the highest volumetric efficiency and in any given point of its work n×M if the mixture has a dynamic composition i.e. ensuring the quickest combustion.

The purpose of the determined optimum control is to ensure a consensus within the above structurally contradictory expectations (1)–(3). This consensus is reached as a result of adopting a criterion of control optimization(4):

$$M_F = \int_0^T m_f(t) dt = \min \quad \text{dla } t \in T \quad (4)$$

where: T – test duration, m<sub>f</sub> – mass fuel expenditure used by the engine.

This criterion ensures a minimization of mass M<sub>F</sub> of the fuel used in the test while requirements (1) and (3) are fulfilled. This is obvious that the mass of the fuel used by the engine during the test controlled according to criterion (2) would be lower than if it were controlled by criterion (4) and requirements (1) and (3) would not be fulfilled.

The results of solving the task according to (1), (3), (4) is a vector of the optimum control  $\vec{U}^0$  according to (5):

Nakłada to na system sterowania składem mieszanki wymagania zapewnienia pełnego i zupełnego spalania w każdym cyklu każdego z cylindrów. Niespełnienie tego warunku powoduje konieczność stosowania innych sposobów ograniczania toksyczności spalin, prowadzących do skomplikowania konstrukcji silnika i wzrostu kosztów jego produkcji.

Należy zauważyć, że stosowanie katalizatora jest również zasadne w przypadku, gdy λ ≠ 1,0, przy czym stopień jego wykorzystania i trwałość są wtedy mniejsze niż przy λ = 1,0. Ten sposób jego wykorzystania można brać pod uwagę w tych przypadkach, w których powoduje to obniżenie zużycia paliwa, z jednoczesnym spełnieniem ograniczeń (1).

Mieszanka ekonomiczna to mieszanka, której skład zapewnia spalanie z najmniejszym w danych warunkach jednostkowym zużyciem paliwa – równanie (2).

W silnikach konwencjonalnych spalanie wg kryterium (2) prowadzi do wzrostu poziomu emisji HC w wyniku cykli bez spalania bądź ze spalaniem nieprawidłowym. Jeżeli silnik jest odpowiednio dostosowany do spalania tzw. mieszanek ubogich (niem. *Magermotor*, ang. *Lean Engine*), występuje równoczesne obniżenie emisji HC, CO i NO<sub>x</sub> oraz jednostkowego zużycia paliwa g<sub>e</sub>.

Dla zapewnienia wymaganej dynamiki samochodu zmiana momentu ΔM silnika powinna być adekwatna do wysterowania, którego miarą mogą być szybkość dα/dt otwierania przepustnicy oraz stopień jej otwarcia Δα. W literaturze anglojęzycznej wprowadzono pojęcie *driveability*, któremu w języku niemieckim odpowiada *Farhbarkeit* dla określenia tych cech silnika, które opisują sposób zmiany prędkości obrotowej w silniku w wyniku wymuszenia ze strony kierowcy w postaci zmiany kąta otwarcia przepustnicy powietrza. W języku polskim najbliższa temu określeniu jest „sterowalność”. Brak jest w literaturze tematu jednoznacznej definicji i interpretacji tej cechy silnika. Należy zmierzać do jej opisu z wykorzystaniem metod stosowanych w automatyce dla obiektów nieliniowych w stanach przejściowych. W ogólnym przypadku, w próbach opisania tej cechy s silnika należy wiązać przyrost wymuszenia  $\vec{\Delta U}$  ze spowodowaną przez nie zmianą  $\vec{\Delta X}$  stanu obiektu – równanie (3).

Z opisu matematycznego tej cechy silnika powinno wynikać, że najlepsza (największa) sterowalność silnika ma miejsce dla punktu pracy z największą sprawnością wolumetryczną, a w dowolnym punkcie jego pracy n×M wtedy, gdy mieszanka będzie miała tzw. skład dynamiczny, tj. zapewniający największą szybkość spalania.

Zadaniem wyznaczonego sterowania optymalnego jest zapewnienie konsensusu w ramach sformułowanych wyżej sprzecznych strukturalnie oczekiwań (1)–(3). Konsensus ten jest osiągnięty w wyniku przyjęcia kryterium optymalizacji sterowania w postaci (4), gdzie: T – czas trwania testu, m<sub>f</sub> – masowy wydatek paliwa zużywanego przez silnik.

Kryterium to zapewnia minimalizację masy M<sub>F</sub> zużytego w teście paliwa przy równoczesnym spełnieniu ograniczeń (1) i (3). To oczywiste, że masa paliwa zużytego przez silnik

$$\vec{U}^0 = \begin{bmatrix} u_i \\ \vdots \\ u_q \end{bmatrix} \quad (5)$$

The bigger the size of this vector the more complex is the solution of the task. In publication [2] a full procedure of determining of the two dimensional control (mixture composition  $\lambda$  ignition advance angle  $\delta$ ) has been described for a 1.6l gasoline engine.

### 3. Exemplification of control in an open-closed system

The control (5) can be realized in an open and closed systems: open [3], closed, i.e. adjustment, or currently almost exclusively applied – a mixed system where the vector (5) takes a form of (6):

$$\vec{U} = \begin{bmatrix} \vec{U}_r \\ \vec{U}_s \end{bmatrix} \quad (6)$$

where:  $\vec{U}_s$  – control vector,  $\vec{U}_r$  – adjustment vector.

In the exemplification as per (6) (Fig. 2) the control  $\vec{U}_s$  ensures an initial state  $\vec{X}_0$  of the controlled process in an open system using a map as per (7), developed on the system calibration stage:

$$\vec{U}_0 = \vec{U}_s(\vec{Y}_0) \quad \text{dla} \quad \vec{Y}_0 \in \vec{X} \quad (7)$$

And the control  $\vec{U}_r$  adjusts—in a feedback system – the current state of  $\vec{X}$  of the object to an expected state  $\vec{X}^0$ :

$$\vec{U}_k = \vec{U}_r(\vec{Y}_k) \quad \text{dla} \quad \vec{Y}_k \in \vec{X} \quad (8)$$

An example of such a control is the MOTRONIC system commonly applied by European vehicle manufacturers, where:

$$\vec{U}_0 = \begin{bmatrix} T_0 \\ \delta_0 \\ \text{egr} \\ \vdots \\ u_q \end{bmatrix} \quad \vec{U}_k = \begin{bmatrix} T_k(\lambda) \\ \delta_k(i_c) \end{bmatrix} \quad (9)$$

where:  $T_0, \delta_0$  – initial injection values ( $T_0$ ) and ignition advance angle ( $\delta_0$ ), egr – exhaust recirculation coefficient,  $u_q$  – other control components,  $T_k(\lambda)$  – length of the adjusted injection depending on the air excess coefficient in the exhaust gases,  $\delta_k(i_c)$  – adjusted ignition angle depending on the level of knocking combustion  $i_c$ .

w teście, sterowanego wg kryterium (2) byłaby mniejsza niż wg kryterium (4), przy czym nie byłyby wtedy spełnione warunki (1) i (3).

Wynikiem rozwiązania zadania wg (1), (3), (4) jest wektor optymalnego sterowania  $\vec{U}^0$  wg (5).

Im wymiar tego wektora jest wyższy, tym sposób rozwiązania tego zadania jest bardziej złożony. W publikacji [2] przedstawiono pełną procedurę wyznaczania sterowania dwuwymiarowego (skład mieszanki  $\lambda$  i kąt wyprzedzenia zapłonu  $\delta$ ) dla silnika benzynowego o pojemności 1.6 dm<sup>3</sup>.

### 3. Egzemplifikacja sterowania w układzie otwarcio-zamkniętym

Sterowanie (5) może być zrealizowane w systemach sterowania: otwartego [3], zamkniętego, tj. regulacji, bądź – co jest aktualnie stosowane prawie wyłącznie – w układzie mieszanym, w którym wektor (5) przyjmuje postać (6), gdzie:  $\vec{U}_s$  – wektor sterowania,  $\vec{U}_r$  – wektor regulacji.

W egzemplifikacji według (6) (rys. 2) sterowanie  $\vec{U}_s$  zapewnia stan początkowy  $\vec{X}_0$  sterowanego procesu w układzie otwartym, korzystając z tzw. map wg (7), opracowanych na etapie kalibracji systemu, a sterowanie  $\vec{U}_r$  koryguje – w układzie ze sprzężeniem zwrotnym – bieżący stan  $\vec{X}$  obiektu do stanu oczekiwanego  $\vec{X}^0$  (8).

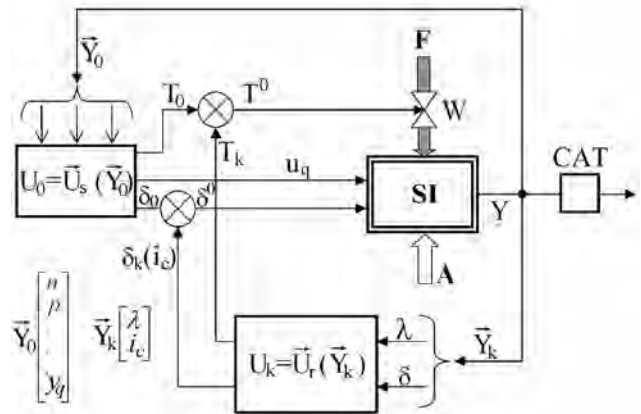


Fig. 2. The idea of control in an open-closed system with a two dimensional adjustment vector

Rys. 2. Istota sterowania w systemie otwarcio-zamkniętym z dwuwymiarowym wektorem regulacji

Przykładem takiego sterowania jest system MOTRONIC stosowany powszechnie przez europejskich producentów samochodów – równanie (9), gdzie:  $T_0, \delta_0$  – wartości początkowe wtrysku ( $T_0$ ) i kąta wyprzedzenia zapłonu ( $\delta_0$ ), egr – współczynnik recykulacji spalin,  $u_q$  – inne składowe sterowania,  $T_k(\lambda)$  – długość wtrysku korekcyjnego zależna od współczynnika nadmiaru powietrza w spalinach,  $\delta_k(i_c)$  – korekcyjny kąt wyprzedzenia zapłonu zależny od intensywności  $i_c$  spalania stukowego.

The first component i.e.  $T_k(\lambda)$  maintains the mixture composition under given engine states on the level of  $\lambda^* = 1$ , which is vital for the level of individual toxic compounds as per (1). The second component of the adjustment vector, i.e.  $\delta_k(i_c)$  seeks the maximum energetic efficiency of the process as a result of seeking of a maximum engine torque (boundary value  $i_c$ ). In the first case the system operates in a system of steady  $\lambda^* = 1$  value stabilization and in the second in a extreme adjustment system  $M(\delta^E) = \max$ .

#### 4. The control features in the tested engine

In the test engine the initial control  $\vec{U}_0$  as per (10) determines the initial state  $\vec{X}_0$  as a result of the initial injection  $T_0$  and the ignition advance angle  $\delta$ :

$$\vec{U}_0 = \vec{U}_s \begin{vmatrix} n \\ p_\Sigma \\ v_E \end{vmatrix} = \begin{bmatrix} T_0 \\ \delta \end{bmatrix} \quad (10)$$

using:

- engine speed  $n$ ,
- pressure in the intake manifold  $p_\Sigma$ ,
- engine block temperature  $v_E$ .

Adjustment control 1-dimensional  $\vec{U}_k$  as per (11):

$$\vec{U}_k = \vec{U}_r |\lambda| = T_k \quad (11)$$

stabilizes the mixture composition on the level of  $\lambda^* = 1.0$  in all those cases where the initial control  $\vec{U}_0$  as per the maps does not ensure (for a variety of reasons) the expected mixture compositions.

We should expect that a mixed control  $\vec{U}_s$  as per (6) will be advantageous because it uses:

- open control  $\vec{U}_0$  as per (10) in the transient states ensuring a higher speed of setting up of the initial state of object  $\vec{X}_0$ , (as opposed to adjustment control) limited only by the speed of the measurement of the state of  $\vec{Y}_0$  and the speed of the actuators,
- in steady states, closed control  $\vec{U}_k$  as per (11) with the use of oxygen sensor, that should eliminate the deviation of the mixture composition irrespective of the reason for this deviation.

As numerous (including own) investigations show [4, 5] even such smooth transient states as the ECE-15 R.83 are decisive about the emission level of HC, CO and  $\text{NO}_x$  in real systems. The modal analysis in this test has shown that:

- the mass share of the emission of HC, CO,  $\text{NO}_x$  in the transient states of the test in the collective emission (from the entire test) measured before the catalyst amounted to approximately 60% for all the compounds and was higher than it would result from the time share of these states

Pierwsza składowa, tj.  $T_k(\lambda)$  utrzymuje w zadanych stanach silnika skład mieszanki  $\lambda$  na poziomie  $\lambda^* = 1$ , co w zasadniczym stopniu decyduje o poziomie poszczególnych toksycznych składników w spalinach wg (1). Druga składowa wektora regulacji, tj.  $\delta_k(i_c)$  poszukuje maksymalnej, energetycznej wydajności procesu w wyniku poszukiwania maksymalnego (dopuszczalnego graniczną wartością  $i_c$ ) momentu silnika. W pierwszym przypadku system działa w układzie stabilizacji stałowartościowej ( $\lambda^* = 1$ ), w drugim w układzie regulacji ekstremalnej  $M(\delta^E) = \max$ .

#### 4. Cechy sterowania w badanym silniku

W silniku użytym do badań sterowanie początkowe  $\vec{U}_0$  wg (10) wyznacza stan początkowy  $\vec{X}_0$  w wyniku realizacji wtrysku początkowego  $T_0$  oraz kąta wyprzedzenia zapłonu  $\delta$ , wykorzystując w tym celu:

- prędkość obrotową silnika  $n$ ,
- ciśnienie w zbiorczej części kolektora dolotowego  $p_\Sigma$ ,
- temperaturę bloku silnika  $v_E$ .

Sterowanie korygujące 1-wymiarowe  $\vec{U}_k$  wg (11) stabilizuje skład mieszanki na poziomie  $\lambda^* = 1,0$  w tych wszystkich przypadkach, w których sterowanie początkowe  $\vec{U}_0$  wg map nie zapewnia (z różnych przyczyn) oczekiwanego składu mieszanki.

Należy oczekiwać, że sterowanie mieszane  $\vec{U}_s$  wg (6) będzie korzystne, ponieważ wykorzystuje ono:

- w stanach przejściowych sterowanie otwarte  $\vec{U}_0$  wg (10) zapewniające większą niż w układzie regulacji szybkość ustawiania początkowego stanu obiektu  $\vec{X}_0$ , ograniczoną jedynie szybkością pomiaru parametrów stanu  $\vec{Y}_0$  i szybkością pracy urządzeń wykonawczych,
- w stanach ustalonych sterowanie zamknięte  $\vec{U}_k$  wg (11) z użyciem sondy lambda, które powinno eliminować uchyb składu mieszanki niezależnie od źródła jego pochodzenia.

Jak wykazują liczne badania, w tym badania własne [4, 5], nawet tak „łagodne” stany przejściowe jak w teście ECE-15 R.83 mają w realnych systemach decydujący wpływ na poziom emisji HC, CO i  $\text{NO}_x$ . Analiza modalna w tym teście wykazała m.in., że:

- udział masowej emisji HC, CO,  $\text{NO}_x$  w stanach przejściowych testu w łącznej emisji (z całego testu) mierzonej przed katalizatorem wyniósł dla wszystkich emitentów ok. 60% i był większy niż by to wynikało z czasowego udziału tych stanów (42%) w łącznym czasie trwania testu, co świadczy o wzroście stężeń w stanach przejściowych,
- efektywność katalizatora w stanach przejściowych testu, obliczona ze stężeń za i przed katalizatorem jest prawie zerowa.

Wnioski te wskazują bądź na niewłaściwą strategię sterowania realizowaną przez ten system, bądź niewystarczającą

(42%) in the total duration of the test, which confirms a growth in the concentrations in the transient states,  
 – the efficiency of the catalytic converter in the transient states of the test calculated from the concentrations before and after the catalyst is almost zero.

These conclusions indicate either bad control strategy realized by this system or insufficient quality of exemplification. In the extended investigations [5] in selected transient states in the ECE-15 R.83 test a lack of a permanent bond of both flows  $m_a$  and  $m_p$  has been proved, which resulted in a fluctuation of the mixture composition in these states.

## 5. Test results analysis

The test results presented in [5] were prepared with the use of a mass air flow meter having an insufficient measurement speed for this test which limited the quantitative analysis of the problem to certain engine speeds and loads [6].

The here presented tests results follow the tests that use a mass flow meter developed by the authors, enabling a performance of the tests in a full range of engine speeds and loads of a tested engine [7]. The results analysis was performed applying the method of mixture composition fluctuation assessment in the cycle by cycle mode (the relevant paper is being prepared for publication). In this method the following have been defined:

- average preset mixture composition  $\lambda_j^{\mu}$ ,
- average spread  $\Delta\lambda_j^{\mu}$  of the preset, cycle by cycle mixture composition,
- maximum spread  $\lambda_i^{\mu}$  of the preset, cycle by cycle mixture composition.

The fluctuation of the mixture composition was evaluated under steady states, represented by five typical engine operating and transient states represented by the engine rev up and rev down in the variants with and without a load.

In the investigations on the control system in the steady states (Fig. 3, Table 1) it is difficult to clearly determine in which of the analyzed sets z1–z5 a subsystem of oxygen sensor based adjustment was active. When analyzing the average values of the preset mixture composition  $\lambda_j^{\mu}$  we can only suppose that these were sets z2 and z3. These are the states of low and medium engine loads. In both cases the average preset mixture composition differs from the expected composition  $\lambda^* = 1 \pm 0.003$  so much that the efficiency of conversion of a three way catalyst is significantly reduced. Particularly low evaluation refers to the control in set z2, which is characterized (beside z4) by the largest spreads of the mixture composition (average and maximum).

In the other cases (z1, z4 and z5) the highest fluctuation of the preset mixture composition measured with the spreads (average and maximum) occurs in the engine with a low load operating at high engine speeds (z4). The preset mixture composition is in this case very rich ( $\lambda_j^{\mu} = 0.714$ ) which could result in a misfire and a high fluctuation of the output mixture composition and other related consequences.

The analysis of the cycle by cycle fuel mass  $F_i$  determined for this case (Fig. 4) in relation to the cycle by cycle mixture composition  $\lambda_i^{\mu}$  indicates a structural fault of the opened control consisting in the adjustment of the mixture composition after the fact as the determined and injected fuel

jakość jego egzemplifikacji. W badaniach rozszerzających [5] wykazano dla wytypowanych stanów przejściowych w teście ECE-15 R.83 brak zachowania stałej więzi obydwóch przepływów  $m_a$  i  $m_p$ , co skutkowało fluktuacją składu mieszanki w tych stanach.

## 5. Analiza wyników badań

Wyniki badania przedstawione w [5] wykonano z zastosowaniem miernika masowego wydatku powietrza o niewystarczającej dla badanego przepływu szybkości pomiaru, co pozwoliło na wykonanie analizy ilościowej problemu tylko w ograniczonym zakresie prędkości obrotowej i obciążenia silnika [6].

Prezentowane w tej publikacji rezultaty są wynikiem badań z użyciem opracowanego we własnym zakresie miernika masowego wydatku powietrza, umożliwiającego wykonanie badań w pełnych zakresach prędkości i obciążenia badanego silnika [7]. Analizę wyników wykonano z zastosowaniem metody oceny fluktuacji składu mieszanki w relacji z cyklu na cykl (publikacja na ten temat jest przygotowywana do druku), w której zdefiniowano m.in.:

- średni skład wysterowany  $\lambda_j^{\mu}$ ,
- rozrzut średni  $\Delta\lambda_j^{\mu}$  wysterowanego, cyklowego składu,
- rozrzut maksymalny  $\Delta\lambda_i^{\mu}$  wysterowanego, cyklowego składu.

Fluktuację składu oceniano w stanach ustalonych, reprezentowanych przez pięć typowych stanów eksploatacyjnych silnika oraz w stanach przejściowych reprezentowanych

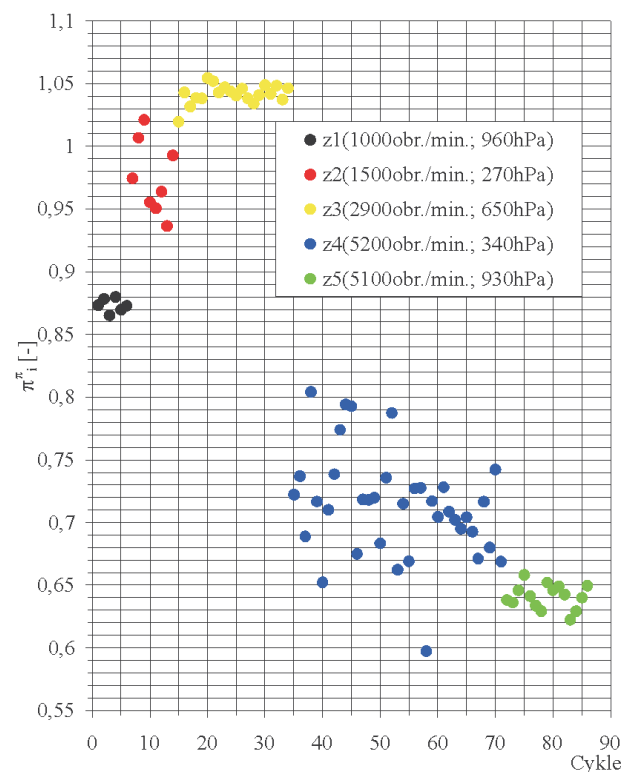


Fig. 3. Preset, cycle by cycle mixture composition in the fourth cylinder in the engine steady states

Rys. 3. Wysterowany, cyklowy skład mieszanki w czwartym cylindrze w stanach ustalonych silnika

Table 1. Indexes of fluctuation of the mixture composition in the engine (see Fig. 3)

Tabela 1. Wskaźniki fluktuacji składu mieszanki w stanach ustalonych w silniku (dotyczy rys. 3)

z	$n_j$	$p_j$	$\lambda_j^u$	$\Delta\lambda_j^u$	$\Delta\lambda_j^u$
z1	1025	964	0.873	0.014	0.008
z2	1514	270	0.975	0.085	0.051
z3	2910	646	1.042	0.035	0.011
z4	5199	344	0.714	0.207	0.061
z5	5113	930	0.641	0.036	0.015

mass  $F_i$  in the  $i$ -th cycle influences the value of the preset mixture composition  $\lambda_i^u$  in  $(i + 1)$ -th cycle. The change in the air filling that could occur in the cycle right after fuel dose  $F_i$  is injected will deviate the mixture from the preset one.

Its adjustment will take place only in the next cycle assuming that the air filling conditions do not change. Otherwise the preset mixture composition will still be different from the expected one.

If for any reasons the air filling in the fourth cycle that amounts to 98.22 mg drops in the fifth cycle to 97.37 mg then in order to preserve the repeatability of the mixture composition in cycle 4 and 5 ( $\lambda_5 = \lambda_4 = 0.805$ ) the fuel dose in the fifth cycle should drop in comparison to the fourth cycle by 0.072 mg instead of growing by 0.9 mg which denotes an overdose of more than twelve times of the fuel from cycle 4 to 5. Because in this engine state the flow conditions in the

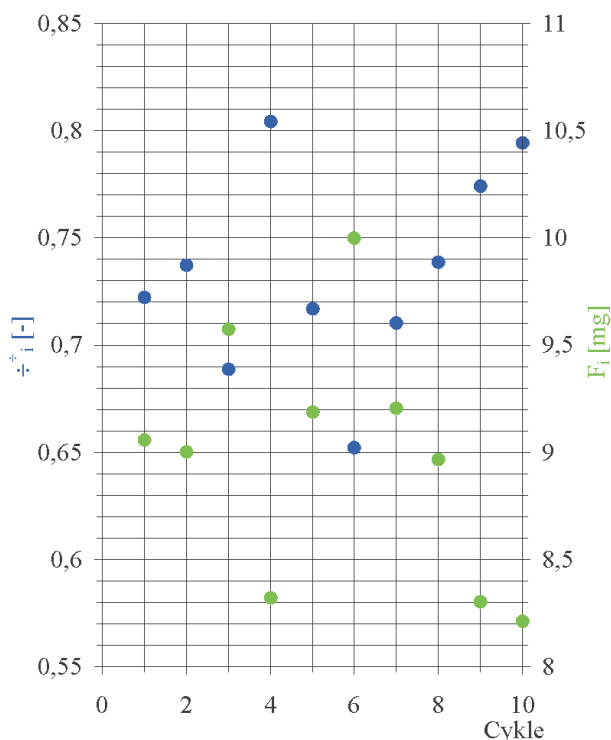


Fig. 4. Codependence of the preset, cycle by cycle mixture composition and the injected cycle by cycle fuel mass  $F_i$  in ten consecutive ignition cycles from set z4

Rys. 4. Współzależność wysterowanego, cyklowego składu mieszanki i wtrysniętej do kolektora dolotowego cyklowej masy paliwa  $F_i$  w dziesięciu kolejnych cyklach ze zbioru z4

przez rozbieg i wybieg silnika w wariantach z zadaniem obciążeniem i bez obciążenia.

W badaniach systemu sterowania w stanach ustalonych (rys. 3, tab. 1) trudno jest jednoznacznie określić na ich podstawie, w których z analizowanych zbiorów z1–z5 aktywny był podsystem regulacji z sondą lambda.

Analizując wartości średnie wysterowanego składu  $\lambda_j^u$  można jedynie przypuszczać, że były to zbiory z2 i z3. Są to stany niskich i średnich obciążeń silnika. W obydwóch przypadkach średni skład wysterowany różni się jednak na tyle od składu oczekiwanego  $\lambda^* = 1 \pm 0,003$ , że efektywność konwersji trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego będzie istotnie obniżona. Szczególnie negatywna ocena dotyczy sterowania w zbiorze z2, który charakteryzuje się (obok z4) największymi rozrzutami średnim i maksymalnym składu mieszanki.

W pozostałych przypadkach (z1, z4 i z5) największa fluktuacja wysterowanego składu mierzona rozrzutami średnim i maksymalnym występuje w silniku niskoobciążonym, pracującym z wysoką prędkością obrotową (z4). Skład wysterowany jest w tym przypadku bardzo bogaty ( $\lambda_j^u = 0,714$ ), co może skutkować wypadaniem zapłonów i powodować m.in. wysoką fluktuację składu wyjściowego mieszanki oraz inne związane z tym skutki.

Analiza wyznaczonej dla tego przypadku (rys. 4) masy cyklowej paliwa  $F_i$  w powiązaniu z cyklowym składem mieszanki  $\lambda_i^u$  wskazuje na strukturalną wadę sterowania otwartego, polegającą na korekcie składu mieszanki przez to sterowanie w trybie *post factum*, ponieważ wyznaczona i wtrysnięta w  $i$ -tym cyklu masa paliwa  $F_i$  wpływa na wartość wysterowanego składu mieszanki  $\lambda_i^u$  w  $(i + 1)$ -tym cyklu. Zmiana napełnienia powietrzem, która może wystąpić w tym cyklu już po wtrysku dawki  $F_i$  odchyli skład mieszanki od zaprogramowanego.

Jego korekta nastąpi dopiero w następnym cyklu przy założeniu, że warunki napełniania powietrzem w tym czasie nie ulegną zmianie. W przeciwnym przypadku skład wysterowany będzie wciąż różny od oczekiwanego.

Jeżeli z dowolnych przyczyn napełnienie powietrzem w cyklu czwartym wynoszące 98,22 mg spadnie w cyklu piątym do poziomu 97,37 mg, to w celu zachowania niezmienności składu mieszanki w cyklach 4 i 5 ( $\lambda_5 = \lambda_4 = 0,805$ ) dawka paliwa w cyklu piątym powinna zmniejszyć się w stosunku do dawki w cyklu czwartym o 0,072 mg, zamiast wzrosnąć o 0,9 mg, co oznacza ponad dwunastokrotne przedawkowanie (zawyżenie) paliwa z cyklu 4 na 5. Ponieważ w tym stanie pracy silnika warunki przepływowe w kolektorze są quasi-statyczne, nie zaburzające stanu filmu paliwowego, nie było więc uzasadnienia dla tak istotnego wzbogacenia mieszanki (z  $\lambda = 0,805$  do  $\lambda = 0,715$ ).

W stanach przejściowych (rys. 5 i 6) największą fluktuację składu mieszanki zidentyfikowano dla silnika nieob-

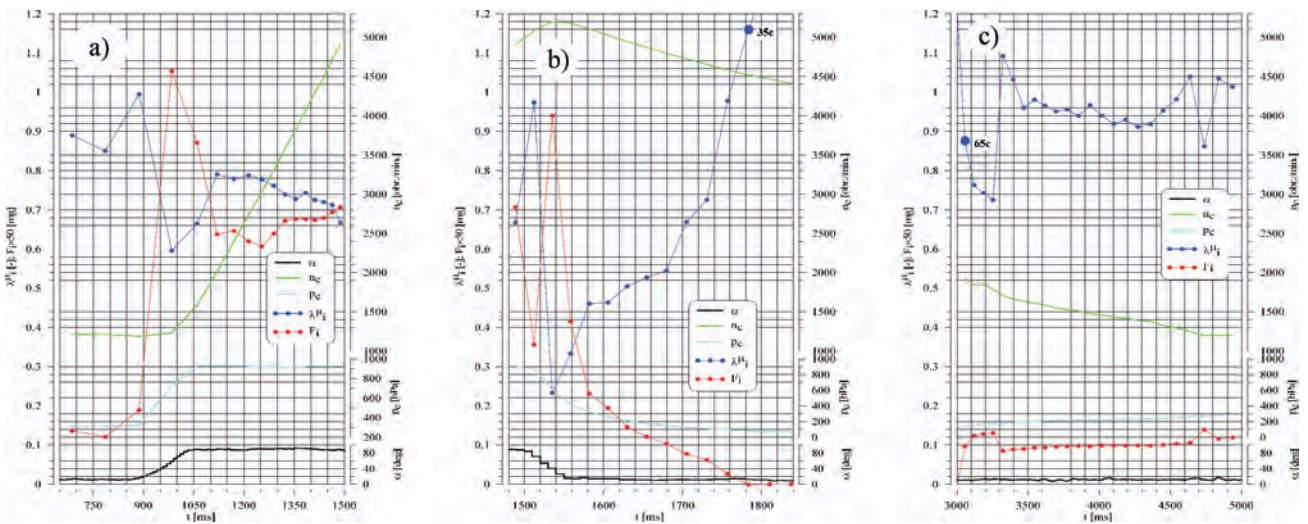


Fig. 5. The fluctuation of the preset, cycle by cycle mixture composition against the parameters characterizing the engine state in the fourth cylinder of an engine without a load in the states of: a) rev up, b) rev down before the injector is deactivated, c) rev down after the injector is activated  
 Rys. 5. Fluktuacja wysterowanego, cyklowego składu mieszanki na tle parametrów charakteryzujących stan pracy w czwartym cylindrze silnika nieobciążonego w stanach: a) rozbiegu, b) wybiegu przed odłączeniem wtryskiwacza, c) wybiegu po włączeniu wtryskiwacza

manifold are quasi-static, not disturbing the fuel film there is no justification for such a high mixture enrichment (from  $\lambda = 0.805$  to  $\lambda = 0.715$ ).

In the transient states (Fig. 5 and 6) the highest fluctuation of the mixture composition was identified for an engine without a load. Such a situation occurs for all three phases of these states:

- the rev up phase to a speed a bit lower than the speed of injector cut off (Fig. 5a and 6a),
- engine brake phase i.e. this part of the rev down phase when the injectors are active even though the throttle is already closed (Fig. 5b and 6b),
- the free rev down phase i.e. the phase with a under-expanded intake and activated injectors (Fig. 5c and 6c).

In the rev up phase (Fig. 5a and 6a) the injector opening time has a nature of fading oscillations of very high initial over-adjustment. The injection oscillation triggers similar oscillations of the mixture composition, which could indicate a prevailing influence of the cycle by cycle fuel dose  $F_i$  on this composition. In both tests the rev up phase is characterized by an enriched mixture of high spreads – maximum  $\lambda^u_j$  and average  $\lambda^m_j$  (Table 2 and 3).

In the first part of the rev up phase i.e. from the moment the throttle begins to close until the moment the injector is deactivated (Fig. 5b and 6b) the fluctuation of the mixture composition is the highest of all the analyzed transient states and is almost one order of magnitude larger than it is for the steady state of the highest fluctuation of the mixture composition (z4). In this phase the cycle by cycle changes in the injection duration are

ciężonego. Taka sytuacja ma miejsce we wszystkich trzech fazach tych stanów:

- fazy rozbiegu do prędkości nieco mniejszej od prędkości odcięcia wtryskiwaczy (rys. 5a i 6a),
- fazy hamowania silnikiem, tj. tej części fazy wybiegu, w której wtryskiwacze są aktywne pomimo zamknięcia przepustnicy (rys. 5b i 6b),
- fazy swobodnego wybiegu, tj. fazy przy odprężonym dolicie i przy włączonych ponownie wtryskiwaczach (rys. 5c i 6c).

W fazie rozbiegu (rys. 5a i 6a) czas otwarcia wtryskiwacza ma charakter zanikających oscylacji o bardzo dużym, pierwszym przeregulowaniu. Oscylacje wtrysku wywołują podobne w charakterze oscylacje składu mieszanki, co może wskazywać na przeważający wpływ cyklowej dawki paliwa  $F_i$  na ten skład. W obydwóch badaniach faza rozbiegu cechuje się mieszanką wzbogaconą o dużych rozrzutach maksymalnym  $\lambda^u_j$  i średnim  $\lambda^m_j$  (tab. 2 i 3).

Table 2. Indexes of the fluctuation of the mixture composition in the rev up and rev down states of an engine without a load (see Fig. 5)

Tabela 2. Wskaźniki fluktuacji składu mieszanki w stanach rozbiegu i wybiegu silnika nieobciążonego (dotyczy rys. 5)

Fig	$n_s$	$n_f$	$p_s$	$p_f$	$\lambda^u_j$	$\Delta\lambda^u_j$	$\Delta\lambda^m_j$
5a	1214	4092	309.8	911.4	0.774	0.549	0.175
5b	4092	4412	911.4	65.6	0.597	0.780	0.375
5c	1925	1202	143.2	292.6	0.947	0.375	0.123

W pierwszej części fazy wybiegu, tj. od rozpoczęcia zamykania przepustnicy do wyłączenia wtryskiwacza (rys. 5b i 6b), fluktuacja składu jest największa ze wszystkich analizowanych stanów przejściowych i jest ona prawie o jeden rząd większa niż dla stanu ustalonego o największej fluktuacji składu (z4). W fazie tej zmiany czasu wtrysku z cyklu na cykl mają charakter zanikający, przy czym dla silnika

of a fading nature and, for the engine without a load, two cycle oscillations occur, which is probably a result of incidental change in the throttle position.

The fluctuation of the mixture composition in the phase starting from the deactivation of the injectors (cycle 35 in Fig. 5b and cycle 38 in Fig. 6b) to their reactivation (cycle 65 in Fig. 5c and cycle 92 in Fig. 6c) has not been analyzed because the control in this state does not affect the fluctuation of the mixture composition. In this state however, the mixture composition reaching the catalytic converter will be very important as it will allow an assessment of the dynamics of the fuel film fading as a result

Table 3. Indexes of the fluctuation of the mixture composition in the rev up and rev don states of an engine with a load (see Fig. 6)

Tabela 3. Wskaźniki fluktuacji składu mieszanki w stanach rozbiegu i wybiegu silnika obciążonego (dotyczy rys. 6)

Fig	$n_s$	$n_F$	$P_s$	$P_F$	$\lambda_j^u$	$\Delta\lambda_i^u$	$\Delta\lambda_j^u$
6a	942	4015	387	913,2	0,820	0,489	0,164
6b	4128	4056	910,4	70,6	0,854	0,664	0,311
6c	1982	1009	142,6	367,8	1,000	0,409	0,092

nieobciążonego miały miejsce 2-cykłowe jego oscylacje, co prawdopodobnie było skutkiem przypadkowych przestawień przepustnicy. Nie analizowano fluktuacji składu mieszanki w fazie od wyłączenia wtryskiwaczy (cykl 35 na rys. 5b i cykl 38 na rys. 6b) do ich ponownego załączenia (cykl 65 na rys. 5c i cykl 92 na rys. 6c), ponieważ sterowanie w tym stanie nie ma wpływu na fluktuację składu. Bardzo ważny będzie jednak w tym stanie skład mieszanki docierającej do reaktora

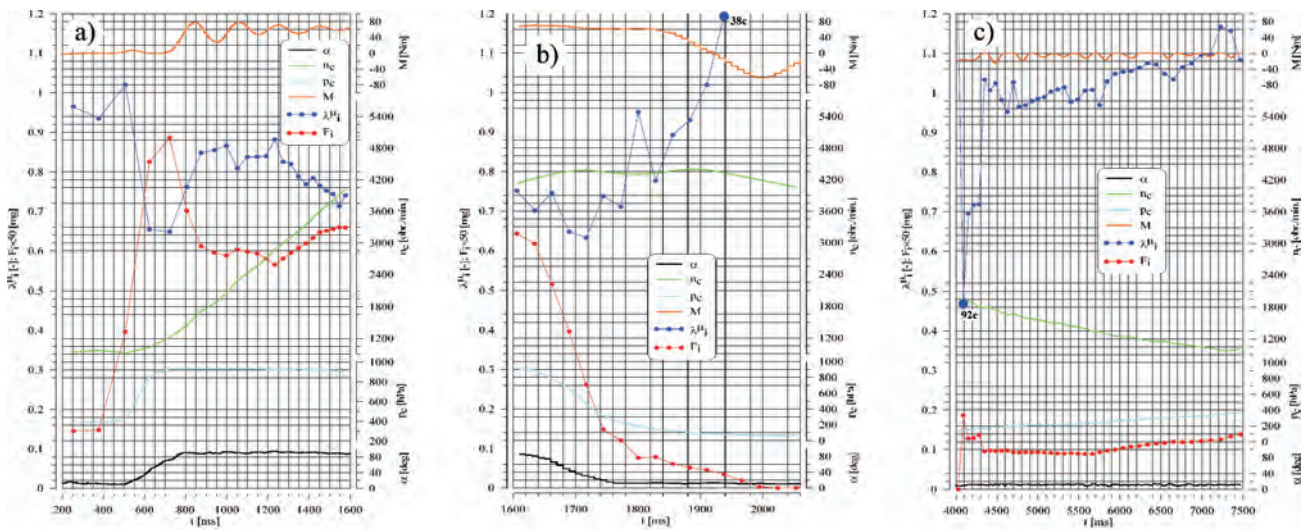


Fig. 6. The fluctuation of the preset, cycle by cycle mixture composition against the parameters characterizing the engine state in the fourth cylinder of a loaded engine: a) rev up, b) rev down before the injector is deactivated, c) rev down after the injector is activated

Rys. 6. Fluktuacja wysterowanego, cyklowego składu mieszanki na tle parametrów charakteryzujących stan pracy w czwartym cylindrze silnika obciążonego dla: a) rozbiegu, b) wybiegu przed odłączeniem wtryskiwacza, c) wybiegu po włączeniu wtryskiwacza

of the sucking off of the fuel from the intake manifold. It is a subject of further research whose results are being prepared for publication.

In the final part of the rev down phase (Fig. 5c and 6c) we can see a four cycle enhanced fuel injection and then it gets stabilized along with other quantities (n, p).

The basic questions still lacking answers after this stage of the investigations are related to:

- the oscillatory character of the changes in the injection durations in the rev up phase,
- the expected way of fuel dosage fade in the first part of the rev down.

These two questions set the trend in the research aiming at ensuring such a character of these courses, that the toxic components flowing through the catalytic converter are converted with the highest possible efficiency.

katalitycznego, ponieważ pozwoli to na ocenę dynamiki zanikania filmu paliwowego w wyniku wysysania paliwa z kolektora dolotowego. Jest to przedmiotem dalszych badań, których wyniki są przygotowane do opublikowania.

W końcowej części fazy wybiegu (rys. 5c i 6c) widoczny jest 4-cykłowy, zwiększony wtrysk paliwa, po czym ma miejsce stabilizacja jego i innych wielkości (n, p).

Zasadnicze pytania, na które brak odpowiedzi po tym etapie badań dotyczą:

- oscylacyjnego charakteru zmian długości wtrysku w fazie rozbiegu,
- oczekiwanego sposobu zanikania dawkowania w pierwszej części fazy wybiegu.

Te dwa pytania wyznaczają kierunek badań prowadzonych w celu zapewnienia takiego charakteru tych przebiegów, aby toksyczne składniki w spalinach przepływające

## 6. Conclusions

The fluctuation of a preset mixture compositions in an indirect injection spark ignition engine is:

- in steady states:
  - a) lower as the engine load gets higher, irrespective of the engine speed,
  - b) the lowest for the highest loads (930 hPa and 960 hPa) – probably as a result of a disconnection of the oxygen sensor sub system,
  - c) high for part loads (270 hPa) despite active control with the oxygen sensor,
  - d) particularly high probably on the boundary of the operating states with and without the use of the oxygen sensor (340 hPa/5200 rpm),
- in transient states:
  - e) in the rev up state, dependent on the engine load: the higher the load the lower the fluctuation,
  - f) the highest in the first phase of the rev down, i.e. from the moment the throttle begins to close until the fuel is not injected anymore.

przez trójfunkcyjny reaktor katalityczny były konwertowane z największą sprawnością katalizatora.

## 6. Wnioski

Fluktuacja wysterowanego, cyklowego składu mieszanki w silniku iskrowym z wtryskiem pośrednim jest:

- w stanach ustalonych:
  - a) tym mniejsza, im większe jest obciążenie silnika, niezależnie od prędkości obrotowej,
  - b) najmniejsza dla obciążeń najwyższych (930 hPa i 960 hPa) – prawdopodobnie w wyniku odłączenia podsystemu z sondą lambda,
  - c) wysoka dla obciążeń częściowych (270 hPa) pomimo aktywnego sterowania z sondą lambda,
  - d) szczególnie wysoka, prawdopodobnie na granicy stanów z udziałem i bez udziału sondy lambda (340 hPa/5200 obr/min)
- w stanach przejściowych:
  - e) w stanie rozbiegu zależna od obciążenia silnika: im obciążenie jest większe, tym fluktuacja jest mniejsza,
  - f) największa w pierwszej części fazy wybiegu, tj. od rozpoczęcia zamykania przepustnicy do zaprzestania wtryskiwania paliwa.

*Paper reviewed*

## Bibliography/Literatura

- [1] Adler U., Bauer H.: Automotive Electric/ Electronic Systems, Robert Bosch GmbH, Stuttgart 1988.
- [2] Nita J., Schubring T.: Aspects of Computational Complexity of the Methods for the Calculation of Two-Dimensional Control for a Petrol Engine in the EUDC-Test, FISITA World Automotive Congress, SEOUL, Korea 2000.
- [3] Nita J.: Kalibracja statyczna i sterowanie silnikiem iskrowym, XI Ogólnopolskie Sympozjum Naukowe SYMROZ, Szczecin 2009.
- [4] Metoda wyznaczania czasu wtrysku i kąta wyprzedzenia zapłonu w silniku benzynowym na przykładzie rozszerzonego testu ECE-15. Sprawozdanie z projektu własnego KBN nr 9T12D02014/N. Politechnika Radomska 2000.
- [5] Nita J., Wołczyński Z.: Ocena pracy wielopunktowego systemu sterowania wtryskiem paliwa w stanach przejściowych, w aspekcie ekologicznym na przykładzie silnika samochodu POLONEZ. Kones 2000.
- [6] Nita J.: Determination of Cylinder Filling to Control Fuel Injection, 11-th EAEC European Automotive Congress, Budapest 2007.
- [7] Rozwój sposobu sterowania składem mieszanki z cyklu na cykl na przykładzie silnika benzynowego. Sprawozdanie z projektu własnego MNiSW nr 4 T12D 009 27. Politechnika Radomska 2007.

Mr. Józef Nita, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Radom University of Technology.

Dr hab. inż. Józef Nita – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Radomskiej.

e-mail: [j\\_nita@o2.pl](mailto:j_nita@o2.pl)



Mr. Zbigniew Wołczyński, DEng. – Doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Radom University of Technology.

Dr inż. Zbigniew Wołczyński – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Radomskiej.

e-mail: [z.wolczynski@pr.radom.pl](mailto:z.wolczynski@pr.radom.pl)



## Analysis of balancing of six-cylinder in-line two-stroke internal combustion engines

Simple relations describing the resultant moments of inertia forces of the first and second order for all sixty possible configurations of the crankshaft in two-stroke four-cylinder engine have been derived in the paper. A comparative analysis of the crankshafts with different arrangements of cranks have been carried out with respect to the resultant moments of the first and second order inertia forces. The comparison has been carried out for two values of the crank throw to connecting rod length ratio, namely  $\lambda = 0.3$  and  $\lambda = 0.5$ . The outcomes of the comparative analysis indicate that irrespective of the  $\lambda$  value, within the range of its values having practical meanings, the arrangement of cranks 1-5-3-4-2-6 is the best. As a result of 50% balancing of the moment of the first order inertia forces the differences between various configurations of the crankshaft are significantly reduced and configuration 1-4-2-6-3-5 equals with respect to balancing with the commonly used configuration 1-5-3-4-2-6.

Key words: IC engines, crank gears, balancing

### Analiza wyrównoważenia dwusuwowych sześciocylindrowych silników rzędowych

W pracy wyprowadzono proste zależności opisujące przebieg momentu od sił bezwładności pierwszego i drugiego rzędu dla wszystkich 60. wariantów wałów korbowych w silniku sześciocylindrowym 2-suwowym rzędowym. Dokonano analizy i porównania poszczególnych wariantów z punktu widzenia momentów wypadkowych od sił bezwładności pierwszego i drugiego rzędu. Porównania dokonano dla dwóch wartości parametru mechanizmu korbowego  $\lambda = 0,3$  i  $0,5$ . Wyniki analizy porównawczej pokazują, że niezależnie od wartości parametru  $\lambda$ , w zakresie wartości tego parametru mających praktyczne znaczenie, konfiguracja 1-5-3-4-2-6 jest najlepsza. W następstwie wyrównoważenia składowej pierwszego rzędu momentu od sił bezwładności różnice w jakości wyrównoważenia ulegają znacznemu zmniejszeniu i dla  $\lambda = 0,5$  konfiguracja 1-4-2-6-3-5 zrównuje się pod tym względem z wykorzystywaną powszechnie w praktyce konfiguracją 1-5-3-4-2-6.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, mechanizmy korbowe, wyrównoważanie

### 1. Introduction

In multi-cylinder two-stroke in-line engines as well as in four-stroke engines with uneven number of cylinders, excluding two-cylinder engines, the inertia forces in reciprocating motion are mutually balanced. In two-stroke engines, however, the secondary forces are not balanced. Unlike the inertia forces, their moments are not balanced regardless of the engine design.

Arrangement of cranks along the crankshaft of an IC engine can be made in different ways and has impact on the resultant moment of inertia forces. It follows from relation (1) in work [1] that the cranks in a six-cylinder engine may be arranged in 60 different ways. In order to determine the best arrangement of the cranks (the best crankshaft configuration) and thereby the firing order (the arrangement of cranks explicitly determines the firing order and vice versa) a simple graphic pattern (method) is applied which was presented in work [1]. With the use of that pattern from the all theoretically possible arrangements of cranks the one can be selected for which the resultant vector of the primary and secondary inertia forces in reciprocating motion as well as the resultant vector of the moment of the forces of the revolving masses have the minimum moduli. In this method the resultant moment of the secondary forces is

### 1. Wstęp

W silnikach wielocylindrowych rzędowych dwusuwowych, a także czterosuwowych o nieparzystej liczbie cylindrów, z wyjątkiem silników 2-cylindrowych, siły bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym wzajemnie się równoważą. W silnikach 2-cylindrowych nie równoważą się siły bezwładności drugiego rzędu. Inaczej jest z momentem wypadkowym od sił bezwładności, który niezależnie od rozwiązania konstrukcyjnego jest zawsze wektorem niezerowym.

Usytuowanie wykorbień wzdłuż wału korbowego silnika spalinowego może być różne i wpływa na wielkość wypadkowego momentu od sił bezwładności. Jak wynika z zależności zamieszczonej w pracy [1], silnik 6-cylindrowy stwarza możliwość ustawienia wykorbień wału sześćdziesięcioma różnymi sposobami. Do określenia najlepszego sposobu ustawienia wykorbień (konfiguracji) wału korbowego silników 2-suwowych, a także 4-suwowych o nieparzystej liczbie cylindrów, a tym samym ustalenia także kolejności zapłonu (konfiguracja wału korbowego w tej grupie silników jednoznacznie określa kolejność zapłonu i na odwrót), stosuje się prosty schemat graficzny przedstawiony w pracy [1]. Za pomocą tego schematu spośród wszystkich teoretycznie możliwych konfiguracji wału wy-

totally neglected. For a six-cylinder engine these conditions are met by the arrangement of cranks 1-5-3-4-2-6. Certainly for that reason in the available literature the formulae for the total moment of inertia forces in reciprocating motion are not given [3, 4] but only amplitudes of the primary and secondary inertia forces. Such an approach is justified for the crank gears for which the ratio between the crankshaft throw and connecting rod length does not exceed a certain value dependent on the number of cylinders. Meanwhile long-stroke engines have been produced for over 25 years with  $\lambda$  value close to 0.5.

The main purpose of this work is to examine whether this simple method of selecting the optimum configuration of the crankshaft is still valid for a six-cylinder engine quite often used in shipbuilding, particularly in the engines with big values of  $\lambda$ , and possibly to determine the critical value above which this simple graphic method loses its validity. It is worth noticing in this context, as established in [1], that for two-stroke four-cylinder engines the critical value of  $\lambda$  above each this simple graphic pattern loses its validity equals 0.527.

The knowledge on how far the subsequent configurations of the crankshaft differ from the best one with respect to the maximum value of the resultant moment of inertia forces in reciprocating motion can also be beneficial. When a pulse turbocharging system is used the best engine balance must sometimes be sacrificed for better turbocharging. Equally interesting may be the comparison of the individual configurations of the crankshaft after 50% balancing of the maximum moment of the primary inertia forces with the aid of masses attached to it.

## 2. Mathematical relations describing the primary and secondary forces in a six-cylinder engine

In a six-cylinder engine the both resultant vectors of inertia forces either in reciprocating or rotational motions are zero vectors. Only the vectors of the moments of the inertia forces remain unbalanced.

By using the method of the fictitious vectors presented in work [2] and made more lengthy in [1] it is possible to derive relations for the resultant moments of the primary and secondary inertia forces for individual configurations of the crankshaft. As a reference point for the moments of the inertia forces analysis the intersection of the axis of the first cylinder with the crankshaft axis of rotation have been chosen as well as an equal distance between the cylinders axis assumed.

Under these assumptions the modulus of fictitious vectors of moments of primary and secondary inertia forces divided by  $m_p R \omega^2 a$  and  $m_p R \omega^2 \lambda a$  respectively are presented by the relations:

$$|\mathbf{B}'_{wj}| = j-1 \quad (1)$$

$$|\mathbf{B}''_{wj}| = j-1 \quad (2)$$

and the resultant moments (actual) of the primary and secondary forces by relations (3) and (4) respectively:

biera się tę, dla której wektor wypadkowy momentów od sił bezwładności pierwszego rzędu i wektor wypadkowy od sił bezwładności w ruchu obrotowym mają najmniejszy moduł. W tej metodzie pomija się całkowicie wypadkowy moment od sił bezwładności drugiego rzędu. Te warunki dla silnika 6-cylindrowego spełnia wał korbowy o konfiguracji 1-5-3-4-2-6. Zapewne dlatego w dostępnej literaturze silnikowej [3, 4] nie podaje się ani zależności na łączny moment od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym, ani jego maksymalnej wartości, lecz tylko amplitudy momentu od sił bezwładności pierwszego i drugiego rzędu. Takie podejście jest słuszne dla mechanizmów korbowych, których parametr  $\lambda$  nie przekracza pewnej wartości zależnej od liczby cylindrów. Tymczasem od ponad 25 lat są stosowane w okrętownictwie tzw. silniki długoskokowe o wartości  $\lambda$  bliskiej 0,5.

Celem niniejszej pracy było zbadanie, czy wymieniona prosta metoda doboru optymalnej konfiguracji wału korbowego jest słuszną także dla dość często stosowanego w okrętownictwie silnika 6-cylindrowego, zwłaszcza o dużej wartości i ewentualne określenie granicznej wartości  $\lambda$ , powyżej której metoda ta traci swoją ważność. Warto zauważyć w tym kontekście, jak wykazano w pracy [1], że dla silników 2-suwowych czterocylindrowych wartość graniczna parametru  $\lambda$ , powyżej której ten prosty schemat graficzny traci swoją ważność, stanowi liczba 0,527.

Pożyteczna może być także wiedza o tym, jak dalece kolejne konfiguracje odbiegają od najlepszej pod względem wielkości momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym. W przypadku silników doładowanych w systemie pulsacyjnym zachodzi bowiem niekiedy potrzeba rezygnacji z najlepszego wyrównoważenia na rzecz lepszego doładowania. Równie interesujące może być porównanie poszczególnych konfiguracji wału korbowego po 50-procentowym wyrównoważeniu składowej momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu za pomocą przeciwnas umieszczonych na wale korbowym.

## 2. Zależności opisujące przebiegi momentu od sił bezwładności pierwszego i drugiego rzędu w silniku 6-cylindrowym

W silniku 6-cylindrowym obydwą wektory wypadkowe zarówno sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym, jak i obrotowym są wektorami zerowymi. Pozostają natomiast niewyrównoważone wektory momentów od tych sił.

Posługując się metodą wektorów fikcyjnych przedstawioną w pracy [2] i uszczegółowioną w [1], można w prosty sposób wyprowadzić zależności na sumy momentów od sił bezwładności pierwszego i drugiego rzędu dla poszczególnych konfiguracji wału korbowego. Jako punkt odniesienia do analizy momentów od sił bezwładności przyjęto punkt przecięcia się osi pierwszego cylindra z osią obrotu wału korbowego oraz jednakową odległość pomiędzy osiami cylindrów.

Przy tych założeniach wartości modułów wektorów fikcyjnych momentów sił bezwładności pierwszego i drugiego rzędu odniesionych odpowiednio do  $m_p R \omega^2 a$  i  $m_p R \omega^2 \lambda a$  wyrażają zależności (1) i (2),

$$\sum_1^6 B'_{bj} = \Psi' \cos[\alpha - 90^\circ + \varphi'] \quad (3)$$

$$\sum_1^6 B''_{bj} = \Psi'' \lambda \cos 2(\alpha - 90^\circ + \varphi'') \quad (4)$$

where:  $j$  – cylinder number,  $\omega$  – crankshaft rotational speed,  $m_p$  – equivalent reciprocating mass,  $R$  – crankshaft throw,  $\alpha$  – distance between cylinder axis,  $\lambda$  – crank throw to connecting rod length ratio,  $\Psi'$  and  $\Psi''$  – amplitude coefficients of fictitious vectors of the primary and secondary moments respectively,  $\varphi'$  and  $\varphi''$  – angles determining the directions of fictitious vectors of primary and secondary moments respectively.

The angle  $90^\circ$  in relations (3) and (4) results from the assumption of the beginning of the crankshaft rotation in the point corresponding to TDC of the first cylinder that is when its crank is in line with the axis  $y$ , which coincides with cylinder axes, and not  $x$ .

### 3. Mathematical relations describing moment of inertia forces in reciprocating motion by using two crankshaft configurations as examples

#### 3.1. The crankshaft with configuration 1-4-2-6-3-5

The configuration 1-4-2-6-3-5 has not been chosen by chance. It follows from further part of this paper that the secondary moments of inertia forces for this particular configuration are fully balanced. In order to determine the parameters  $\Psi'$  and  $\varphi'$  for this crankshaft configuration a „star” of the fictitious vectors  $W'_j$  for the primary inertia forces  $P'_{bj}$  are presented in Fig. 1a and a polygon of the fictitious vectors of the primary moments in Fig. 1b. The numerical symbols in Fig. 1a from 1 to 5 denote the relative position of the cranks on the crankshaft, in other words the so called “star” of the crank throws while the numerical subscripts denote assigning of a parameter to the given cylinder. It is hard not to notice that the „star” of the fictitious vectors of inertia forces is the same as the „star” of the cranks throws. This is the case in each engine irrespective of the engine type and the number of cylinders.

One can easily determine the amplitude coefficient  $\Psi'$  and angle  $\varphi'$  of the resultant vector of the moments of the fictitious inertia forces as well as its angle of inclination  $\gamma'$  to axis  $x$  as a result of assigning the lengths to the vectors of the fictitious moments corresponding to numbers  $j-1$ , according to relation (1). Numerical values of the above parameters, determined on the grounds of Fig. 1b, are the following:

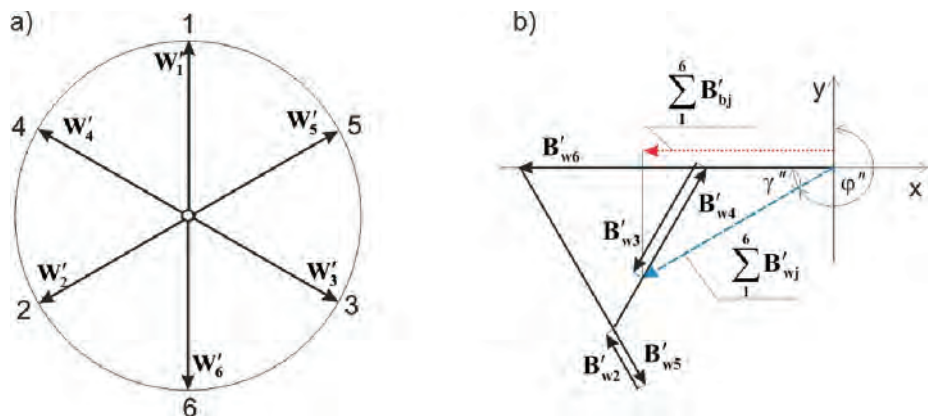


Fig. 1. „Star” of the fictitious first order inertia forces and a polygon of their moments for the crank gear with arrangement of cranks 1-5-3-4-2-6: a) the “star” of fictitious vectors of the first order inertia forces, b) polygon of the fictitious vectors of the moments of the first order inertia forces

Rys. 1. „Gwiazda” wektorów fikcyjnych dla sił bezwładności pierwszego rzędu oraz wielobok fikcyjnych wektorów momentów od tych sił dla konfiguracji wału korbowego 1-4-2-6-3-5: a) „gwiazda” wektorów fikcyjnych pierwszego rzędu, b) wielobok fikcyjnych wektorów momentów od sił bezwładności pierwszego rzędu

a wypadkowych momentów (rzeczywistych) pierwszego i drugiego rzędu odpowiednio zależności (3) i (4), gdzie:  $j$  – numer cylindra,  $\omega$  – prędkość kątowna wału korbowego,  $m_p$  – masa w ruchu postępowo-zwrotnym,  $R$  – promień wykorbienia,  $a$  – odległość pomiędzy osiami cylindrów,  $\lambda$  – parametr mechanizmu korbowego,  $\Psi'$  i  $\Psi''$  – współczynniki amplitud wektorów fikcyjnych momentów odpowiednio pierwszego i drugiego rzędu,  $\varphi'$  i  $\varphi''$  – kąty położenia wektorów fikcyjnych momentów odpowiednio pierwszego i drugiego rzędu.

Kąt  $90^\circ$  w zależnościach (3) i (4) wynika z przyjęcia początku obrotu wału korbowego w punkcie odpowiadającym GMP pierwszego cylindra, czyli gdy wykorbienie tego cylindra pokrywa się z osią  $y$ , która leży na osi cylindra, a nie osią  $x$ .

### 3. Zależności opisujące przebieg momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym na przykładzie dwóch konfiguracji

#### 3.1. Wał korbowy o konfiguracji 1-4-2-6-3-5

Konfiguracja 1-4-2-6-3-5 nie została wybrana do analizy przypadkowo. Jak się okaże w dalszej części, równoważą się dla niej momenty od sił bezwładności drugiego rzędu. W celu wyznaczenia dla tej konfiguracji wału parametrów  $\Psi'$  i  $\varphi'$  na rys. 1a przedstawiono „gwiazdę” wektorów fikcyjnych  $W'_j$  dla sił bezwładności pierwszego rzędu  $P'_{bj}$ , a na rys. 1b – wielobok wektorów momentów od tych wektorów fikcyjnych. Symbole cyfrowe od 1 do 5 na rys. 1a oznaczają względne usytuowanie wykorbień na wale korbowym, czyli tzw. „gwiazdę” promieni korb, natomiast indeksy cyfrowe – dolne przyporządkowanie parametru do danego cylindra. Można zauważyć, że „gwiazda” wektorów sił bezwładności pierwszego rzędu pokrywa się z „gwiazdą” promieni korb. Tak jest w każdym silniku, niezależnie od rodzaju silnika i liczby cylindrów.

W wyniku przyporządkowania wektorom momentu od sił fikcyjnych poszczególnych cylindrów długości odpowiadających liczbom  $j-1$ , zgodnie z zależnością (1), można

$$\Psi' = \sum_1^6 B'_{wj} = 2\sqrt{2}, \gamma' = 30^\circ, \varphi' = 270^\circ - \gamma'$$

After substituting the values of the parameters  $\Psi'$  and  $\varphi'$  to relation (3) we will get the following equation describing the resultant moment of the primary inertia forces in reciprocating motion in the function of crankshaft rotation angle for the analyzed arrangement of the cranks.

$$\sum_1^6 B'_{bj} = -2\sqrt{2} \cos(\alpha - 30^\circ) \quad (5)$$

In order to partly balance the maximum value of the moment expressed by equation (5), which can be reduced to the minimum by 50%, a pair of counterweights must be attached to the crankshaft in the plane going through the axis of its rotation and inclined  $30^\circ$  to the crank of the first cylinder in the direction opposite to the crankshaft rotation.

The equation for the moment of the secondary inertia forces can be determined in a similar way. In order to do this a "star" of the fictitious vectors of the secondary inertia forces and a polygon of their moments are presented in Fig. 2.

The polygon in Fig. 2b shows that the resultant fictitious moment of the secondary inertia forces is a zero vector. It means that the relative value of the maximum moment of the inertia forces in reciprocating motion for the engine with the crankshaft configuration 1-4-2-6-3-5 equals the amplitude coefficient of the resultant moment of the primary inertia forces as below

$$\left( \sum_1^6 B'_{bj} \right)_{\max} = \Psi' = 2\sqrt{2}$$

That being so, the moment of inertia forces in reciprocating motion in a six-cylinder engine with the crankshaft configuration 1-4-2-6-3-5 does not depend on the value of parameter  $\lambda$  and can be expressed by equation (5).

### 3.2. The crankshaft with configuration 1-5-3-4-2-6

The crankshaft configuration 1-5-3-4-2-6 has the best arrangement of cranks in terms of the resultant moment of the primary inertia forces in reciprocating motion as well as the moment of the centrifugal forces. A "star" of fictitious vectors  $W'_j$  is presented in Fig. 3a and in Fig. 3b – a polygon of the vectors of the moments of the inertia forces.

bardzo łatwo wyznaczyć współczynnik amplitudy  $\Psi'$  oraz kąt  $\varphi'$  położenia fikcyjnego wektora momentu wypadkowego na podstawie zależności geometrycznych w wieloboku momentów, a także kąt  $\gamma'$ , jaki tworzy ten wektor z osią x. Wartości wymienionych parametrów, określone na podstawie rys. 1b, są następujące:

$$\Psi' = \sum_1^6 B'_{wj} = 2\sqrt{2}, \gamma' = 30^\circ, \varphi' = 270^\circ - \gamma'$$

Po podstawieniu wartości parametrów  $\Psi'$  i  $\varphi'$  do zależności (3) otrzymamy wzór (5) na moment wypadkowy od

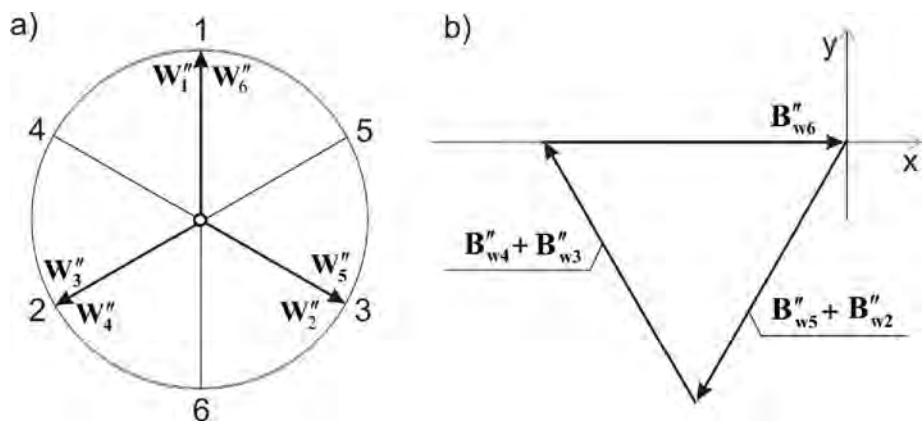


Fig. 2. "Star" of fictitious vectors of the second order inertia forces and a polygon of the vectors of their moments in the crank gear with arrangement of cranks 1-4-2-6-3-5: a) the "star" of the fictitious vectors of the second order inertia forces, b) the polygon of the fictitious vectors of the moments of the second order inertia forces

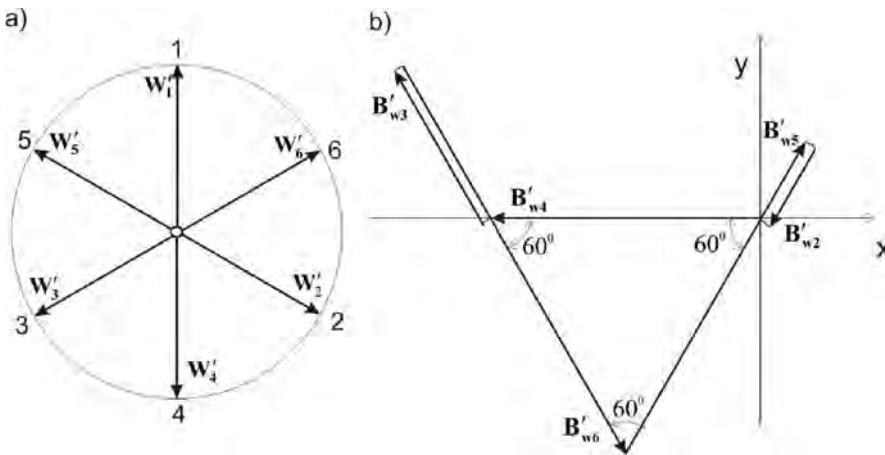
Rys. 2. „Gwiazda” wektorów fikcyjnych dla sił bezwładności drugiego rzędu oraz wielobok momentów od tych sił dla konfiguracji wału korbowego 1-4-2-6-3-5: a) „gwiazda” wektorów fikcyjnych drugiego rzędu, b) wielobok momentów od wektorów fikcyjnych sił bezwładności drugiego rzędu

sił bezwładności pierwszego rzędu w ruchu postępowo-zwrotnym, w funkcji kąta obrotu wału korbowego, dla analizowanej konfiguracji wału korbowego.

W celu częściowego zredukowania wartości momentu wyrażonego zależnością (5), który można maksymalnie zmniejszyć o połowę, należy umieścić parę przeciwnas w płaszczyźnie przechodzącej przez oś obrotu wału korbowego i opóźniającej się za wykorbieniem pierwszego cylindra o kąt  $30^\circ$ .

W podobny sposób można wyznaczyć wyrażenie na moment od sił bezwładności drugiego rzędu. W tym celu na rysunku 2 przedstawiono gwiazdę wektorów fikcyjnych dla sił bezwładności drugiego rzędu oraz wielobok wektorów momentów od tych sił.

Jak wynika z wieloboku momentów na rys. 2b wektor fikcyjny wypadkowego momentu od sił bezwładności drugiego rzędu jest wektorem zerowym. Oznacza to, że względna wartość maksymalnego momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym dla silnika o konfiguracji wału korbowego 1-4-2-6-3-5 jest równa amplitudzie wypadkowego momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu i wynosi:



$$\left( \sum_1^6 B'_{bj} \right)_{\max} = \Psi' = 2\sqrt{2}$$

Wobec powyższego przebieg momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym w silniku spalinywym 6-cylindrowym z wałem korbowym o konfiguracji 1-4-2-6-3-5 jest niezależny od wartości parametru mechanizmu korbowego  $\lambda$  i jest wyrażony zależnością (5).

**3.2. Wał korbowy o konfiguracji 1-5-3-4-2-6**

Wał korbowy o konfiguracji 1-5-3-4-2-6 ma najlepsze względne usytuowanie wykorbień na wale korbowym, z punktu widzenia wypadkowego momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu oraz momentu od sił bezwładności w ruchu obrotowym. Na rysunku 3a przedstawiono

Fig. 3. "Star" of the fictitious first order inertia forces and a polygon of their moments for the crank gear with arrangement of cranks 1-5-3-4-2-6: a) the "star" of fictitious vectors of the first order inertia forces, b) polygon of the fictitious vectors of moments of the first order inertia forces

Rys. 3. „Gwiazda” wektorów fikcyjnych dla sił bezwładności pierwszego rzędu oraz wielobok wektorów momentów od tych sił dla konfiguracji wału korbowego 1-5-3-4-2-6: a) „gwiazda” wektorów fikcyjnych pierwszego rzędu, b) wielobok wektorów fikcyjnych momentów od sił bezwładności pierwszego rzędu

It follows from Fig. 3 that the resultant vector of the moments of the primary fictitious forces is a zero vector. This entails that the resultant vector of the moments of the actual primary inertia forces for this arrangement of cranks is a zero vector as well. So the moments of the primary inertia forces are not transmitted outside of the engine and do not load the bolts fastening the engine to its foundation.

A system of the fictitious vectors  $W''_j$  for the secondary inertia forces is presented in Fig. 4a and a polygon of their moments in Fig. 4b.

In the right-angled triangle, whose sides are the resultant vectors of the moments  $\sum_1^6 B''_{wj}$  and  $\sum_1^6 B''_{bj}$  of the fictitious

„gwiazdę” wektorów fikcyjnych  $W''_j$ , a na rys. 3b – wielobok wektorów momentów od tych sił.

Jak wynika z rysunku 3, wypadkowy wektor momentu od sił fikcyjnych pierwszego rzędu jest wektorem zerowym, co jest równoznaczne z tym, że suma momentów od sił bezwładności pierwszego rzędu dla tej konfiguracji wału korbowego jest także wektorem zerowym. A więc momenty od sił bezwładności pierwszego rzędu nie przenoszą się na zewnątrz silnika i nie obciążają śrub mocujących go do fundamentu.

Na rysunku 4a przedstawiono układ wektorów fikcyjnych drugiego rzędu  $W''_j$ , a na rys. 4b wielobok momentów od tych wektorów.

and actual secondary forces respectively and angle  $\gamma''$  between them it is very easy to determine the lengths of its sides which amount to  $\sqrt{2}$  and 3 and then calculate  $\Psi''$ ,  $\gamma''$  and  $\phi''$ . Consequently we get the following values of the above parameters:

$$\Psi'' = 2\sqrt{3}, \gamma'' = 30^\circ, \phi'' = 270 - \frac{\gamma''}{2} = 255^\circ \tag{6}$$

Replacing angle  $\gamma''$  with  $\gamma''/2$  in relation for  $\phi''$  results from the fact that the resultant vector of the fictitious moments of the secondary inertia forces rotates at a speed twice that of the crankshaft. In this case after the turn

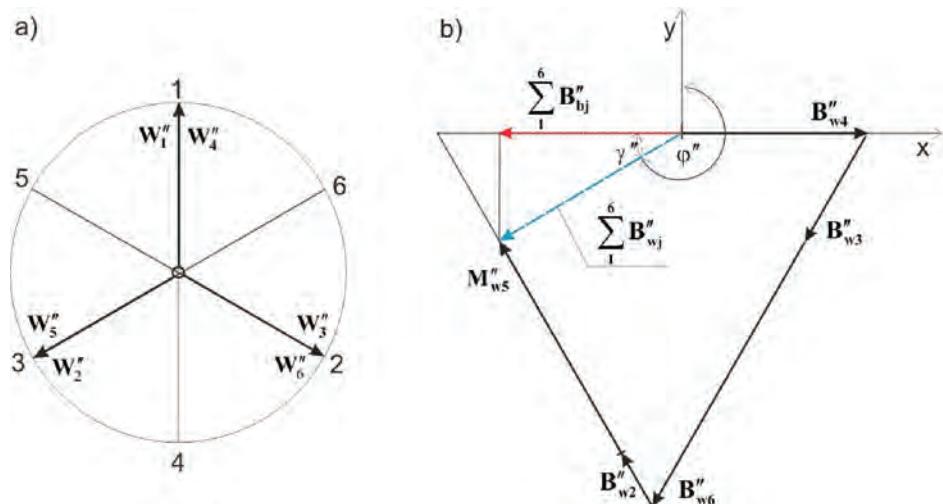


Fig. 4. "Star" of the fictitious vectors of the second order inertia forces and a polygon of the vectors of their moments in the crank gear with the arrangement of cranks 1-5-3-4-2-6: a) the "star" of the fictitious vectors of the second order inertia forces, b) the polygon of the fictitious vectors of the moments of the second order inertia forces

Rys. 4. „Gwiazda” wektorów fikcyjnych dla sił bezwładności drugiego rzędu oraz wielobok momentów od tych sił dla konfiguracji wału korbowego 1-5-3-4-2-6: a) „gwiazda” wektorów fikcyjnych drugiego rzędu, b) wielobok wektorów fikcyjnych momentów od sił bezwładności drugiego rzędu

of the crankshaft by  $\gamma''/2$  the resultant vector of the fictitious moments will turn by the angle  $\gamma''$ .

After substituting the  $\Psi''$  and  $\varphi''$  values to relation (4) we will get the following form of the equation describing the sum of the moments of the secondary inertia forces.

$$\sum_1^6 B_{bj}'' = -2\sqrt{3}\lambda \cos(\alpha - 15^\circ) \quad (7)$$

On account of the fact that the moments of the primary inertia forces are mutually balanced relation (7) describes simultaneously the combined resultant moment of the primary and secondary inertia forces. That being so the maximum value of the relative moment of inertia forces in reciprocating motion equals the amplitude coefficient of the secondary inertia forces multiplied by parameter  $\lambda$  and amounts to:

$$\left( \sum_1^6 M_{bj} \right)_{\max} = \left( \sum_1^6 M_{bj}'' \right)_{\max} = \Psi'' \lambda = 2\sqrt{3}\lambda \quad (8)$$

The values of the amplitude coefficients  $\Psi'$  and  $\Psi''$  and angles  $\gamma'$  and  $\gamma''$  as well as  $\varphi'$  and  $\varphi''$  for the remaining fifty eight crankshaft's configurations can be calculated in a similar way.

#### 4. Analysis of IC engine balancing with different crankshaft configurations

As mentioned in the introduction, for a six cylinder engine there is a possibility to design a crankshaft with the cranks arranged in 60 different ways. These crankshaft configurations are incorporated in Table 1.

The values of the amplitude coefficients  $\Psi'$  and  $\Psi''$  as well as angles  $\varphi'$  and  $\varphi''$  calculated according to the method presented in chapter 3, for all 60 theoretically possible configurations of the crankshaft, are included in [5]. This makes it possible to mathematically describe the resultant moment of the inertia forces in reciprocating motion for each of the 60 crankshaft configurations. In order not to increase the volume of this paper Table 2 includes the values of the calculated parameters for 10 chosen configurations, including the best 9, and the worst one which is denoted by No. 10.

W trójkącie prostokątnym, którego bokami są wektory wypadkowe momentów od sił fikcyjnych drugiego rzędu  $\sum_1^6 B_{wj}''$  i  $\sum_1^6 B_{bj}''$  rzeczywistych oraz kąt  $\gamma''$  między nimi łatwo można określić długości jego przyprostokątnych, które wynoszą  $\sqrt{2}$  i 3, a następnie obliczyć  $\Psi''$ ,  $\gamma''$  i  $\varphi''$ . W efekcie otrzymuje się wartości poszukiwanych parametrów – wzór (6).

Wstawianie kąta  $\gamma''/2$ , a nie  $\gamma''$ , do zależności na  $\varphi''$  wynika stąd, że wektor fikcyjny wypadkowego momentu sił bezwładności drugiego rzędu wiruje z prędkością kątową dwa razy większą niż wał korbowy. Wobec tego po obrocie wału korbowego o kąt  $\gamma''/2$  wektor fikcyjny wypadkowego momentu obróci się o kąt  $\gamma''$ .

Po podstawieniu wartości  $\Psi''$  i  $\varphi''$  do zależności (4) otrzymamy następującą postać równania na sumę momentów od sił bezwładności drugiego rzędu – wzór (7).

Z uwagi na to, że momenty od sił bezwładności pierwszego rzędu równoważą się wzajemnie, zależność (7) opisuje jednocześnie przebieg łącznego wypadkowego momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym. Wobec powyższego wartość maksymalna względnej wartości momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym jest równa współczynnikowi amplitudy momentu od sił bezwładności drugiego rzędu pomnożonemu przez parametr  $\lambda$  i wynosi (8).

W podobny sposób można obliczyć wartości współczynników amplitudowych  $\Psi'$  i  $\Psi''$ , kątów  $\gamma'$  i  $\gamma''$  oraz  $\varphi'$  i  $\varphi''$  dla pozostałych 58 konfiguracji wału korbowego.

#### 4. Analiza wyrównoważenia silnika o różnych konfiguracjach wału korbowego

Jak wspomniano we wstępie, dla silnika 6-cylindrowego istnieje możliwość zaprojektowania wału korbowego, w którym wykorbienia mogą być ustawione sześćdziesięcioma różnymi sposobami. Te konfiguracje wału zawiera tab. 1.

Wartości współczynników amplitudowych  $\Psi'$  i  $\Psi''$  oraz kątów  $\varphi'$  i  $\varphi''$  położenia fikcyjnych wektorów momentów wypadkowych, obliczone zgodnie z metodyką przedstawioną w punkcie 3, dla wszystkich 60 teoretycznie możliwych konfiguracji wału korbowego zostały zawarte w pracy [5].

Table 1. Denotations of all configurations of the crankshaft

Tabela 1. Oznaczenia wszystkich konfiguracji wału korbowego

No.	Configuration	No.	Configuration	No.	Configuration	No.	Configuration	No.	Configuration	No.	Configuration
1	123456	11	124635	21	126435	31	134256	41	136425	51	145236
2	123465	12	124653	22	126453	32	134265	42	136524	52	145326
3	123546	13	125346	23	126534	33	134526	43	142356	53	146235
4	123564	14	125364	24	126543	34	134625	44	142365	54	146325
5	123654	15	125436	25	132456	35	135246	45	142536	55	152346
6	123645	16	125463	26	132465	36	135264	46	142635	56	152436
7	124356	17	125634	27	132546	37	135426	47	143256	57	153246
8	124365	18	125643	28	132564	38	135624	48	143265	58	153426
9	124536	19	126345	29	132654	39	136245	49	143526	59	154236
10	124563	20	126354	30	132645	40	136254	50	143625	60	154326

Table 2. The values of the amplitude coefficients and the position angles of the fictitious vectors of the resultant moments of the first and second order inertia forces

Tabela 2. Wartości współczynników amplitud oraz kątów położenia fikcyjnych wektorów momentów wypadkowych sił bezwładności pierwszego i drugiego rzędu

No	Configuration	Amplitude coefficient		Angles of the resultant vector position			
		$\Psi'$ [-]	$\Psi''$ [-]	$\gamma'$ [°]	$\phi'$ [°]	$\gamma''$ [°]	$\phi''$ [°]
10	124563	7	$\sqrt{3}$	27,79	$270-\gamma'$	30	$270+\gamma''/2$
45	142536	3	$\sqrt{3}$	60	$270-\gamma'$	30	$270-\gamma''/2$
46	142635	$2\sqrt{3}$	0	30	$270-\gamma'$	–	$270-\gamma''/2$
49	143526	$\sqrt{3}$	3	30	$270-\gamma'$	30	$270-\gamma''/2$
50	143625	3	$\sqrt{3}$	0	$270-\gamma'$	90	$270-\gamma''/2$
51	145236	0	$4\sqrt{3}$	–	$270-\gamma'$	30	$270-\gamma''/2$
52	145326	1	$\sqrt{39}$	60	$270+\gamma'$	43,9	$270-\gamma''/2$
56	152426	$\sqrt{3}$	3	90	$270-\gamma'$	0	$270-\gamma''/2$
58	153426	0	$2\sqrt{3}$	–	$270-\gamma'$	30	$270-\gamma''/2$
60	154236	1	$3\sqrt{3}$	60	$270-\gamma'$	30	$270-\gamma''/2$

Table 3. Maximum and minimum values and the range of change of the amplitude coefficients of the moments of the inertia forces of the reciprocating masses for  $\lambda = 0.3$  and  $0.5$ Tabela 3. Wartości maksymalne, minimalne i zakres zmian współczynnika momentu od sił bezwładności mas w ruchu postępowo-zwrotnym dla  $\lambda = 0,3$  i  $0,5$ 

No	Configuration	$\sum_{i=1}^6 B_{bi}$					
		$\lambda = 0.3$			$\lambda = 0.5$		
		Maximum	Minimum	Range of change	Maximum	Minimum	Range of change
10	124563	6,501	-7,508	14,01	6,180	-7,850	14,03
45	142536	3,159	-3,159	6,319	3,385	-3,385	6,769
46	142635	3,464	-3,464	6,928	3,484	-3,464	6,928
49	143526	1,692	-2,592	4,284	2,165	-3,186	5,351
50	143625	3,159	-3,159	6,319	3,385	-3,385	6,769
51	145236	2,078	-2,078	4,157	3,464	-3,464	6,928
52	145326	2,528	-2,684	5,212	3,762	-3,924	7,687
56	152426	2,627	-1,458	4,085	3,226	-1,905	5,131
58	153426	1,039	-1,039	2,078	1,732	-1,732	3,464
60	154236	2,302	-2,302	4,604	3,328	-3,328	6,655

The equations describing the moments of the inertia forces derived on the basis of the data included in Table 2 were used to calculate the absolute extremums of functions (minima and maxima) as well as the range of the maximum changes of the moments for 10 crankshaft configurations included in Table 3. The results of the calculations are presented in Table 3.

In order to illustrate the results obtained they are illustrated graphically in the form of a bar chart in Fig. 5. It follows from the figure, which concerns the crank gears with  $\lambda = 0.3$ , that the configuration 58 is characterized by far the smallest value of the maximum moment of the inertia forces

Umożliwiają one opis matematyczny przebiegu momentów wypadkowych od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym dla każdej z 60. konfiguracji wału korbowego. Aby nie powiększać objętości niniejszego artykułu, w tab. 2 zamieszczono wartości obliczonych parametrów dla 10 wybranych konfiguracji, w tym dla 9 najlepszych oraz jednej najgorszej, która jest oznaczona nr 10.

Równania opisujące przebieg momentu od sił bezwładności, opracowane na podstawie danych zawartych w tab. 2, posłużyły do obliczenia bezwzględnych ekstremów funkcji (minimum i maksimum), a także zakresów maksymalnych zmian momentu dla 10. zawartych w tej tabeli konfiguracji

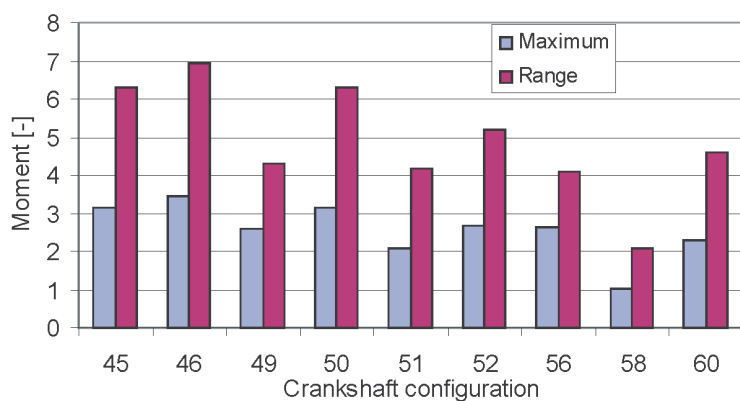


Fig. 5. Bar chart of a relative maximum values of the resultant moment of the inertia forces of the reciprocating masses and the ranges of their change for different arrangements of cranks and  $\lambda = 0,3$

Rys. 5. Wykres słupkowy maksymalnych względnych wartości oraz zakresu zmian sumy momentów od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym dla poszczególnych konfiguracji wału korbowego, dla  $\lambda = 0,3$

in reciprocating motion. The range of the moment change for this configuration is also the smallest.

The next three configurations in order 51, 60 and 49 have the absolute maximum values of the moment of the inertia forces in reciprocating motion bigger than configuration 58 by 100%, 122% and 150% respectively. The plots of the moments of the inertia forces for the best four configurations of the crankshaft are presented in Fig. 6.

The course of the moment for the worst configuration denoted by 10 was also plotted in Fig. 6. For comparison purposes Fig. 7 shows the bar chart of the maximum values of the moment of the inertia forces in reciprocating motion drawn on the grounds of the calculations included in Table 3, for the same configurations of the crankshaft but for parameter  $\lambda = 0.5$ .

The height of the bars in Fig. 7 indicates that despite some drop in advantage of configuration 58 for  $\lambda = 0.5$  compared to  $\lambda = 0.3$  it is still high. Configurations 56, 60 and 49 have in this case relatively big moments of the inertia forces, greater than configuration 58 by 86%, 92% and 95% respectively. Well then, despite the fact that the differences between the best configuration of the crankshaft and the remaining ones decrease in terms of the engine balance, none of the remaining 59 configurations is an alternative to configuration 58 for the  $\lambda$  values used in practice. The plots of the moments versus angle of the crank travel for the four best configurations of the crankshaft and the worst one are presented in Fig. 8.

In the context of the analysis of the moments of the inertia forces the question arises concerning the value of the crank gear parameter  $\lambda$  above which the advantage of the configuration 58 over the next best in turn disappears. Analysing the values in table 3 it is hard not to notice, however, that this value

wału korbowego. Wyniki obliczeń zostały zamieszczone w tab. 3.

Dla zilustrowania otrzymanych wyników obliczeń przedstawiono je graficznie w formie wykresów słupkowych na rys. 5. Jak wynika z rys. 5, który dotyczy mechanizmów korbowych o wartości parametru  $\lambda = 0,3$ , najmniejszą wartością maksymalnego momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym charakteryzuje się konfiguracja nr 58. Także zakres zmian momentu dla tej konfiguracji wału jest najmniejszy.

Następne trzy w kolejności konfiguracje wału korbowego 51, 60 i 49 mają bezwzględną wartość maksymalnego momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym odpowiednio o 100, 122 i 150% większą niż konfiguracja 58. Przebiegi momentów od sił bezwładności dla tych czterech konfiguracji wału korbowego przedstawiono graficznie na rys. 6.

Na wykres naniesiono również przebieg momentu dla najgorszej konfiguracji oznaczonej numerem 10. Dla porównania, na rys. 7 przedstawiono wykresy słupkowe maksymalnego momentu od sił bezwładności dla tych samych konfiguracji wału korbowego opracowane na podstawie wyników obliczeń zawartych w tab. 3, ale dla parametru mechanizmu korbowego  $\lambda = 0,5$ .

Wysokość słupków na rys.7 wskazuje, że pomimo pewnego spadku przewagi konfiguracji 58 dla  $\lambda = 0,5$ , w stosunku do jej przewagi dla  $\lambda = 0,3$ , jest ona wciąż wysoka. Konfiguracje 56, 60 i 49 mają również w tym przypadku względnie duże wartości momentu od sił bezwładności, odpowiednio o 86, 92 i 95% większe niż konfiguracja

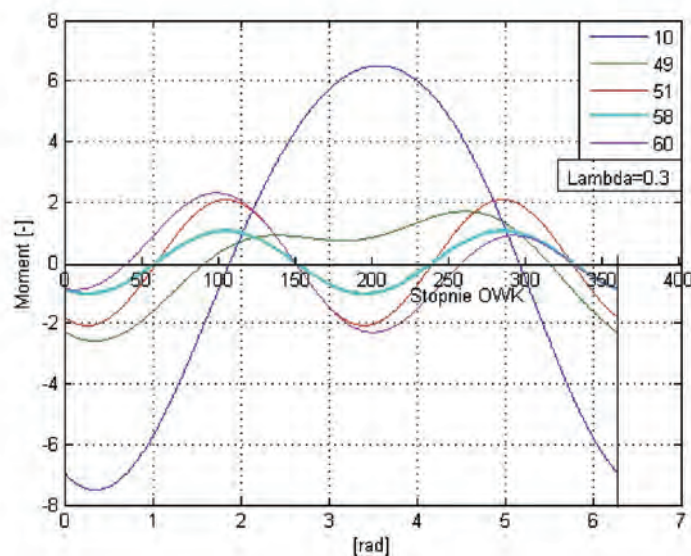


Fig. 6. Influence of the cranks arrangement on the resultant moment of the inertia forces of the reciprocating masses for  $\lambda = 0,3$

Rys. 6. Wpływ konfiguracji wału korbowego na wypadkowy moment od sił bezwładności mas w ruchu postępowo-zwrotnym dla  $\lambda = 0,3$

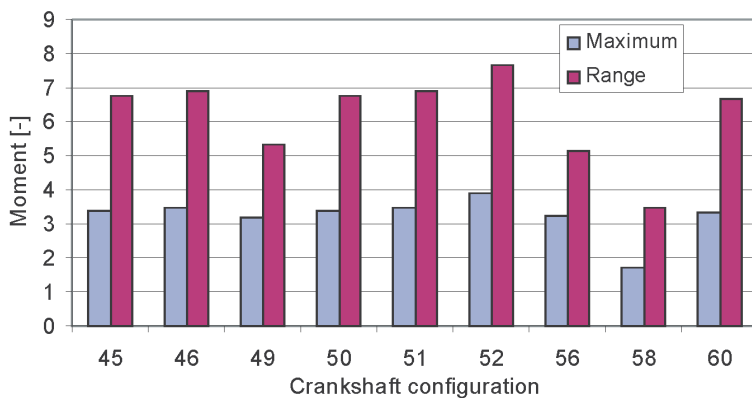


Fig. 7. Bar chart of the relative maximum values of the resultant moment of the inertia forces of the reciprocating masses and the range of their changes for different arrangements of cranks and  $\lambda = 0.5$

Rys. 7. Wykres słupkowy maksymalnych względnych wartości sumy momentów od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym i zakresów zmian momentu dla poszczególnych konfiguracji wału korbowego, dla  $\lambda = 0,5$

of  $\lambda$  is 1. For  $\lambda = 1$  the best configuration 58 equates with 46 with respect to the maximum moment of the inertia forces in reciprocating motion. It is obvious that  $\lambda = 1$  has only a theoretical meaning because it is over two times bigger than the values used in shipbuilding in the long-stroke engines. Besides, if kinematics of the crank gear is taken into account, the  $\lambda$  value must be smaller than one.

### 5. A comparison of the crankshaft configurations after 50% balancing of the primary component of the moment of the inertia forces

It's a well known fact, that it is possible to balance 50% of the maximum moment of the primary inertia forces with

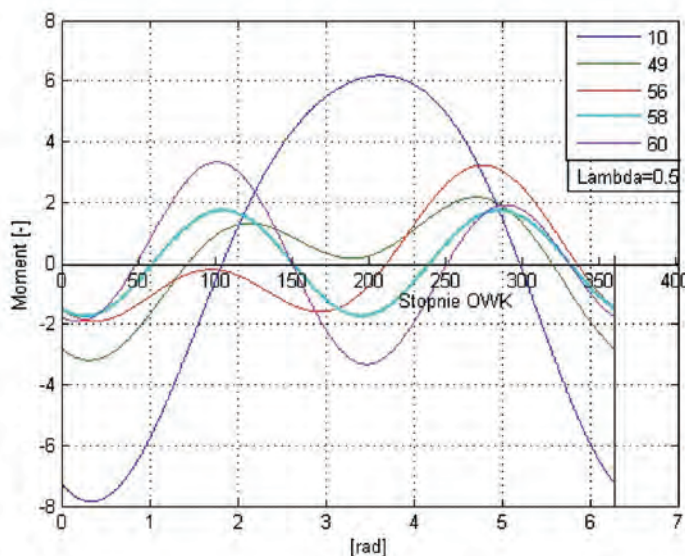


Fig. 8. Influence of the cranks arrangement on the resultant moment of the inertia forces of the reciprocating masses for  $\lambda = 0.5$

Rys. 8. Wpływ konfiguracji wału korbowego na wypadkowy moment sił bezwładności od mas w ruchu postępowo-zwrotnym dla  $\lambda = 0,5$

58. Tak więc, mimo że wraz ze wzrostem  $\lambda$  zmniejszają się różnice pomiędzy najlepszą a pozostałymi konfiguracjami pod względem wyrównoważenia silnika, to żadna z pozostałych 59 konfiguracji nie może stanowić alternatywy dla konfiguracji 58 w zakresie wartości parametru  $\lambda$  spotykanych w praktyce. Przebiegi momentu w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla  $\lambda = 0,5$ , dla czterech najlepszych konfiguracji wału korbowego i jednej najgorszej przedstawiono na rys. 8.

W kontekście uzyskanych wyników analizy momentów od sił bezwładności rodzi się pytanie o wartość parametru mechanizmu korbowego  $\lambda$ , dla której znika przewaga konfiguracji 58, nad następną w kolejności. Nietrudno zauważyć, analizując wartości podane w tab. 1, że tę wartość parametru stanowi  $\lambda = 1$ . Dla  $\lambda = 1$  najlepsza dotychczas konfiguracja 58 zrównuje się pod względem maksymalnego momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym z konfiguracją 46. Oczywiście jest, że  $\lambda = 1$  ma jedynie teoretyczne znaczenie, gdyż wartość ta jest ponad dwukrotnie większa od największych wartości  $\lambda$  spotykanych w okrętownictwie, w tzw. silnikach długoskokowych. Poza tym z punktu widzenia kinematyki mechanizmu korbowego wartość parametru  $\lambda$  musi być mniejsza od 1.

### 5. Porównanie konfiguracji wału korbowego po 50-procentowym wyrównoważeniu składowej momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu

Wiadomo, że za pomocą przeciwmasy umieszczonej na wale korbowym można wyrównować tylko połowę wypadkowego momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu. Wobec tego optymalna wartość modułu względnej wartości wektora momentu wyrównowującego zgodnie z zależnością (3) powinna mieć wartość odpowiadającą połowie współczynnika momentu  $\Psi/2$ . Może być zatem interesujące zbadanie wpływu takiego stopnia wyrównoważenia momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu na wypadkowy moment od sił bezwładności dla poszczególnych konfiguracji wału korbowego. W celu obliczenia wypadkowego momentu  $B_{50}$  po 50-procentowym wyrównoważeniu składowej pierwszego rzędu, na podstawie zależności (3) i (4), wyprowadzono wzór (9) na długość tego wektora.

Obliczone wartości wektora  $B_{50}$  na podstawie zależności (9), dla dwóch wartości parametru  $\lambda = 0,3$  i  $0,5$ , dla 8. najlepszych konfiguracji wału korbowego zamieszczono w tab. 4.

Jak wynika z tabeli 4, z punktu widzenia modułu maksymalnej wartości momentu, w

Table 4. Maximum and minimum values and the range of change of the moments of the inertia forces of the reciprocating masses for  $\lambda = 0.3$  and  $0.5$  after 50% balancing of the moment of the first order inertia forces

Tabela 4. Wartości maksymalne, minimalne i zakres zmian modułu momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym dla  $\lambda = 0,3$  i  $0,5$  w następstwie wyrównoważenia w 50% składowej pierwszego rzędu

No.	Shaft config.	$B_{50}$					
		$\lambda = 0.3$			$\lambda = 0.5$		
		Minimum	Maximum	Range of changes	Minimum	Maximum	Range of changes
45	142536	1.131	1.923	0.791	0.929	2.223	1.295
46	142635	1.732	1.732	0	1.732	1.732	0
49	143526	0.062	1.753	1.690	0.181	2.349	2.168
50	143625	1.131	1.923	0.791	0.929	2.223	1.295
51	145236	-2.078	2.078	4.157	-3.464	3.464	6.928
56	152426	0.017	1.764	1.747	0.324	2.364	2.039
58	153426	-0.039	1.039	2.078	-1.732	1.732	3.464
60	154236	0.0792	1.951	1.872	0.049	2.977	2.928

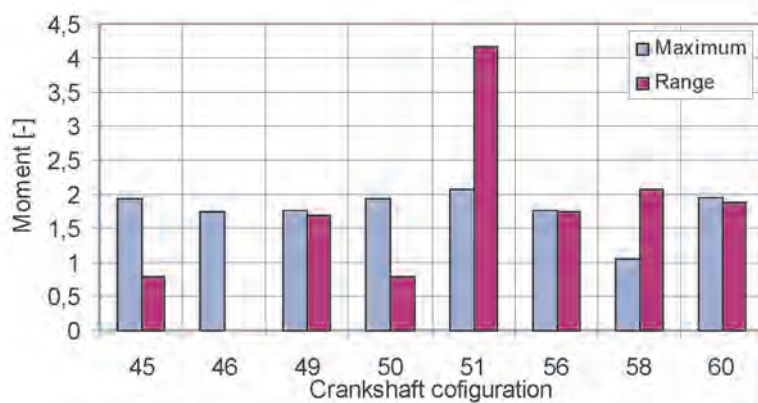


Fig. 9. Bar chart of the relative maximum values of resultant moment  $B_w$  and the range of its change for different arrangements of cranks and  $\lambda = 0.3$

Rys. 9. Wykres słupkowy maksymalnych względnych wartości wypadkowego momentu  $B_w$  i zakresu jego zmian dla poszczególnych konfiguracji wału korbowego dla  $\lambda = 0,3$

the aid of the counterweights attached to the crankshaft. In this case the optimum modulus of the balancing vector of the relative moment of the primary inertia forces, according to relation (3), is  $\Psi'/2$ . It can be interesting, therefore, to examine the impact of such degree of balancing of the moment of the primary inertia forces on the resultant moment of the inertia forces for individual crankshaft configuration. In order to calculate the resultant moment  $B_{50}$ , after 50% balancing of its primary constituent, the following formula has been derived on the basis of relations (3) and (4):

$$B_{50} = \left\{ \left[ \frac{1}{2} \Psi' \sin(\alpha - 90 + \varphi') \right]^2 + \left[ \frac{1}{2} \Psi' \cos(\alpha - 90 + \varphi') + \Psi'' \cos 2(\alpha - 90 + \varphi'') \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (9)$$

The values of moment  $B_{50}$  calculated on the grounds of relation (9), for  $\lambda = 0.3$  and  $\lambda = 0.5$ , for eight best configurations of the crankshaft, are included in Table 4.

dalszym ciągu zdecydowanie najlepsza jest powszechnie stosowana w silnikach 2-S sześciocylindrowych konfiguracja 1-5-3-4-2-6, oznaczona liczbą 58. Natomiast drugą pod względem wyrównoważenia jest konfiguracja 1-4-3-5-2-6, dla której maksymalna wartość niewyrównoważonego momentu jest większa o prawie 68%. Zbliżona do niej pod względem jakości wyrównoważenia jest konfiguracja 1-5-2-4-2-6.

Wyniki obliczeń bezwzględnych maksymalnych wartości momentu od sił bezwładności oraz zakresu ich zmian dla  $\lambda = 0,3$ , zawarte w tab. 4, zobrazowano graficznie na rys. 9.

Przebiegi względnych wartości momentu  $B_{50}$  w funkcji kąta obrotu wału korbowego

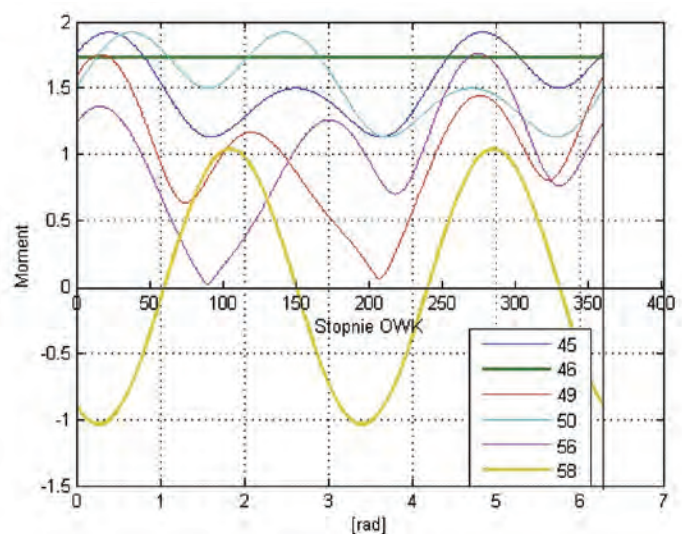


Fig. 10. Influence of the cranks arrangement on the resultant moment  $B_{50}$  of the inertia forces in reciprocating motion for  $\lambda = 0.3$

Rys. 10. Wpływ konfiguracji wału korbowego na wypadkowy moment  $B_{50}$  od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym dla  $\lambda = 0,3$

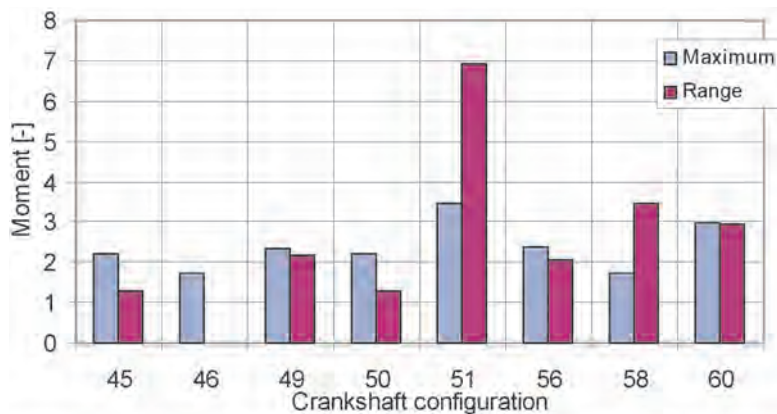


Fig. 11. Bar chart of the relative maximum values of the resultant moment  $B_w$  and the range of its change for different arrangements of cranks and  $\lambda = 0.5$

Rys. 11. Wykres słupkowy maksymalnych względnych wartości wypadkowego momentu  $B_{50}$  i zakresu jego zmian dla poszczególnych konfiguracji wału korbowego. dla  $\lambda = 0,5$

It follows from Table 4 that the configuration 1-5-3-4-2-6 denoted by 58. commonly used in two-stroke engines is still by far the best from the point of view of the maximum value of the non balanced resultant moment of the inertia forces. The configuration 1-4-3-5-2-6. which is second in turn in terms of the quality of balancing has bigger maximum value of the unbalanced moment by almost 68%. Similar to it in terms of balancing is the configuration 1-5-2-4-2-6.

The outcomes of the calculations of the absolute maximum values of the moment of inertia forces and their range of change for  $\lambda = 0.3$  are illustrated in Fig. 9.

The plots of the moment  $B_{50}$  versus angle of crankshaft travel for the best six configurations and  $\lambda = 0.3$  are presented in Fig. 10.

It follows from Table 4 that the moment  $B_{50}$  for configuration No 58 is a harmonic function of the secondary order since the amplitude coefficient of its primary constituent  $\Psi' = 0$ . The direction of the vector of the moment for this configuration of the crankshaft is perpendicular to the plane passing through the cylinder axis. The lack of the primary component of the resultant moment of the inertia forces means that the application of counterweights on the continuations of the crank webs is unnecessary unless the purpose is the reduction of the bending moment of the crankshaft and therefore also its deformations. It is worth to notice that for the remaining configurations in Fig. 10 with the exception of 46. vector  $B_{50}$  has a varied magnitude and rotates with a changing speed in the direction opposite to the crankshaft. For the configuration 46 the locus of the ends of the vector  $B_{50}$  is a circle. The vector has therefore constant modulus and rotates with the same angular velocity as the crankshaft but in the opposite direction.

dla czterech najlepszych konfiguracji, dla  $\lambda = 0,3$  przedstawiono na rys.10.

Jak wynika z tabeli 4, moment  $B_{50}$  dla konfiguracji nr 58 jest funkcją harmoniczną drugiego rzędu, gdyż współczynnik amplitudy składowej pierwszego rzędu  $\Psi' = 0$ . Kierunek wektora momentu dla tej konfiguracji jest stały i prostopadły do płaszczyzny utworzonej przez osie cylindrów. Brak składowej pierwszego rzędu oznacza, że zastosowanie przeciwmasy na przedłużeniu ramion poszczególnych wykorbień w silniku o konfiguracji 58 jest niepotrzebne, chyba że ich celem byłoby wyłącznie zmniejszenie momentu gnącego wał, a zatem i jego odkształceń. Warto zauważyć, że dla pozostałych konfiguracji na rys. 10 wektor  $B_{50}$  ma zmienny moduł i wiruje ze zmienną prędkością kątową w kierunku przeciwnym do obrotu wału korbowego, z tym że dla konfiguracji 46 miejscem geometrycznym końców wektora  $B_{50}$  jest okrąg. Wektor ten ma więc stały moduł i wiruje ze taką samą prędkością kątową jak wał korbowy, ale w przeciwnym kierunku.

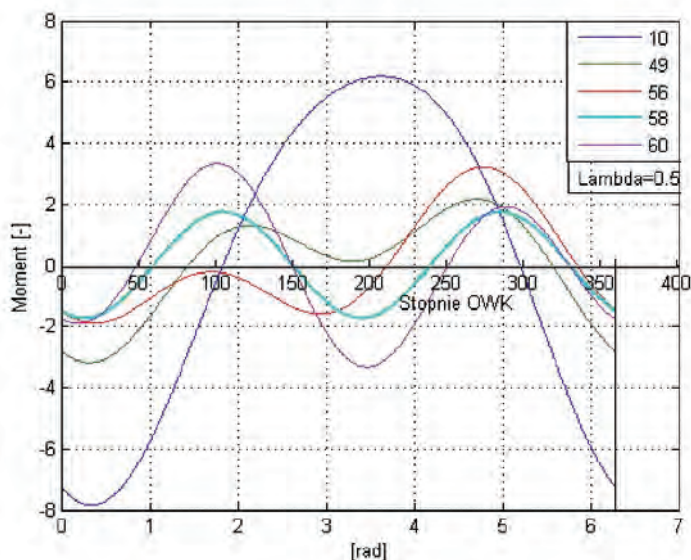


Fig. 12. Influence of cranks arrangement on the resultant moment  $B_{50}$  of the inertia forces in reciprocating motion for  $\lambda = 0.5$

Rys. 12. Wpływ konfiguracji wału korbowego na wypadkowy moment  $B_{50}$  od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym dla  $\lambda = 0,5$

Podobne obliczenia maksymalnego momentu i zakresu jego zmian wykonano dla parametru  $\lambda = 0,5$ . Wyniki obliczeń zobrazowano graficznie na rys. 11, a przebiegi momentów w funkcji kąta obrotu wału korbowego przedstawiono na rys. 12.

Jak wynika z rys.12, konfiguracja 46 zrównała się pod względem jakości wyrównoważenia z dotychczas najlepszą konfiguracją 58. Od tych dwu konfiguracji niewiele odbiegają pozostałe przedstawione na rys.12. Jednakowe

Similar calculations of the maximum moment and the range of its change were made for  $\lambda = 0.5$ . The outcomes of the calculations are illustrated graphically in Fig. 11 and the plots of the moments versus angle of crankshaft travel are presented in Fig. 12.

It can be seen from Fig. 12 that configuration 46 equalled with the best so far configuration 58. The remaining configurations in Fig. 12 not much diverge from the above two. To be specific the configurations 45 and 50, which are mutually equivalent, have bigger the maximum value of the moment  $B_{50}$  than configurations 46 and 58 by 28% and the configurations 49 and 56 by 33.6% and 36.5% respectively.

## 6. Conclusions

The mathematical relations for all configurations of the crankshaft derived for the purposes of this paper enable simple analysis each of them with respect to quality of balancing. The outcomes of the analysis indicate that the simple graphical method used by IC engine experts is valid also for the crank gears applied in the long-stroke engines used as the main drive of ships for which the parameter  $\lambda$  reaches values close to 0.5. The boundary value of  $\lambda$  above which the graphical method loses its validity, is 1. However this value has only a theoretical sense.

The advantage of the configuration 1-5-3-4-2-6 included in the Table 1 under item 58 over the next one decreases with the increase in the value of parameter  $l$  but the unbalanced moment of the inertia forces in reciprocating motion has the smallest value even for the crank gear with  $\lambda = 0.5$ . The next in terms of balancing configurations 56, 60 and 49 have bigger values of unbalanced moment than configuration 58 by 86%, 92% and 95% respectively for this value of  $l$ . The situation changes quite substantially for  $\lambda = 0.5$  where the configurations are analysed and compared after 50% balancing of the primary component of the moment with counterweights attached to the crankshaft. In such a case configuration 46 equals in terms of balancing with commonly used configuration 58, instead the mutually equivalent configurations 45 and 50 are worse only by 28% from the best ones and configurations 49 and 56 by 35.6% and 36.5% respectively.

pod względem wyrównoważenia konfiguracje 45 i 50 mają maksymalną wartość momentu  $B_{50}$  większą o 28%, a konfiguracje 49 i 56 odpowiednio o 35,6 i 36,5% od konfiguracji 46 i 58.

## 6. Zakończenie i wnioski

Wyprowadzone na potrzeby pracy zależności dla wszystkich 60 konfiguracji wału korbowego pozwalają na analizę każdej z nich pod kątem wyrównoważenia silnika. Wyniki analizy wskazują, że stosowany przez silnikowców prosty schemat graficzny wyboru optymalnej konfiguracji wału korbowego jest słuszny także dla mechanizmów korbowych stosowanych w tzw. silnikach długoskokowych przeznaczonych do napędu głównego statków, dla których parametr mechanizmu korbowego  $\lambda$  osiąga wartości bliskie 0,5. Wartością graniczną parametru  $\lambda$ , powyżej której schemat ten traci ważność, jest liczba 1. Jednakże tak duża wartość  $\lambda$  ma jedynie teoretyczne znaczenie. Przewaga konfiguracji 1-5-3-4-2-6 zamieszczonej w tab. 4 pod pozycją 58 nad kolejną maleje wraz ze wzrostem parametru  $\lambda$ , ale niewyrównoważony moment od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym dla tej konfiguracji jest wciąż najmniejszy, nawet dla mechanizmu korbowego o  $\lambda = 0,5$ . Dla tej wartości  $\lambda$  kolejne pod względem maksymalnego momentu od sił bezwładności konfiguracje 56, 60 i 49 mają wartości momentu odpowiednio o 86, 92 i 95% większe niż konfiguracja 58. Sytuacja ulega dość istotnej zmianie dla  $\lambda = 0,5$ , gdy analizuje się i porównuje poszczególne konfiguracje po 50-procentowym wyrównoważeniu składowej momentu pierwszego rzędu za pomocą przeciwwas umieszczonych na wale korbowym. W takim przypadku konfiguracja 46 zrównuje się pod względem jakości wyrównoważenia z powszechnie stosowaną konfiguracją 58, natomiast równoważne sobie pod względem wyrównoważenia konfiguracje 45 i 50 są tylko o 28% gorsze, a konfiguracje 49 i 56 są gorsze od najlepszych tylko odpowiednio o 35,6 i 36,5%.

*Paper reviewed*

## Bibliography/Literatura

- [1] Mosakowski R.: Analiza wyrównoważenia silników rzędowych dwusuwowych czterocylindrowych, Archiwum Motoryzacji nr 4, 2006.
- [2] Mosakowski R.: Uwagi na temat graficznej metody analizy wyrównoważenia wielocylindrowych silników rzędowych, Archiwum Motoryzacji nr 4, 1999.
- [3] Jędrzejowski J.: Mechanika układów korbowych silników samochodowych, WKiŁ, Warszawa 1972.
- [4] Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe, WKiŁ, Warszawa 1983.
- [5] Mosakowski R.: Analiza wyrównoważenia silników 6-cylindrowych dwusuwowych, Opracowanie wewnętrzne Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej.

Mr. Ryszard Mosakowski, DEng. – doctor in the Mechanical Engineering Faculty at Gdańsk University of Technology.

Dr inż. Ryszard Mosakowski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.

e-mail: [rmosakow@pg.gda.pl](mailto:rmosakow@pg.gda.pl)



## The problems of dust extraction from air intake cyclonic dedusters of special vehicle engines

*An ejective system of dust extraction from a cyclonic deduster has been discussed. The influence of rate of extraction  $m_0$  on the characteristics of purification efficiency and flow drag of cyclonic dedusters and individual cyclones has been presented. The values of optimum extraction rate have been given. The authors have analyzed the reasons for lower efficiency of multicyclone extraction versus the extraction of an individual cyclone, from which multicyclones are composed. A methodology of experimental research of extraction uniformity from individual cyclones of a multicyclone has been presented. Streams  $Q_{sc}$  have been measured from individual cyclones of a multicyclone in the air cleaner. The authors have analyzed the performed investigations.*

Key words: combustion engines, air filtration, multicyclone, deduster trap, rate of extraction, uniformity of extraction, purification efficiency

## Problemy odsysania pyłu z odpylaczy bezwładnościowych filtrów powietrza wlotowego silników pojazdów specjalnych

*W artykule scharakteryzowano eiekcyjny system odsysania pyłu z osadnika odpylacza bezwładnościowego. Przedstawiono wpływ stopnia odsysania  $m_0$  na charakterystyki skuteczności i oporu przepływu odpylaczy bezwładnościowych i pojedynczych cyklonów. Podano wartości optymalnego stopnia odsysania. Przeanalizowano przyczyny mniejszej skuteczności odpylania multicyklonu niż pojedynczych cyklonów, z których jest on zbudowany. Opracowano metodykę badań eksperymentalnych równomierności odsysania pyłu z pojedynczych cyklonów multicyklonu. Pomierzono wartości strumieni odsysanych  $Q_{sc}$  z pojedynczych cyklonów multicyklonu filtru powietrza. Przeprowadzono analizę wyników badań.*

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, filtracja powietrza, multicyklon, osadnik pyłu, stopień odsysania, równomierność odsysania, skuteczność odpylania

### 1. Introduction

For the filtration of intake air in modern combustion engines single stage air cleaners with a porous medium are used – most often it is a paper filter. Heavy duty vehicles, special vehicles including military vehicles (combat vehicles, armored vehicles, tanks) that are used under much more difficult conditions in terms of air dustiness than passenger vehicles are fitted with a two stage filtration system where the first stage is a monocyclone or a multicyclone (several identical cyclones of internal diameters not exceeding  $D = 40$  mm) and the second stage is the porous medium.

The idea behind a two stage system is to initially separate higher mass dust in a cyclone deduster and leave the smaller dust particles for the second stage (most often paper filter) to clean them, which extends the maintenance periods until maximum flow drag  $\Delta p_{fdop}$  is exceeded.

The dust trapped by the cyclone is accumulated in the dust trap which has to be regularly emptied. In the obsolete air cleaner solutions this is done by the driver during maintenance periods. In the air cleaners of modern engines the dust removal from the traps is automatic through a self unsealing rubber cones and under conditions of high dustiness the phenomenon of ejective dust extraction with air stream  $Q_s$  is used. The process of ejective dust extraction from a multicyclone is a complex and not fully explored process. It is thus purposeful to improve the organization of the dust

### 1. Wprowadzenie

Do filtracji powietrza wlotowego współczesnych silników samochodów osobowych stosuje się filtry jednostopniowe z przegrodą porowatą – najczęściej jest to wkład papierowy. Samochody ciężarowe, pojazdy specjalne, w tym pojazdy wojskowe (transportery, czołgi, bojowe wozy piechoty), które są eksploatowane w warunkach znacznie większego zapylenia powietrza niż samochody osobowe, wyposaża się w filtry z dwustopniowym systemem filtracji, gdzie pierwszym stopniem jest monocyklon lub multicyklon (kilkadziesiąt jednakowych ustawionych obok siebie cyklonów o średnicach wewnętrznych nieprzekraczających  $D = 40$  mm), a drugim przegroda porowata.

Sensowność stosowania filtrów dwustopniowych polega na wstępnym odseparowaniu w odpylaczu bezwładnościowym ziaren pyłu o większej masie i „pozostawieniu” w strumieniu powietrza ziaren pyłu o mniejszych rozmiarach i masie oraz odfiltrowaniu w przegrodowym (najczęściej z wkładem papierowym) filtrze powietrza mniejszych ziaren, co wydłuża czas użytkowania systemu filtracji powietrza w silniku do osiągnięcia dopuszczalnej wartości oporu przepływu filtru powietrza  $\Delta p_{fdop}$ .

Zatrzymany przez cyklony pył jest gromadzony we wspólnym dla wszystkich cyklonów osadniku pyłu, skąd należy go systematycznie usuwać. W starszych rozwiązaniach filtrów powietrza czynność tę wykonuje kierowca

extraction system from the dust trap, which will result in a better efficiency, hence a lower mass of the dust incoming to the second stage of the filtration. As a result the maintenance period of the air cleaner system will extend.

## 2. Basic characteristics of engine air cleaners

The purpose of an air intake system in a combustion engine is to supply a sufficient amount of air of given parameters into the cylinders so that an appropriate fuel combustion process is ensured. The main components of the air intake system in a piston combustion engine are the air cleaner with its air intake, intake ducts, mass air flow meter, turbocharger, intercooler, manifold and the intake tracts in the engine head.

Air cleaners are generally characterized by the following: filtration efficiency, flow drag, filtration accuracy, absorbing capacity.

**Filtration efficiency** – the ratio of dust mass and  $m_{ZF}$  withheld by the filter to mass  $m_{DF}$  supplied to the filter:

$$\varphi_f = \frac{m_{ZF}}{m_{DF}} \quad (1)$$

In the case of a filter of more than one filtration stage  $i$  the efficiency is then expressed as follows:

$$\varphi_f = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - \varphi_{fi}) \quad (2)$$

**Flow drag** – difference in pressures  $p_1$  before the filter and  $p_2$  past the filter:

$$\Delta p_f = p_1 - p_2 \quad (3)$$

For the filter of more than one filtration stage  $i$  the total flow drag is expressed as follows:

$$\Delta p_f = \sum_{i=1}^n \Delta p_{fi} \quad (4)$$

**Filtration accuracy** – maximum size of dust particle diameter  $d_{zmax}$  in the air past the filter.

**Capacity** – mass of dust  $\Delta m$  withheld until the filter reaches its permissible flow drag  $\Delta p_{fdop}$ .

## 3. The problems with dust removal from the cyclonic deduster trap

Under average operating conditions (after 20,000 km) along with air the engine sucks in approximately 60 g of dust. The engines of heavy duty and special vehicles are operated under conditions of much higher dustiness than it is in the case of passenger vehicles. A tank engine of a capacity of  $V_s = 38.8 \text{ dm}^3$  moving within an off road military training area with the speed of  $v = 20 \text{ km/h}$  at the dust concentration  $s = 1 \text{ g/m}^3$  sucks 170 kg of dust along with the air on a road portion of 1000 km. The accumulation of such a huge amount of material in the trap is not recommended for the following reasons:

podczas obsługiwanego pojazdu. We współczesnych rozwiązaniach konstrukcyjnych filtrów powietrza usuwanie pyłu z osadników następuje samoczynnie poprzez rozszczelniającą się gumowe stożki, a w warunkach dużego zapylenia wykorzystuje się zjawisko efekcyjnego odsysania pyłu z osadnika strumieniem powietrza  $Q_s$ . Proces efekcyjnego odsysania pyłu z multicyklonu jest problemem złożonym i do końca nierozpoznany. Celowe są więc prace nad doskonaleniem organizacji systemu odsysania pyłu z osadnika multicyklonu, które spowodują wzrost skuteczności multicyklonu, a tym samym zmniejszenie masy pyłu napływającego wraz z powietrzem na drugi stopień filtracji. W efekcie, przy ograniczonej chłonności przegrody porowatej, wydłuży się czas użytkowania filtru.

## 2. Podstawowe charakterystyki filtrów powietrza silników

Zadaniem układu zasilania powietrzem silnika spalinowego jest dostarczenie do cylindrów silnika powietrza w odpowiednich ilościach i o odpowiednich parametrach w taki sposób, aby zapewnić prawidłowy przebieg procesu spalania paliwa. Głównymi elementami układu zasilania powietrzem tłokowego silnika spalinowego pojazdu mechanicznego są filtr powietrza wraz z czerpnią, przewody dolotowe, przepływomierz powietrza, sprężarka doładowująca, chłodnica powietrza, kolektor i kanały dolotowe w głowicy.

Filtry powietrza określają następujące powszechnie stosowane charakterystyki: skuteczność filtracji, opór przepływu, dokładność filtracji, chłonność filtru.

**Skuteczność filtracji** – iloraz masy pyłu  $m_{ZF}$  zatrzymanego przez filtr i masy  $m_{DF}$  dostarczonego do filtru – równanie (1). W przypadku filtru o kilku stopniach filtracji i skuteczność wyraża się zależnością (2).

**Opór przepływu** – różnica ciśnień  $p_1$  przed i  $p_2$  za filtrem – równanie (3). Dla filtra o kilku stopniach filtracji i całkowity opór przepływu wyraża zależność (4).

**Dokładność filtracji** – maksymalny  $d_{zmax}$  rozmiar ziarna pyłu w powietrzu za filtrem.

**Chłonność** – masa pyłu  $\Delta m$  zatrzymanego do chwili osiągnięcia przez filtr określonej wartości oporu przepływu, najczęściej wartości oporu dopuszczalnego  $\Delta p_{fdop}$ .

## 3. Problemy usuwania pyłu z komory osadnika odpylacza bezwładnościowego

W przeciętnych warunkach eksploatacji (po 20 000 km przebiegu) wraz z powietrzem silnik samochodu osobowego zasysa około 60 g pyłu. Silniki samochodów ciężarowych i pojazdów specjalnych są eksploatowane w warunkach znacznie większego zapylenia powietrza niż samochody osobowe. Do silnika czołgu o pojemności skokowej  $V_s = 38,8 \text{ dm}^3$  jadącego z prędkością  $v = 20 \text{ km/h}$  po drogach poligonowych przy stężeniu zapylenia  $s = 1 \text{ g/m}^3$  dostaje się wraz z powietrzem wlotowym podczas 1000 km przebiegu ponad 170 kg pyłu. Magazynowanie w osadniku multicyklonu tak dużej masy pyłu nie jest wskazane ze względu na:

– konieczność stosowania osadnika o dużej pojemności, co zwiększa gabaryty filtru i utrudnia jego usytuowanie w pojeździe,

- the trap size would have to be very big, which makes the filter size bigger thus making it difficult to fit into a vehicle,
- secondary dust intake occurs due to vibration on bumpy terrain,
- if the trap is full– dust entrainment and reduced cyclone efficiency occurs,
- unnecessary load with additional mass is exerted on the filter elements.

For these reasons under heavy dustiness conditions from the engine multicyclones the dust is removed on a continual basis through extraction. The effect of extraction is an increased efficiency in the multicyclone purification thus an extension in the maintenance periods before the maximum flow drag  $\Delta p_{fdop}$  is reached (Fig. 1).

Dust extraction takes place thanks to air stream  $Q_s$ , constituting a part of intake air (dusty air)  $Q_0$  into the cyclone (Fig. 2):

$$Q_0 = Q_G + Q_s \quad (5)$$

where:  $Q_G$  – filter outlet air – engine intake.

Extraction stream  $Q_s$  running through the trap lifts the dust and through the air tracts takes it outside of the vehicle.

In order to generate the extraction stream special fans or blowers are used. A disadvantage of this solution is the necessity to provide propulsion to the fans usually through an electric motor or seldom through a mechanical transmission from the engine crankshaft. The fan characteristics then heavily depend on the engine speed and consequently on the engine operating range. The location of the fan is also predetermined – near the engine – not necessarily an ideal spot for the deduster. Besides, the required continuity of operation of such a fan sets high requirements as to the durability of the drive system. Electric drive is a significant load on the energy generating systems. Electrically driven fan is used to extract dust from the trap fitted in the Leopard 2 tank [10]. Both described here devices put a significant load on the engine– they are additional power receivers. Because of that, in many air cleaner solutions in order to generate the extracting stream special ejectors using the energy of the

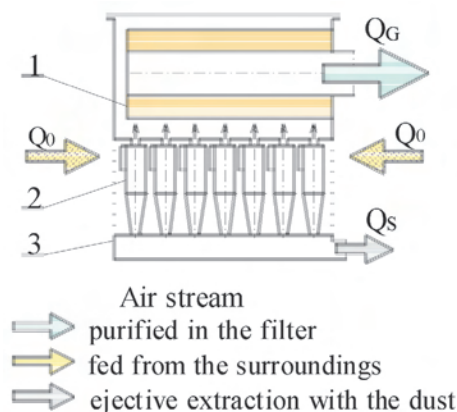


Fig. 2. The principle of dust extraction from a multicyclone trap of a two stage air cleaner

Rys. 2. Zasada odsysania pyłu z osadnika multicyklonu filtru dwustopniowego

- występowanie powtórnego zassania pyłu podczas wstrząsów pojazdu,
- całkowite zapełnienie osadnika – porywanie pyłu i spadek skuteczności cyklonów,
- niepotrzebne obciążenie konstrukcji filtru dodatkową masą.

Z tego względu w multicyklonach silników pojazdów eksploatowanych w warunkach dużego zapylenia powietrza stosuje się ciągłe usuwanie (przez odsysanie) z osadnika gromadzonego tam pyłu. Efektem stosowania odsysania jest podwyższenie skuteczności odpylania multicyklonu, a tym samym wydłużenie czasu pracy filtru powietrza do osiągnięcia dopuszczalnej wartości oporu przepływu  $\Delta p_{fdop}$  (rys. 1).

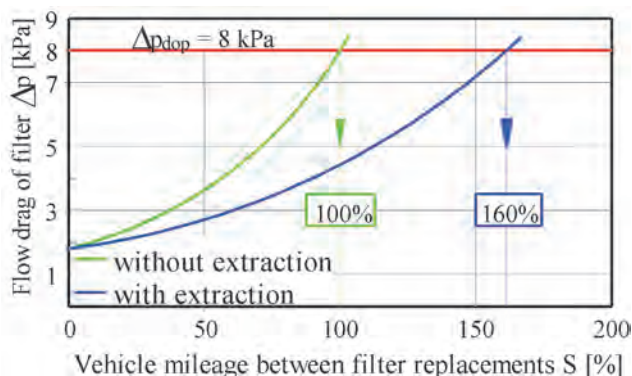


Fig. 1. Change in the flow drag – with and without an ejective dust extraction [11]

Rys. 1. Zmiana oporu filtru powietrza z ejectiveskim usuwaniem pyłu z osadnika i bez usuwania [11]

Odsysanie pyłu odbywa się dzięki wytworzeniu strumienia powietrza  $Q_s$ , stanowiącego część strumienia powietrza wlotowego (zanieczyszczzonego)  $Q_0$  do multicyklonu (rys. 2) – równanie (5), gdzie:  $Q_G$  – strumień powietrza wylotowego z filtru – wlotowego do silnika.

Strumień odsysania  $Q_s$ , przepływając przez komorę osadnika unosi przedostające się tam ziarna pyłu, a następnie odprowadzany jest przewodami na zewnątrz pojazdu.

Do wytwarzania strumienia odsysania stosuje się powszechnie specjalne wentylatory lub dmuchawy. Wadą tego rodzaju urządzeń jest konieczność ich napędzania, zwykle za pomocą silnika elektrycznego lub rzadziej przez przekładnię mechaniczną, od wału korbowego silnika. Charakterystyki wentylatora zależą wtedy silnie od prędkości obrotowej silnika, a w konsekwencji od zakresu pracy silnika. Z góry również zdeterminowane jest usytuowanie wentylatora przy silniku, w miejscu niekoniecznie dostosowanym do położenia odpylacza. Ponadto wymagana ciągłość działania wentylatora pociąga za sobą wysokie wymagania odnośnie do trwałości napędu. Napęd elektryczny wentylatora stanowi znaczące obciążenie układu wytwarzającego energię elektryczną na potrzeby pojazdu. Wentylator z napędem elektrycznym stosowany jest do odsysania pyłu z osadnika filtru powietrza czołgu Leopard 2 [10]. Oba opisane urządzenia obciążają energetycznie silnik – pobierają od niego

flowing stream of compressed air [1, 11] or the energy of the exhaust stream [6, 7] are used.

The ejector is to force or intensify the extraction flow between two spaces constituting thermodynamic open spaces. The characteristic feature of an ejector is that it has two streams between which a transfer of momentum occurs. The stream called active has a higher value of the vector of momentum and its turn is accurately determined. The turn of the vector of the other stream (passive) is usually the same. Because of different ways of stream supply: active and passive there are different configurations of the ejectors (Fig. 3). The most rational method of forcing the extraction stream, however, is ejecting it to the stream of engine exhaust.

Z tego względu w rozwiązaniach wielu filtrów powietrza do wytworzenia strumienia odsysania jako urządzenie wymuszające przepływ stosuje się odpowiednie ejektory wykorzystujące energię strumienia sprężonego powietrza [1, 11] lub energię spalin wypływających z układu wylotowego silnika [6, 7].

Zadaniem ejektora jest wymuszenie lub zintensyfikowanie przepływu strumienia odsysania pomiędzy dwiema przestrzeniami, stanowiącymi zwykle termodynamiczne układy otwarte. Charakterystyczną cechą ejektora jest występowanie dwóch strumieni, pomiędzy którymi następuje wzajemne przekazywanie pędu. Strumień zwany aktywnym dysponuje większą wartością wektora pędu, a jego zwrot

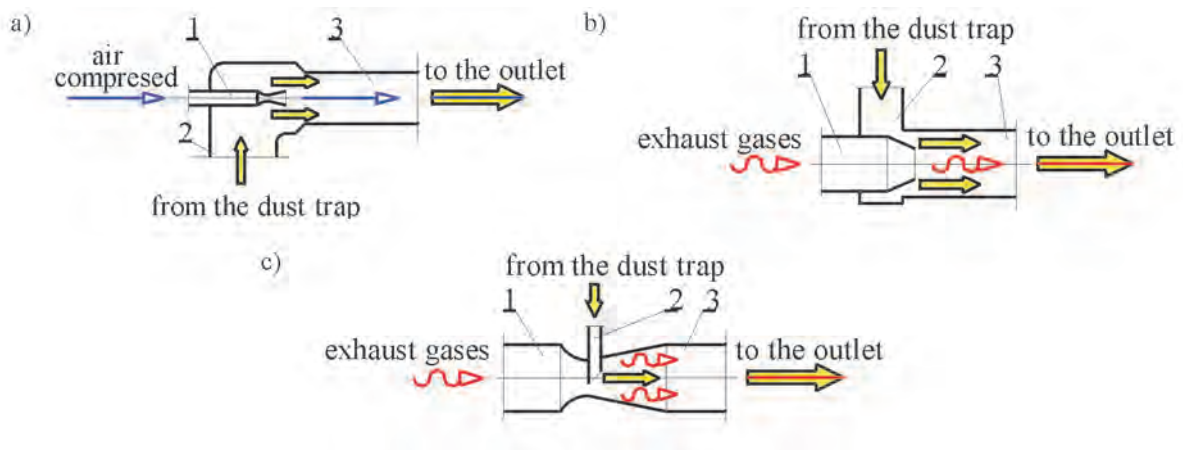


Fig. 3. The ejector configurations used in the extraction systems: a) compressed air, b and c) exhaust gases: 1 – intake tract of the active stream, 2 – intake tract of the passive stream, 3 – mixing chamber

Rys. 3. Stosowane konfiguracje ejetorów w układach odsysania do wymuszania strumienia ejetcyjnego: a) sprężonym powietrzem, b i c) spalinami: 1 – kanał dolotowy strumienia aktywnego, 2 – kanał dolotowy strumienia pasywnego, 3 – komora mieszania

The ejector configuration shown in Fig. 1b is used in the ejection extraction systems from the dust traps of air cleaners in tanks: T-72 and PT-91 T-72 and PT-91 and in special vehicles built based on the platforms of these tanks as well as the BWP-1 combat vehicle.

The measure of the dust extraction intensity from the trap of a multicyclone (cyclone) is extraction rate  $m_0$  usually defined as a ratio of stream  $Q_s$  in the extraction system to outlet stream from the multicyclone (cyclone)  $Q_G$  i.e. engine intake [2, 3, 7, 9, 12, 13]:

$$m_0 = \frac{Q_s}{Q_G} 100\% \quad (6)$$

The authors of several works on the influence of rate of extraction  $m_0$  on the purification efficiency concur that an increase in  $m_0$  results in a intense growth in purification efficiency  $\varphi$ , but only to a certain limit [1–5]. For the centrifugal inertia dedusters (Fig. 5) this value is 6–8% (Fig. 4) [3] and for the multicyclone made by Pall Corporation 10% [1]. A further growth in  $m_0$  does not cause any significant boost in the efficiency.

jest ściśle określony. Zwrot wektora drugiego strumienia (pasywnego) jest zwykle taki sam. Ze względu na różne sposoby doprowadzania strumieni: aktywnego i pasywnego spotyka się różne konfiguracje ejetorów (rys. 3). Jednak najbardziej racjonalną metodą wymuszenia strumienia odsysania jest ejetowanie go do strumienia spalin wypływających z silnika.

Przedstawiona na rysunku 1b konfiguracja ejektora jest zastosowana w układzie ejetcyjnego odsysania zanieczyszczeń z osadnika filtra powietrza czołgów T-72 i PT-91 T-72 i PT-91 i w pojazdach specjalnych zbudowanych na podwoziach tych czołgów oraz w bojowym wozie piechoty BWP-1.

Miarą intensywności odsysania pyłu z osadnika multicyklonu (cyklonu) jest stopień odsysania  $m_0$  definiowany zwykle jako stosunek wielkości strumienia  $Q_s$  w układzie odsysania do wielkości strumienia wylotowego z multicyklonu (cyklonu)  $Q_G$  – wlotowego do silnika [2, 3, 7, 9, 12, 13] – równanie (6).

Autorzy nielicznych pracach poświęconych badaniom wpływu stopnia odsysania  $m_0$  na efektywność odpylania są zgodni, że zwiększanie wartości  $m_0$  powoduje intensywny wzrost skuteczności odpylania  $\varphi$ , ale tylko do pewnej granicy

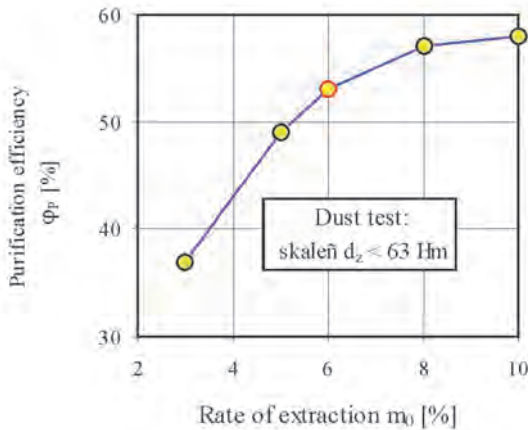


Fig. 4. The influence of extraction rate  $m_0$  on the efficiency of the centrifugal inertia deduster

Rys. 4. Wpływ stopnia odsysania  $m_0$  na skuteczność odpylania promieniowego odpylacza bezwładnościowego

A significant growth in the efficiency of axial cyclone deduster (Fig. 7) takes place when extraction rate  $m_0$  changes within 0–8% (Fig. 6). An increase in stream  $Q_s$  causing the growth in the extraction rate above  $m_0 = 8\%$  does not significantly improve the purification efficiency of the cyclone.

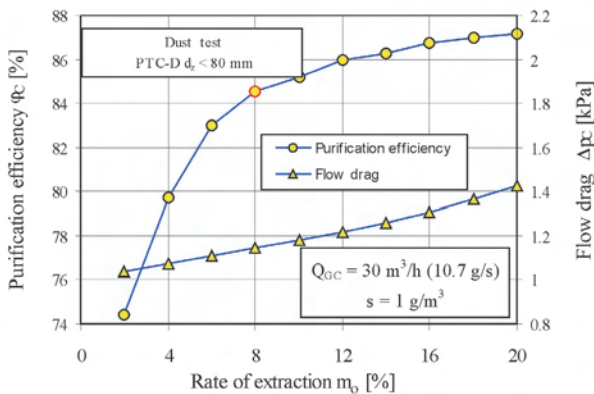


Fig. 6. The influence of extraction rate  $m_0$  on the purification efficiency and flow drag of a flow-through axial cyclone [5]

Rys. 6. Wpływ stopnia odsysania pyłu  $m_0$  na skuteczność odpylania i opór przepływu cyklonu przelotowego z wlotem osiowym [5]

Dedusting from the dust trap in a tangent inlet returnable cyclone (Fig. 9) results in a shift of the purification efficiency characteristics  $\phi_c = f(Q_c)$  as rate of extraction  $m_0$  grows almost parallel towards higher values (Fig. 8). An increase in the flow drag of the tested cyclone being an inevitable phenomenon of the growth of extraction rate  $m_0$  is miniscule and results from the growth of inlet velocity  $v_0$  according to the dependency  $\Delta p_c = f(v_0^2)$ .

The formation of extraction stream  $Q_{sc}$  in the cyclone prevents intake stream  $Q_{oc}$  (external swirl) from returning to the cyclone outlet as a return stream (internal swirl) and forces it to go to the bottom of the conical part of the cyclone. In the bottom area of the conical section of the cyclone a ra-

[1–5]. Dla bezwładnościowego odpylacza promieniowego (rys. 5) jest to wartość 6–8% (rys. 4) [3], a dla multicyklonu wykonanego przez Pall Corporation 10% [1]. Dalszy wzrost  $m_0$  nie powoduje już istotnego wzrostu skuteczności.

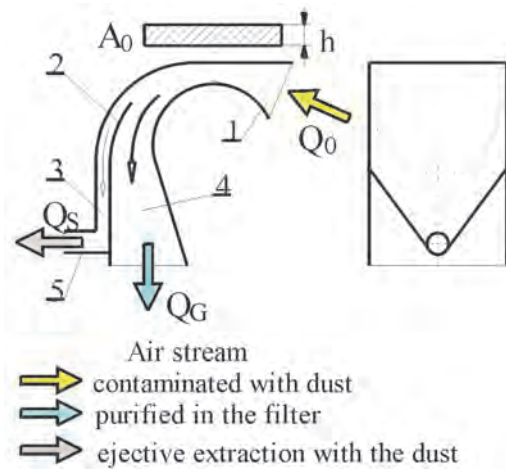


Fig. 5. Schematics of centrifugal inertia deduster: 1 – dirty air intake, 2 – separator, 3 – extraction channel, 4 – main channel, 5 – extraction pipe, h – height of the deduster channel [3]

Rys. 5. Schemat funkcjonalny promieniowego odpylacza bezwładnościowego: 1 – wlot powietrza zanieczyszczonego, 2 – separator, 3 – kanał odsysania, 4 – kanał główny, 5 – rurka odsysająca, h – wysokość kanału odpylacza [3]

Istotny wzrost skuteczności odpylania cyklonu przelotowego z wlotem osiowym (rys. 7) następuje przy zmianie stopnia odsysania  $m_0$  w zakresie 0–8% (rys. 6). Zwiększenie strumienia  $Q_s$  powodującego wzrost stopnia odsysania powyżej wartości  $m_0 = 8\%$  niewiele poprawia skuteczność odpylania cyklonu.

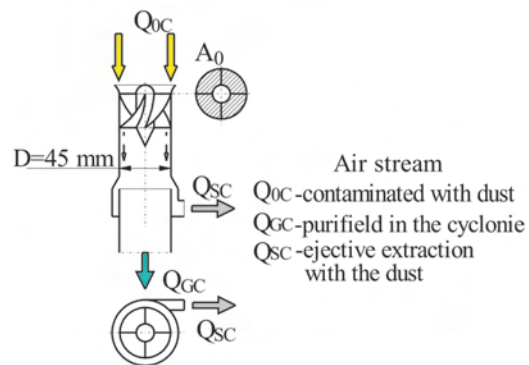


Fig. 7. Schematics of a flow-through axial cyclone

Rys. 7. Schemat funkcjonalny cyklonu przelotowego z wlotem osiowym

Odsysanie pyłu z osadnika cyklonu zwrotnego z wlotem stycznym (rys. 9) powoduje, że wraz ze wzrostem stopnia odsysania  $m_0$  następuje przesunięcie charakterystyk skuteczności odpylania  $\phi_c = f(Q_c)$  prawie równoległe w stronę wyższych wartości (rys. 8). Wzrost oporu przepływu badanego cyklonu będący nieodłącznym zjawiskiem zwiększania stopnia odsysania  $m_0$  jest nieznaczny i wynika ze wzrostu prędkości wlotowej  $v_0$  zgodnie z zależnością  $\Delta p_c = f(v_0^2)$ .

dial swirl forms from the wall towards the axis of the cyclone and then towards the intake to the dust trap. As a result some part of the air stream  $Q_{sc}$  (Fig. 10b) separates and flows out of the conical section of the cyclone to the dust trap, dragging the separated dust particles of a larger size, which results in an increase in the purification efficiency.

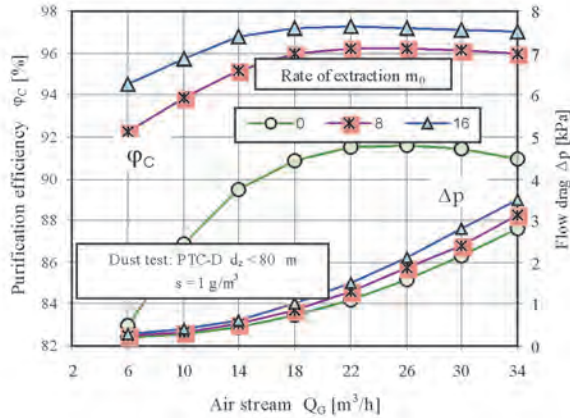


Fig. 8. The influence of extraction rate  $m_0$  on the characteristics of purification efficiency  $\phi_c = f(Q_G)$  and flow drag  $\Delta p_c = f(Q_G)$  of a tangent inlet returnable cyclone D-40

Rys. 8. Wpływ stopnia odsysania pyłu  $m_0$  na charakterystyki skuteczności odpylania  $\phi_c = f(Q_G)$  i oporów przepływu  $\Delta p_c = f(Q_G)$  cyklonu zwrotnego z wlotem stycznym D-40

An increase in the value of extraction stream  $Q_{sc}$  (extraction rate  $m_0$ ) results in an arbitrary boundary between the two swirls getting farther from the outlet to the dust rap (Fig. 10) and the area covered by the extraction stream getting bigger. At the same time an increase in the axial velocity occurs in the area of the bottom of the conical section of the cyclone, which results in a growth of the velocity (towards the trap) of the dust particles in that zone. Hence, the number of the larger dust particles in the outlet stream and their size drops systematically [5] while the purification efficiency grows.

Wytworzenie w cyklonie strumienia odsysania  $Q_{sc}$  powoduje, że strumień powietrza wlotowego  $Q_{0c}$ , który ruchem śrubowym (wir zewnętrzny) przemieszcza się do dna części stożkowej cyklonu nie zawraca w całości w kierunku wylotu cyklonu jako strumień zwrotny – wir wewnętrzny. W obszarze dna części stożkowej cyklonu powstaje wir promieniowy od ściany do osi cyklonu, a następnie ku otworowi wlotowemu do osadnika. W efekcie pewna część strumienia powietrza o wartości  $Q_{sc}$  (rys. 10b) oddziela się i wypływa ze strefy części stożkowej cyklonu otworem upustowym do osadnika pyłu, porywając ze sobą odseparowane ziarna pyłu większych rozmiarów, co powoduje wzrost skuteczności odpylania cyklonu.

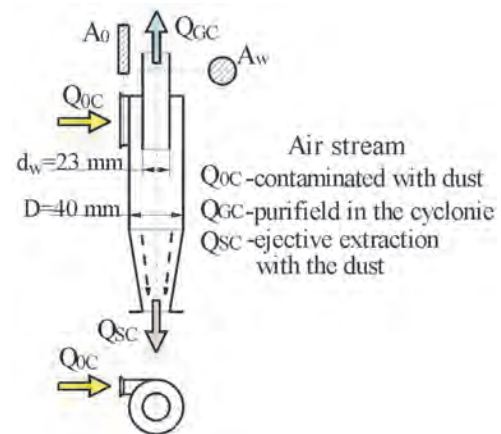


Fig. 9. Schematics of the tangent inlet returnable cyclone D-40  
Rys. 9. Schemat funkcjonalny cyklonu zwrotnego z wlotem stycznym D-40

Wzrost wartości strumienia odsysania  $Q_{sc}$  (stopnia odsysania  $m_0$ ) powoduje, że umowna granica rozdzielająca oba wiry znajduje się w coraz większej odległości od otworu upustowego (rys. 10), a obszar objęty strumieniem odsysania jest coraz większy. Jednocześnie następuje wzrost prędkości

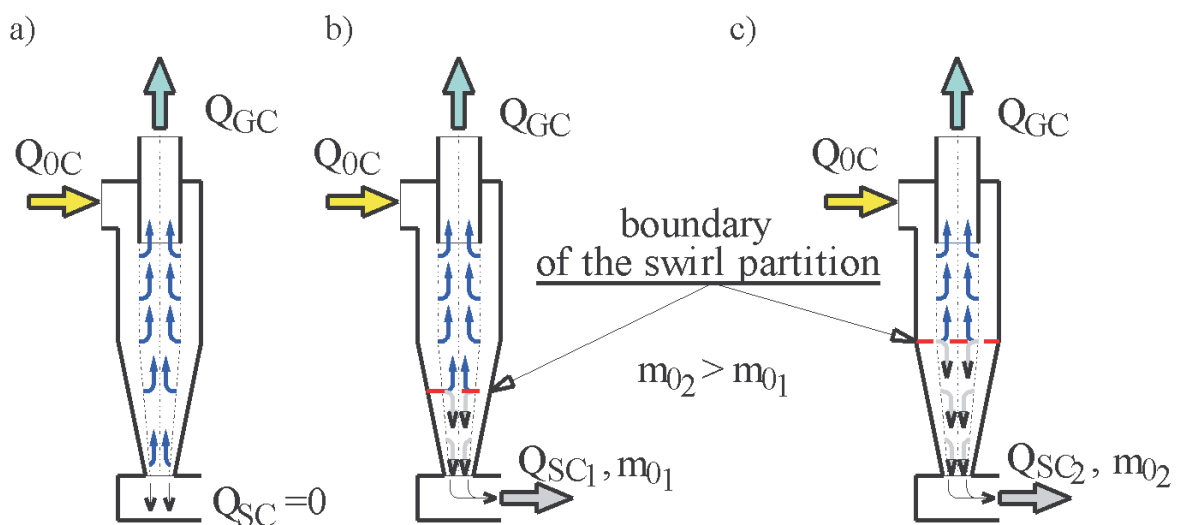


Fig. 10. The flow of the air streams through the returnable tangent cyclone: a) without extraction, b, c) with extraction  
Rys. 10. Przepływ strumienia powietrza przez cyklon zwrotny z wlotem stycznym: a) bez odsysania, b, c) z odsysaniem

In the existing cyclone designs and multicyclone dedusters the optimum rate of extraction falls within the range of  $m_0 = 8...15\%$  [1, 2, 7, 12, 13].

From the analysis of the available design solutions of multicyclones and their extraction systems it results that if the dust trap range reaches many cyclones and the dust extraction takes place with one or two pipes then the following occurs [1, 3, 5]:

- the extraction streams differ with different cyclones,
- mutual interaction of the swirl streams leaving the cyclones and entering the joint dust trap occurs,
- there is a possibility of return flows in cyclones located on the outer parts of a multicyclone.

In those cyclones of a multicyclone whose extraction rate  $m_0$  is low, the resultant growth in the efficiency is miniscule. The cyclones, where the dedusting process occurs at extraction values  $m_0$  higher than the optimum values, do not achieve proportionally higher efficiencies. The number of cyclones in which the dedusting process occurs at the optimum extraction rate  $m_0$  is low. This makes the parameters of the multicyclone much worse than the parameters of its individual cyclones if the same flow characteristics and the same extraction rate are maintained. This may be a cause of a lower multicyclone efficiency than it would result from the applied extraction rate for individual cyclones.

The characteristics shown in Fig. 11 prove that the efficiency of a multicyclone composed of 6 flow-through axial cyclones (Fig. 12) in comparison to an individual cyclone is 5–7% lower irrespective of the value of  $m_0$  [4].

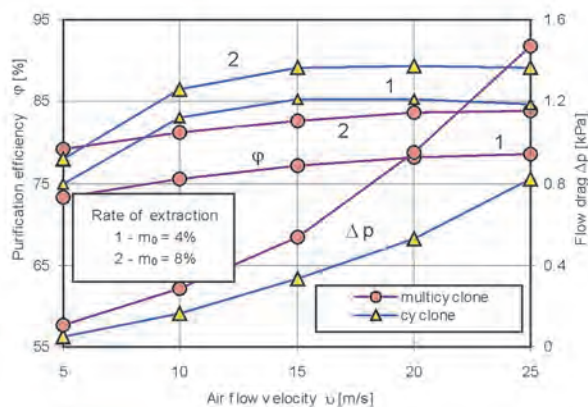


Fig. 11. Purification efficiency characteristics  $\varphi = f(v_0)$  and flow drag characteristics  $\Delta p = f(v_0)$  of a flow-through axial cyclone and a multicyclone deduster for different ejective extraction rates  $m_0$  [4]

Rys. 11. Charakterystyki skuteczności odpylania  $\varphi = f(v_0)$  oraz oporu przepływu  $\Delta p = f(v_0)$  cyklonu przelotowego z wlotem osiowym i odpylacza multicyklonowego dla różnych stopni efektywnego odsysania  $m_0$  [4]

The purification efficiency of multicyclones depends not only on a proper selection of their flow parameters but also, to the same extent, on a uniform distribution of aerosol into all cyclones. Relevant available literature does not provide theoretical analyses and experimental investigations explaining this problem.

osiowej strumienia w obszarze dna części stożkowej cyklonu, co skutkuje wzrostem prędkości (w kierunku osadnika) ziaren pyłu znajdujących się w tej strefie. Stąd udział liczby większych ziaren pyłu w strumieniu wylotowym oraz ich rozmiar systematycznie maleje [5], a skuteczność odpylania cyklonu ma coraz większą wartość.

W istniejących konstrukcjach cyklonów i odpylaczy multicyklonowych optymalny stopień odsysania zawiera się w przedziale  $m_0 = 8...15\%$  [1, 2, 7, 12, 13].

Z analizy dostępnych rozwiązań konstrukcyjnych multicyklonów i ich układów odsysania pyłu z osadnika wynika, że jeżeli osadnik pyłu obejmuje swym zasięgiem kilkadziesiąt cyklonów, a odsysanie pyłu z osadnika następuje dwoma lub jednym króćcem, to występuje wtedy [1, 3, 5]:

- różnicowanie wartości strumieni odsysania z poszczególnych cyklonów,
- wzajemne oddziaływanie zawirowanych strumieni wypływających z cyklonów i wpływających do wspólnej komory osadnika pyłu,
- możliwości przepływów zwrotnych w cyklonach umiejscowionych na obrzeżu multicyklonu.

W tych cyklonach multicyklonu, w których stopień odsysania  $m_0$  ma małą wartość, wynikający stąd wzrost ich skuteczności jest nieznaczny. Z kolei cyklony, w których proces odpylania zachodzi przy znacznie większej wartości stopnia odsysania  $m_0$  niż wartość optymalna nie uzyskują proporcjonalnie większych wartości skuteczności odpylania. Liczba cyklonów, w których proces odpylania zachodzi przy optymalnej wartości stopnia odsysania  $m_0$  jest niewielka. To powoduje, że parametry pracy multicyklonu, przy zachowaniu średnio tych samych cech przepływu i tej samej wartości stopnia odsysania, bywają znacznie gorsze od parametrów pracy pojedynczych cyklonów, z których jest on zbudowany. Może to być przyczyną mniejszej skuteczności odpylania multicyklonu, niż wynikałoby to z zastosowanego stopnia odsysania dla pojedynczych cyklonów.

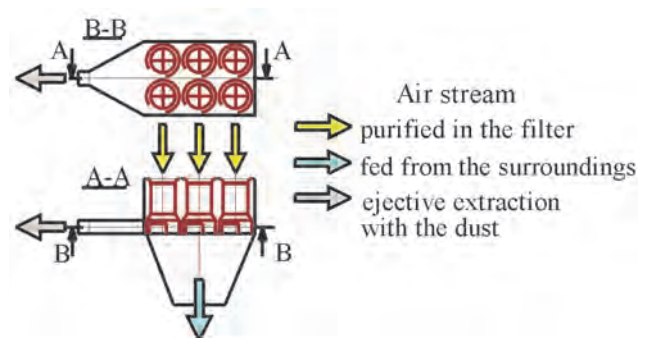


Fig. 12. Schematics of a multicyclone deduster of flow-through cyclones  
Rys. 12. Schemat funkcjonalny odpylacza multicyklonowego cyklonów przelotowych

Przedstawione na rysunku 11 charakterystyki dowodzą, że skuteczność odpylania multicyklonu zbudowanego z 6 cyklonów przelotowych z wlotem osiowym (rys. 12) w odniesieniu do pojedynczego cyklonu jest o 5–7% mniejsza niezależnie od stopnia  $m_0$  [4].

## 4. Experimental investigations on dedusting from individual cyclones

### 4.1. Methodology and scope of research

The investigations aimed at a determination of the influence of the multicyclone design and its dust trap on the values of streams  $Q_{SC}$  extracted from individual cyclones of a multicyclone of a special vehicle (T-72 tank Fig. 13) under a working name of T2 whose design has been shown in Figure 14. The T2 multicyclone is made of 96 vertically set returnable tangent cyclones of internal diameter  $D = 40$  mm.

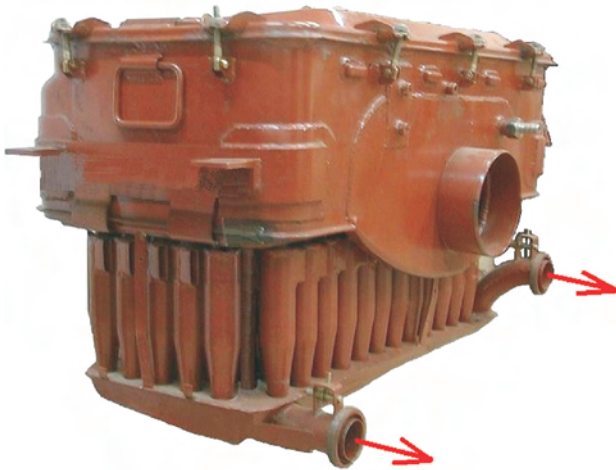


Fig. 13. Air cleaner of a special vehicle T-72  
Rys. 13. Filtr powietrza pojazdu specjalnego T-72

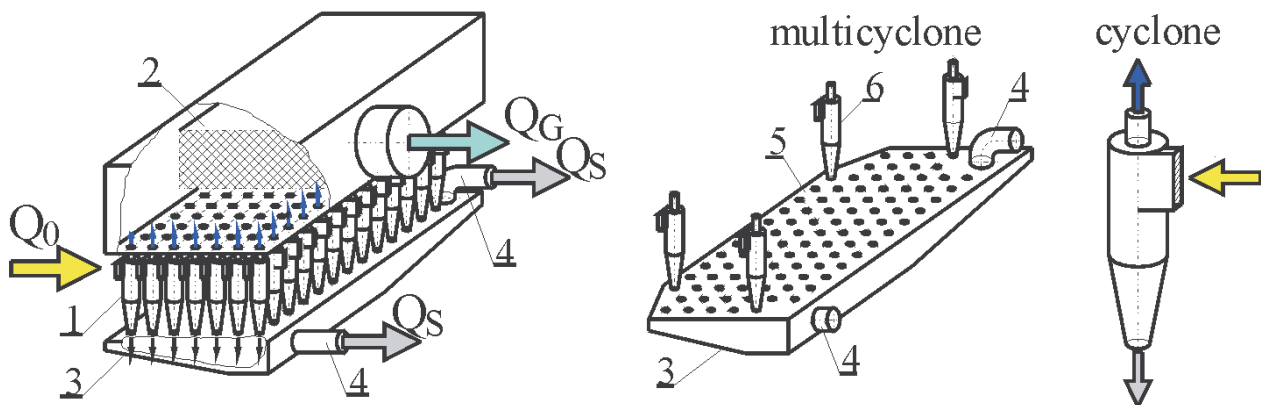


Fig. 14. Schematics of an air cleaner of a T-72 special vehicle: 1 – multicyclone T2, 2 – porous partition, 3 – trap, 4 – extraction tracts, 5 – cyclone fixing plate, 6 – cyclones

Rys. 14. Schemat konstrukcyjny filtru powietrza pojazdu specjalnego T-72: 1 – multicyclon T2, 2 – przegroda porowata, 3 – osadnik, 4 – króćce odsysania, 5 – płyta mocująca cyklony, 6 – cyklony

The dust extraction from the multicyclone dust trap which is a hollow chamber of a shape similar to a flat cuboid is realized through two extracting pipes (Fig. 14). The placement of the cyclones at different distances from the outlets of the extraction pipes has a definite impact on the relation between the extraction and outlet streams in individual cyclones.

The scope of the investigations covered the determination of the values of streams  $Q_{SC}$  of individual peripheral cyclones

Skuteczność odpylania multicyclonów zależy więc nie tylko od właściwego doboru ich parametrów konstrukcyjnych i przepływowych, ale w równym stopniu od równomiernego rozdziału aerozolu na wszystkie cyklony. W dostępnej literaturze brak jest analiz teoretycznych i badań eksperymentalnych wyjaśniających ten problem.

## 4. Badania eksperymentalne równomierności odsysania pyłu z pojedynczych cyklonów

### 4.1. Zakres i metodyka badań

Badania miały na celu określenie wpływu konstrukcji multicyclonu i jego osadnika pyłu na wartości strumieni odsysanych  $Q_{SC}$  z pojedynczych cyklonów multicyclonu filtru powietrza pojazdu specjalnego (czołgu T-72 – rys. 13) o roboczej nazwie T2, którego konstrukcję przedstawiono na rysunku 14. Multicyklon T2 zbudowany jest z 96 pionowo ustawionych cyklonów zwrotnych z wlotem stycznym o średnicy wewnętrznej  $D = 40$  mm.

Odsysanie pyłu z osadnika multicyclonu, będącego pustą wewnątrz komorą o kształcie zbliżonym do płaskiego prostopadłościanu, realizowane jest punktowo dwoma króćcami odsysania (rys. 14). Rozmieszczenie cyklonów w różnej odległości od otworów wylotowych króćców odsysania ma niewątpliwie wpływ na relację między strumieniami odsysania i wylotowym w poszczególnych cyklonach.

Zakres badań obejmował określenie wartości strumieni odsysanych  $Q_{SC}$  z pojedynczych skrajnych cyklonów multicyclonu filtru powietrza. Nie jest możliwe określenie

wartości strumieni  $Q_{SC}$  z cyklonów znajdujących się w środkowej części multicyclonu zaproponowaną metodą. Badania wykonano w warunkach, gdy przez osadnik multicyclonu przepływa kolejno strumień odsysania  $Q_S$  o wartościach wynikających ze stopni odsysania  $m_0 = 4, 8$  i  $16\%$  i nominalnego zapotrzebowania powietrza przez silnik  $Q_{sil} = Q_G = 3400$  m<sup>3</sup>/h (1,22 kg/s).

of a multicyclone in an air cleaner. It is not possible to determine the value of stream  $Q_{SC}$  from the cyclones located in the mid part of the multicyclone with the proposed method. The tests were performed under conditions of the dust trap flow-through of stream  $Q_s$  of values resulting from extraction rates  $m_0 = 4, 8$  and  $16\%$  respectively and a nominal air demand by the engine  $Q_{sil} = Q_G = 3400 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $1.22 \text{ kg/s}$ ).

The values of extraction streams  $Q_s$  from the multicyclone dust trap for the rates of extraction assumed for the tests ( $m_0 = 4, 8$  and  $16\%$ ) were calculated from the dependence:

$$Q_s = m_0 Q_G \quad (7)$$

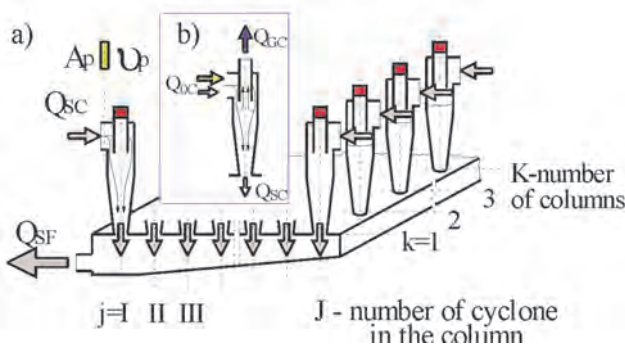


Fig. 15. The flow of stream  $Q_{sc}$  in the cyclone: a) in operation, b) in measurement phase. I, II, III, ... J – consecutive number of cyclone in the column – numbers of rows; 1, 2, 3, ... k... K – consecutive number of cyclone in the row – number of columns

Rys. 15. Przepływ strumienia  $Q_{sc}$  w cyklonie: a) podczas pracy, b) w czasie pomiaru. I, II, III, ... J – numer kolejny cyklonu w kolumnie – liczba rzędów; 1, 2, 3, ... k... K – numer kolejny cyklonu w rzędzie – liczba kolumn

The value of streams  $Q_{SC}$  extracted from individual cyclones of a multicyclone in an air cleaner were determined through an indirect method consisting in measuring of the values of the intake stream  $Q_{OC}$  into the cyclone, which assumes the value of  $Q_{OC} = Q_{SC}$  if outlet stream  $Q_{GC} = 0$  from the cyclone. Such an incidence will take place if the outlets from all the cyclones of a multicyclone are closed and from dust trap stream  $Q_s$  is extracted being the sum of  $Q_{SC}$  from the individual cyclones – Fig. 15:

$$Q_s = \sum_{j=1}^J \sum_{k=1}^K Q_{SC_{jk}} \quad (8)$$

The value of streams  $Q_{SC}$  from individual cyclones was determined on a special stand (Fig. 16) through an indirect method consisting in measuring the flow velocity in the outlet of a cyclone with a fan meter (Testo 400) in a cross section of known area  $A_p$  using the dependence:

$$Q_{SC_{jk}} = v_{pjk} \cdot A_p \quad (9)$$

**4.2. Test results analysis**

Streams  $Q_{SC}$  extracted from individual cyclones of a multicyclone assume very different values (Fig. 17–20).

Wartości strumieni odsysania  $Q_s$  z osadnika multicyklonu dla przyjętych do badań stopni odsysania ( $m_0 = 4, 8$  i  $16\%$ ) obliczono z zależności (7).

Wartości strumieni odsysanych  $Q_{SC}$  z pojedynczych cyklonów multicyklonu filtru powietrza określono metodą pośrednią polegającą na pomierzeniu wartości strumienia wlotowego  $Q_{OC}$  do cyklonu, który dla przypadku, gdy strumień wylotowy z cyklonu  $Q_{GC} = 0$  przyjmuje wartość  $Q_{OC} = Q_{SC}$ . Przypadek taki zaistnieje wtedy, kiedy otwory wylotowe z wszystkich cyklonów multicyklonu będą zasłonięte, a z osadnika pyłu multicyklonu odsysany jest strumień  $Q_s$  będący sumą strumieni odsysanych  $Q_{SC}$  z pojedynczych cyklonów – rys. 15 – równanie (8).

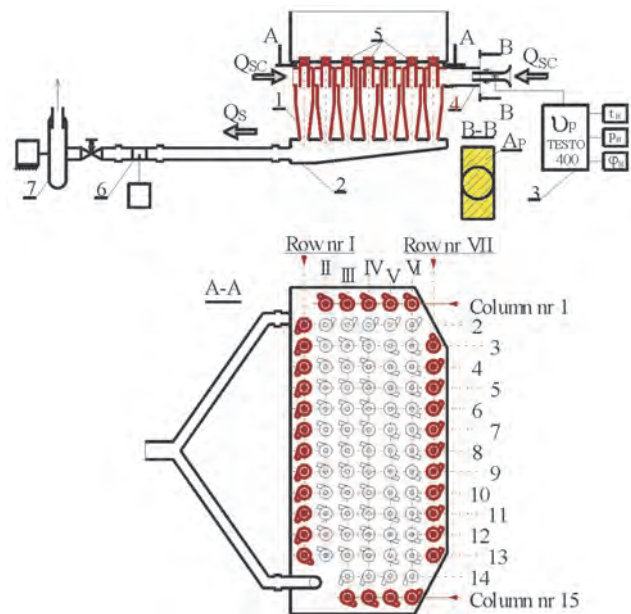


Fig. 16. A stand for the measurement of the values of the streams extracted from individual cyclones of a T2 multicyclone: 1 – multicyclone, 2 – dust trap, 3 – TESTO – 400 device, 4 – measurement channel, 5 – plugs closing the flow, 6 – flow meter, 7 – suction fan

Rys. 16. Stanowisko do pomiaru wartości strumieni odsysanych z pojedynczych cyklonów multicyklonu T2: 1 – multicyklon, 2 – osadnik pyłu, 3 – przyrząd TESTO-400, 4 – kanał pomiarowy, 5 – korki zamykające przepływ, 6 – przepływomierz, 7 – wentylator ssawny

Wartości strumieni  $Q_{SC}$  z pojedynczych cyklonów określano na specjalnym stanowisku (rys. 16) metodą pośrednią polegającą na pomiarze sondą wiatraczkową przyrządu Testo 400 prędkości przepływu powietrza w króćcu wlotowym cyklonu w przekroju poprzecznym o znanym polu powierzchni  $A_p$ , stosując zależność (9).

**4.2. Analiza wyników badań**

Strumienie odsysane  $Q_{SC}$  z pojedynczych cyklonów multicyklonu przyjmują bardzo zróżnicowane wartości (rys. 17–20). Niezależnie od wartości strumienia odsysania  $Q_{SF}$  dla cyklonów, których wylot strumieni odsysania znajduje się blisko króćców odsysania z osadnika multicyklonu, wartości  $Q_{SC}$  są największe i zawierają się w zakresie  $Q_{SC} = 2,5\text{--}5,95 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $0,89\text{--}2,13 \text{ g/s}$ ) – rys. 17. Strumienie  $Q_{SC}$  odsysane z

Irrespective of the value of extraction stream  $Q_{SP}$  for the cyclones whose intake is located very close to the trap extraction pipes, values  $Q_{SC}$  are the highest and fall within  $Q_{SC} = 2.5\text{--}5.95 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $0.89\text{--}2.13 \text{ g/s}$ ) – Fig. 17. Streams  $Q_{SC}$  extracted from the mid cyclones of an investigated row located a little farther from the trap extraction pipes assume values within the range of  $Q_{SC} = 1.05\text{--}2.95 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $0.38\text{--}1.06 \text{ g/s}$ ), hence they are more than 50% lower.

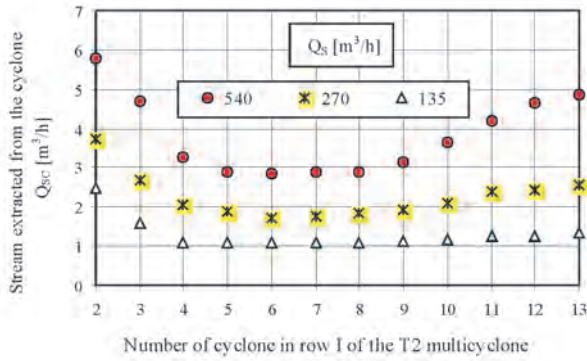


Fig. 17. The values of streams  $Q_{SC}$  extracted from individual cyclones of the first row of a T2 multicyclone

Rys. 17. Wartości strumieni odsysanych  $Q_{SC}$  z pojedynczych cyklonów I rzędu multicyklonu T2

As the locations of the cyclones get farther from the front of the dust trap (extraction pipes) towards the rear part of the multicyclone, a systematic drop in the value of streams  $Q_{SC}$  (Fig. 18 and 19) occurs.

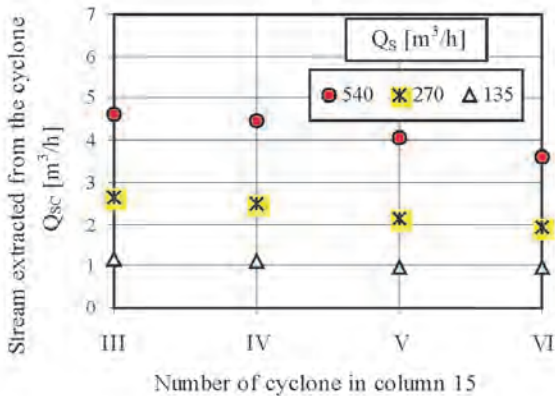


Fig. 19. The values of streams  $Q_{SC}$  extracted from the cyclones of column 15 of the T2 multicyclone

Rys. 19. Wartości strumieni odsysanych  $Q_{SC}$  z cyklonów kolumny nr 15 multicyklonu T2

In the last (VII) row, the stream extracted from the individual cyclones assume values that are half lower (Fig. 20) than it is in the first multicyclone row (I). Lower are also the differences between the maximum and minimum values of streams  $Q_{SC}$  and for  $Q_s = 540 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $193 \text{ g/s}$ ),  $270 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $96.7 \text{ g/s}$ ),  $135 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $48.4 \text{ g/s}$ ) they assume the values 11, 14 and 16% respectively.

cyklonów środkowych badanego rzędu, a znajdujących się w pewnym oddaleniu od króćców odsysania, przyjmują wartości w granicach  $Q_{SC} = 1,05\text{--}2,95 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $0,38\text{--}1,06 \text{ g/s}$ ), a więc są o ponad 50% mniejsze.

Wraz z oddalaniem się położenia cyklonów od czoła osadnika pyłu (od króćców odsysania) ku tylnej ścianie multicyklonu, następuje systematyczny spadek wartości strumieni odsysanych  $Q_{SC}$  (rys. 18 i 19).

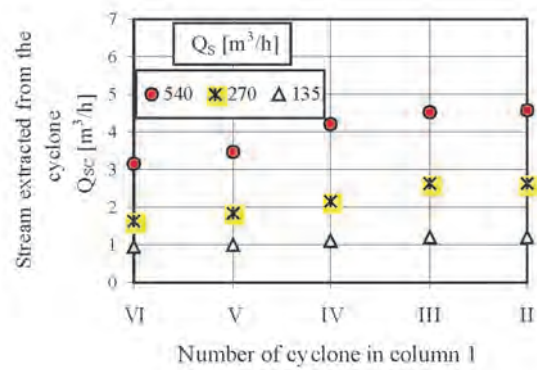


Fig. 18. The values of streams  $Q_{SC}$  extracted from the cyclones of column I of the T2 multicyclone

Rys. 18. Wartości strumieni odsysanych  $Q_{SC}$  z cyklonów kolumny nr 1 multicyklonu T2

W ostatnim (VII) rzędzie cyklonów strumienie odsysane z pojedynczych cyklonów przyjmują wartości o połowę mniejsze (rys. 20) niż w rzędzie pierwszym (I) multicyklonu. Mniejsze są też różnice między maksymalnymi a minimalnymi wartościami strumieni odsysanych  $Q_{SC}$  i dla  $Q_s = 540 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $193 \text{ g/s}$ ),  $270 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $96,7 \text{ g/s}$ ),  $135 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $48,4 \text{ g/s}$ ) przyjmują odpowiednio wartości 11, 14 i 16%.

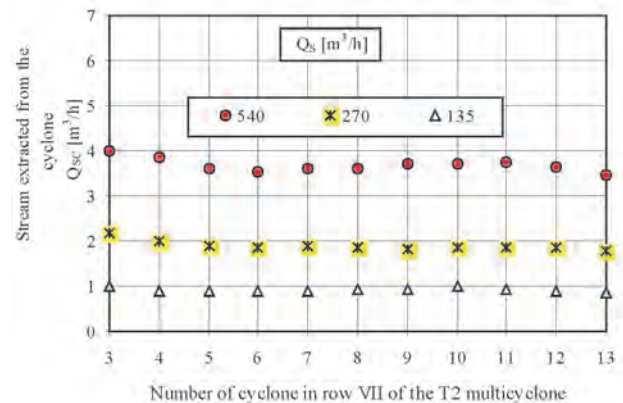


Fig. 20. The values of streams  $Q_{SC}$  extracted from the cyclones of row VII of the T2 multicyclone

Rys. 20. Wartości strumieni odsysanych  $Q_{SC}$  z cyklonów VII rzędu multicyklonu T2

## 5. Podsumowanie

W multicyklonie zbudowanym z dużej liczby (100 sztuk i więcej) cyklonów mających wspólny osadnik pyłu, zastosowanie tylko dwóch króćców odsysających pył z osadnika powoduje, że odległości otworów wylotowych strumieni

## 5. Conclusions

In a multicyclone composed of a high number of cyclones (100+) having a joint dust trap, the application of only two extracting pipes makes the distance of the outlets of the streams extracted from individual cyclones different, which naturally generates a difference between the streams extracted from the individual cyclones and may have a negative effect on the purification efficiency of those individual cyclones as well as the whole multicyclone.

The highest values of streams  $Q_{sc}$  occur for cyclones located the closest to the dust extraction pipe. As the location of the individual cyclones gets farther from the dust extraction pipe the values of streams  $Q_{sc}$  systematically drop and for the farthest cyclones assume values that are lower by 35–50%.

The developed investigation methodology of measuring stream  $Q_{sc}$  from individual cyclones of a multicyclone in an air cleaner at the same time being an original author's work can be used to measure the lack of uniformity of extraction from dust traps of multicyclones of similar design having not only cuboidal but also circular chambers.

Ensuring a uniformity of dust extraction from the individual cyclones is another stage in the improvement of the air extraction system from a dust trap of a multicyclone.

odsysanych poszczególnych cyklonów od króćca układu odsysającego są niejednakowe, co stwarza w naturalny sposób różnicę między wartościami strumieni odsysanych z pojedynczych cyklonów i może mieć negatywny wpływ na skuteczność odpylania pojedynczych cyklonów i multicyklonu.

Największe wartości strumieni odsysanych  $Q_{sc}$  występują dla cyklonów znajdujących się najbliżej króćca odsysania pyłu z osadnika. Wraz z oddalaniem się położenia kolejnych cyklonów od króćca odsysania wartości strumieni odsysanych  $Q_{sc}$  systematycznie maleją i dla cyklonów będących najdalej przyjmują wartości o 35–50% mniejsze.

Opracowana metodyka pomiarów strumieni  $Q_{sc}$  z pojedynczych cyklonów multicyklonu filtru powietrza, będąca oryginalnym opracowaniem autora, może być stosowana do badania nierównomierności odsysania z osadników multicyklonów o podobnej konstrukcji i nie tylko o prostopadłościowej komorze osadnika pyłu, ale i o konstrukcji kołowej.

Zapewnienie równomierności odsysania z pojedynczych cyklonów jest kolejnym etapem doskonalenia organizacji systemu odsysania pyłu z osadnika multicyklonu.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2007-2009 jako projekt badawczy N504-O/0010/32.

Paper reviewed

## Bibliography/Literatura

- [1] Centrise Air Cleaner: Materiały informacyjne firmy PALL Corporation, USA 2004.
- [2] Baczewski K., Hebda M.: Filtracja płynów eksploatacyjnych, MCNEMT, Radom 1991/92.
- [3] Dzierżanowski P., Miller Z.: Poszukiwania konstrukcyjnych sposobów podwyższenia skuteczności bezwładnościowego odpylacza płaskiego, Biuletyn WAT, XL, 9 (469), 1991.
- [4] Dzierżanowski P.: Bezwładnościowy odpylacz modułowy, Biuletyn WAT, XXXV, 2 (402), 1986.
- [5] Dziubak T.: Analiza procesu filtracji powietrza wlotowego do silników pojazdów specjalnych, Rozprawa habilitacyjna, WAT, Warszawa 2008.
- [6] Dziubak T.: Model osadnika pyłu multicyklonu filtru powietrza silnika pojazdu terenowego eksploatowanego w warunkach dużego zapylenia powietrza, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn PAN, z. 2(130), 2002.
- [7] Dziubak T.: Problemy odsysania pyłu z multicyklonu filtru powietrza silnika pojazdu mechanicznego eksploatowanego w warunkach dużego zapylenia powietrza, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn PAN, z. 1(125), 2001.
- [8] Greenfield R.R.: The Use of Cyclones for Control of Solids Emission from Fluidised Bed Boilers, Filtration & Separation, Vol. 22, No 1, 1986.
- [9] Kim H. T., Zhu Y., Hinds W. C., Lee K.W.: Experimental Study of Small Virtual Cyclones as Particle Concentrators, Journal of Aerosol Science, Vol. 33, No 5, 2002.
- [10] Krapke P.: Die Entwicklung des LEOPARD – 2. Soldat und Technik, No. 9, 1980.
- [11] Mann+Hummel Air Cleaners.: [www.mann-hummel.com](http://www.mann-hummel.com).
- [12] Рузаев И.Г., Стрыковский Ф.Р.: Исследование комбинированной системы очистки воздуха двигателей. Автомобильная промышленность, No. 8, 1979.
- [13] Sage P.W., Wright M.A.: The Use of Bleeds to Enhance Cyclone Performance, Filtration & Separation, Vol. 23, No. 1, 1986.

Mr. Tadeusz Dziubak, DSc., DEng., – Professor at the Faculty of Mechanics Military University of Technology, Warsaw, Poland.

Dr hab. inż. Tadeusz Dziubak – profesor nadzwyczajny na Wydziale Mechanicznym Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie.

e-mail: [tdziubak@wat.edu.pl](mailto:tdziubak@wat.edu.pl)



## Numerical modelling of combustion in SI engine fuelled with methane

*Results of numerical analysis of methane and gasoline combustion in multipoint ignition SI engine are presented in the paper. Work parameters of engine fuelled with methane lean mixtures of  $\lambda = 1.45$  and  $1.8$  for three configurations of spark plugs (one, two and four active spark plugs) are compared. These configurations were chosen taking into consideration earlier research concerning numerical modelling and experiments. The results of carried out analysis proved that using two spark plugs at air excess number  $\lambda = 1.8$  caused that engine work parameters are similar to case of mixtures of  $\lambda = 1.45$  with one spark plug configuration. Simultaneously, the emission of nitric oxide was decreased more than eight times and the concentration of carbon dioxide in exhaust gases was 20% lower.*

Key words: multi-spark plug engine, methane, numerical modelling, lean mixture

### Modelowanie numeryczne procesu spalania w silniku ZI zasilanym metanem

*W artykule przedstawiono wyniki analizy numerycznej procesu spalania metanu w silniku ZI z zapłonem wielopunktowym. Porównano parametry pracy silnika zasilanego ubogimi mieszankami metanu o  $\lambda = 1,45$  oraz  $1,8$  dla trzech konfiguracji świec zapłonowych: jedna, dwie oraz cztery pracujące świece zapłonowe. Konfiguracje te wybrano, biorąc pod uwagę wcześniejsze prace związane z modelowaniem oraz eksperymentem. Wyniki symulacji pokazały, że zastosowanie dwóch świec zapłonowych, przy współczynniku nadmiaru powietrza  $\lambda = 1,8$ , dało zbliżone parametry pracy silnika w porównaniu do zasilania mieszanką o  $\lambda = 1,45$  z jedną świecą zapłonową. Jednocześnie otrzymano ponad ośmiokrotnie mniejszą emisję tlenu azotu oraz zmniejszoną o 20% zawartość dwutlenku węgla w spalinach modelu silnika.*

Słowa kluczowe: silnik z zapłonem wielopunktowym, metan, modelowanie numeryczne, mieszanki ubogie

### 1. Introduction

Introducing more rigorous toxic components emission standards forces the piston engine design development. Lean mixture combustion can lead to efficient decrease in toxic component emission and increase in engine efficiency. However it is connected with problems such as decrease in flame propagation velocity or high level of engine work non-repeatability. These inconveniences can be partly overcome by applying multi-ignition among others [12, 13, 19].

One of the research activities carried out in the Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering is 3D modelling of combustion in multipoint spark ignition engine fuelled with Lean mixtures of air excess factor  $\lambda \leq 2.0$  [6, 10] and modelling of spark ignition process [15–17]. The calculations are performed in KIVA-3V [2].

The paper aims at analysis of application of the multipoint ignition in stationary gaseous engines operating at constant rotational speed and driving electric generators. Such engines can be fuelled with natural gas, biogas (waste dump gas, sewage gas) or mine gas as well as fuels containing methane. The containment of methane in above mentioned fuels differs according to the origin of the fuel. The natural gas contains approx. 98% of methane, biogas contains approx. 40–60%, and main gas obtained during the exploitation of the mine contains approximately 25–60% of methane [3]. The containment of methane in mine gas differs for different coal deposits, the way it is exploited and time [4].

The paper is the continuation of numerical analysis of combustion in multipoint ignition engine model fuelled with

### 1. Wstęp

Ciągłe zaostrzanie norm dotyczących składników toksycznych emitowanych przez silniki tłokowe wymusza zmiany w konstrukcji tych silników. Skuteczne obniżenie emisji powyższych składników spalin oraz zwiększenie sprawności silników ZI można uzyskać przez spalanie mieszanek zubożonych. Wiąże się to jednak z pewnymi problemami, takimi jak np. spadek szybkości rozprzestrzeniania się płomienia, czy też bardzo duża niepowtarzalność pracy silnika. Niedogodności te można częściowo zniwelować m.in. przez wprowadzenie właśnie zapłonu wielopunktowego [12, 13, 19].

Jednym z kierunków badań Instytutu Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania Politechniki Częstochowskiej jest modelowanie 3D, przy wykorzystaniu programu KIVA-3V [2], procesu spalania w silniku wieloświecowym zasilanym mieszankami ubogimi ( $\lambda \leq 2,0$ ) [6, 10] oraz samego procesu wyładowania iskrowego [15–17].

Praca niniejsza ukierunkowana jest na analizę przydatności wielopunktowego zapłonu w gazowych silnikach stacjonarnych pracujących przy niezmiennej prędkości obrotowej i napędzających agregaty prądowłórcze. Silniki te mogą być zasilane gazem ziemnym, biogazem (gaz wysypiskowy, biogaz z osadów ściekowych) lub gazem kopalnianym, czyli paliwami, których głównym składnikiem jest metan. Zawartość metanu w wymienionych paliwach zależy od ich pochodzenia. Gaz ziemny wysokometanowy zawiera ok. 98% metanu, biogaz ok. 40–65%, natomiast gaz kopalniany pozyskiwany w trakcie bieżącej eksploatacji zawiera ok. 25–60% metanu [3]. Zawartość metanu w

lean mixtures of gasoline [10]. This time the scope of the research is the application of multipoint ignition in engine fuelled with lean mixtures of methane and air and the impact of such approach on the emission of NO and CO<sub>2</sub>.

## 2. Engine model S320ER

The engine model was prepared according to the test engine data. The test engine was designed as the modified single-cylinder, high-pressure S320ER (WSW ANDORIA) engine, which has been rebuilt in order to apply multipoint spark ignition [11]. The main engine parameters are presented in Table 1.

Table 1. Main engine parameters  
Tabela 1. Główne parametry silnika

Engine capacity/objętość skokowa	1810 cm <sup>3</sup>
Number of cylinders/liczba cylindrów	1
Cylinder alignment/układ cylindra	Horizontal/poziomy
Cylinder diameter/średnica cylindra	120 mm
Crank throw/promień wykorbienia	80 mm
Crankshaft length/długość korbowodu	275 mm
Piston stroke/skok tłoka	160 mm
Compression ratio/stopień sprężania	8.5
Rotational speed/prędkość obrotowa	1000 rpm
Number of spark plugs/liczba świec zapłonowych	8

The application of multipoint spark ignition in the test engine allowed to fuel the engine with lean mixtures of liquid and gaseous fuels of air excess factor  $\lambda \leq 2.0$  [6, 9]. The location of spark plugs in the engine head is presented in Figure 1.

The numerical modelling was performed in KIVA-3V code [2]. The software enabled 3D modelling of flow in piston engine combustion chambers of various geometry with taking turbulence and heat exchange into consideration.

The geometric mesh (Fig. 2) describing the combustion chamber of the test engine was generated in the pre-processor of KIVA-3V package.

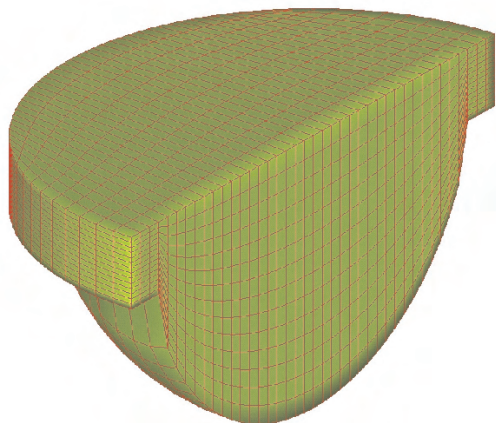


Fig. 2. Geometric mesh in cartesian co-ordinate system

Rys. 2. Siatka geometryczna w prostokątnym układzie współrzędnych

gazie kopalnianym zależy od samego złoża węgla, sposobu jego pozyskania oraz zmienia się w miarę upływu czasu i warunków jego eksploatacji [4].

Praca niniejsza jest kontynuacją analizy numerycznej procesu spalania w wieloświecowym modelu silnika zasilanym ubogą benzyną, której wyniki przedstawiono w [10]. Obecnie skoncentrowano się na możliwości zastosowania zapłonu wielopunktowego w silniku zasilanym mieszankami ubogimi metanu i powietrza, i wpływie takiego rozwiązania na emisję NO i CO<sub>2</sub>.

## 2. Model silnika S320ER

Modelowanie wykonano, opierając się na danych rzeczywistego silnika eksperymentalnego, który powstał na bazie seryjnego, jednocylindrowego silnika wysokoprężnego S320ER (WSW ANDORIA), który po przebudowie pracuje jako silnik o wielopunktowym zapłonie iskrowym [11]. Podstawowe parametry silnika przedstawiono w tabeli 1.

Zastosowanie w silniku badawczym zapłonu wielopunktowego pozwoliło na spalanie ubogich mieszanek paliw ciekłych i gazowych, o współczynniku nadmiaru powietrza  $\lambda \leq 2,0$  [6, 9]. Rozmieszczenie świec zapłonowych w głowicy silnika przedstawiono na rys. 1.

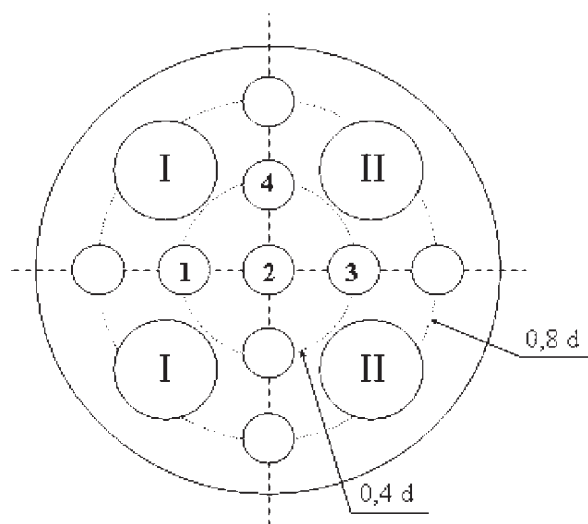


Fig. 1. Spark plug location legend in engine head (I – inlet valves, II – outlet valves, d – cylinder bore)

Rys. 1. Rozmieszczenie świec w głowicy (I – zawory dolotowe, II – zawory wylotowe, d – średnica cylindra)

Modelowanie numeryczne przeprowadzono za pomocą programu KIVA-3V [2], który pozwala na obliczanie przepływów trójwymiarowych w komorach silników spaliniowych o dowolnej geometrii z uwzględnieniem turbulencji oraz wymiany ciepła ze ściankami.

Do celów modelowania, w preprocesorze tego programu, wykonano siatkę geometryczną opisującą komorę spalania silnika rzeczywistego, którą przedstawiono na rys. 2.

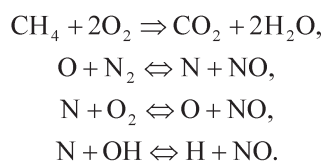
## 3. Modelowanie procesu spalania

Symulacje procesu spalania przeprowadzono dla paliwa gazowego, jakim jest metan, przy dwóch wartościach

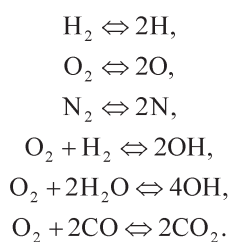
### 3. Combustion modelling

The simulation of combustion process was performed for gaseous fuel (methane) at two air excess factor values ( $\lambda = 1.45$  and  $1.8$ ) and three active spark plugs configurations as follows: 2, 1-2, 1-2-3-4. Those parameters were derived from earlier numerical and experimental research [9, 11].

The chemical reaction of methane combustion model in KIVA-3V takes into account four kinetic reactions and six equilibrium reactions. The first kinetic reaction describes the oxidation of fuel and the following three reactions describe the NO formation according to extended Zeldowicz mechanism [8, 14]:



The equilibrium reactions are [8, 14]:



The coefficients of NO formation kinetic reaction rate are necessary to perform the calculations and they were chosen on the basis of the literature studies [7].

The numerical simulation began at  $220^\circ$  CA and finished at  $494^\circ$  CA, which corresponds to experimental engine camshaft phases, which are inlet valves closure and beginning of outlet valves opening. After earlier optimization the ignition advance angle was set at  $353^\circ$  CA for  $\lambda = 1.45$ ,  $350^\circ$  CA for  $\lambda = 1.8$ .

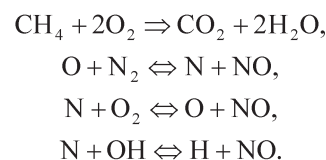
The results of numerical modeling are presented in graphical form. The distribution of temperature and nitric oxide concentration in the combustion chamber are presented using Tecplot 360 postprocessing software [18]. The courses of pressure, temperature, NO and  $\text{CO}_2$  concentration (averaged values for the volume of combustion chamber) in function of crank angle are also presented.

### 4. Numerical analysis results

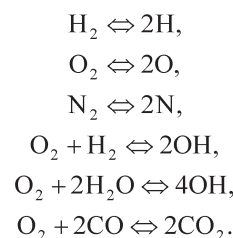
The following figures depict the distribution of temperature and nitric oxide concentration in the combustion chamber, which occurred for the analyzed air excess factors and active spark plugs configurations. Moreover, courses of pressure, temperature, NO and  $\text{CO}_2$  concentration (averaged values for the volume of combustion chamber) in function of crank angle are depicted. The temperature distribution is presented at crank angle equal  $5^\circ$  after top

współczynnika nadmiaru powietrza, a mianowicie  $\lambda = 1,45$  i  $1,8$ , i dla trzech następujących kombinacji świec zapłonowych: 2, 1-2, 1-2-3-4. Parametry te wybrano, biorąc pod uwagę wcześniejsze prace związane z modelowaniem oraz eksperymentem [9, 11].

Program KIVA-3V w podmodelu reakcji chemicznych procesu spalania paliwa (metan) uwzględnia cztery reakcje kinetyczne i sześć reakcji równowagowych. Pierwsza reakcja kinetyczna określa utlenianie paliwa, natomiast kolejne trzy opisują, zgodnie z rozszerzonym modelem Zeldowicza, mechanizm tworzenia NO [8, 14]:



Reakcje równowagowe to [8, 14]:



Współczynniki szybkości reakcji kinetycznych tworzenia NO, niezbędne do przeprowadzenia symulacji procesu spalania metanu, zaczerpnięto z literatury [7].

Analizę procesu spalania rozpoczęto od kąta obrotu wału korbowego wynoszącego  $220^\circ$  OWK, a zakończono na  $494^\circ$  OWK, co odpowiada fazom rozrządu silnika badawczego, czyli zamknięciu zaworów dolotowych i początkowi otwarcia zaworów wylotowych. Po wcześniejszej optymalizacji kąt wyprzedzenia zapłonu ustalono na poziomie  $353^\circ$  OWK dla  $\lambda = 1,45$  oraz  $350^\circ$  OWK dla  $\lambda = 1,8$ .

Wyniki modelowania numerycznego przedstawiono w postaci graficznej. Rozkłady temperatury i tlenu azotu w komorze spalania, będące danymi wyjściowymi z postprocesora GMV [1], zilustrowano w postaci slajdów za pomocą programu graficznego Tecplot 360 [18]. Przedstawiono również przebiegi ciśnienia, temperatury, zawartości NO oraz  $\text{CO}_2$  (wartości średnie dla całej objętości cylindra) w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

### 4. Wyniki analizy numerycznej

Poniższe rysunki przedstawiają rozkład temperatury i tlenu azotu w komorze spalania, jaki wystąpił przy poszczególnych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza i dla kolejnych konfiguracji świec zapłonowych oraz przebiegi ciśnienia, temperatury, zawartości NO oraz  $\text{CO}_2$  (wartości średnie z całej objętości cylindra) w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Czasoprzestrzenny rozkład temperatury pokazano dla kąta obrotu wału korbowego wynoszącego  $5^\circ$  po zewnętrznym zwrotnym położeniu tłoka (ZZP), natomiast

dead center (TDC). The NO distribution is presented at crank angle corresponding with the maximal concentration of this compound.

The temperature distribution as well as pressure and temperature courses (averaged values for the volume of combustion chamber) in function of crank angle for air excess factor  $\lambda = 1.45$  are depicted in Fig. 3–5.

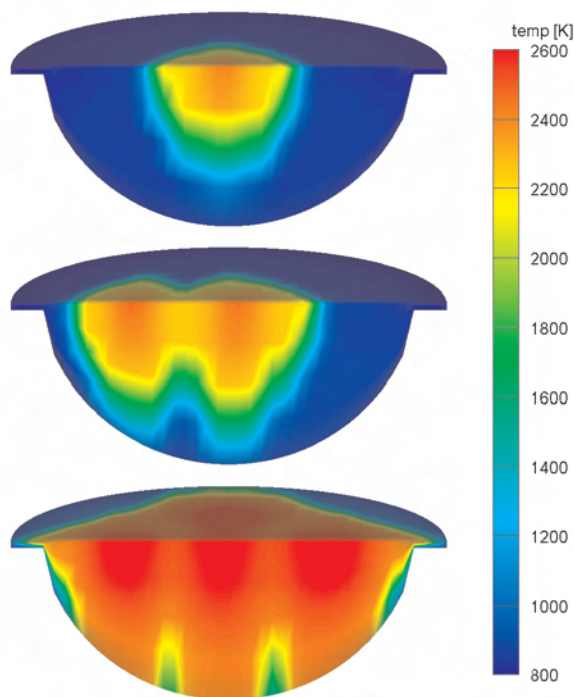


Fig. 3. Temperature distribution for one, two and four spark plugs at  $\lambda = 1.45$  and  $365^\circ$  CA

Rys. 3. Rozkład temperatury dla jednej, dwóch i czterech świec zapłonowych przy  $\lambda = 1,45$  dla  $365^\circ$  OWK

Figure 3 reveals, that the combustion process was accelerated by increasing the number of active spark plugs. Greater portion of fuel was burnt and temperatures above 2000 K were reached. Such phenomenon is clearly seen in case of four active spark plugs. In this configuration, the combustion process takes place in almost whole volume of the chamber at  $5^\circ$  CA after TDC. The maximal temperature in cylinder reached approx. 2600 K for four active spark plugs, which is approx. 200 K more than for one active spark plug.

Figures 4 and 5 depict pressure and temperature courses (averaged values for the volume of combustion chamber) in function of crank angle.

The pressure in the cylinder reaches its maximal value equal 4.2 MPa at  $375^\circ$  CA in case of one active spark plug. The increase in the number of active spark plugs to two, causes the 7% increase in maximal pressure value and the increase in the number of active spark plugs to four, causes the 14% increase in maximal pressure value.

The maximal pressure values occur earlier than in the configuration with one active spark plug – the differences in crank angle are  $4^\circ$  and  $9^\circ$  CA respectively. It proves that

rozkład NO dla kąta odpowiadającego maksymalnemu stężeniu tego związku.

Czasoprzestrzenny rozkład temperatury oraz przebiegi ciśnienia i temperatury (wartości średnie dla całej objętości komory spalania) w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda = 1,45$  przedstawiono na rys. 3–5.

Z rysunku 3 wynika, że zastosowanie większej liczby świec zapłonowych przyspieszyło proces spalania, ponieważ znacznie większa część ładunku ulega spalaniu i osiąga wysokie temperatury powyżej 2000 K. Najlepiej jest to widoczne dla przypadku czterech świec zapłonowych, gdzie w położeniu tłoka równym  $5^\circ$  OWK po ZPP spalanie ładunku odbywa się w znacznej objętości komory spalania. Maksymalna chwilowa temperatura występująca wówczas w cylindrze osiągnęła wartość ok. 2600 K dla czterech świec zapłonowych i jest to ok. 200 K więcej niż w przypadku jednej świecy zapłonowej.

Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono przebiegi ciśnienia i temperatury (wartości średnie dla całej objętości komory spalania) w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

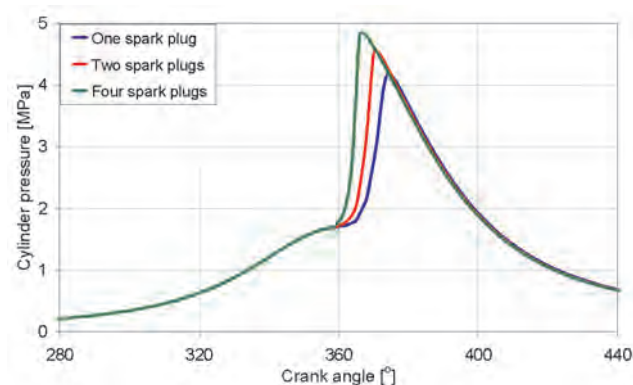


Fig. 4. In cylinder pressure courses for three spark plugs configurations at  $\lambda = 1.45$

Rys. 4. Przebieg ciśnienia w cylindrze dla trzech konfiguracji świec zapłonowych przy  $\lambda = 1,45$

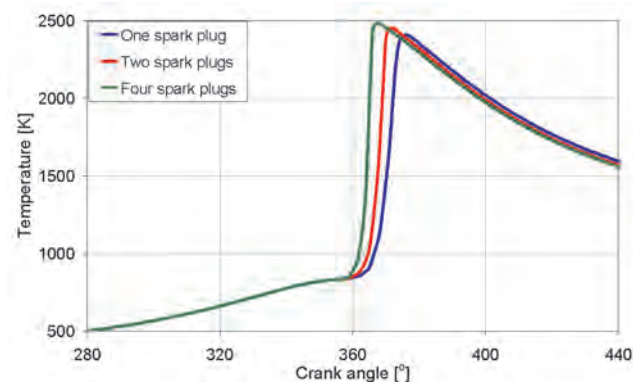


Fig. 5. In cylinder temperature courses for three spark plugs configurations at  $\lambda = 1.45$

Rys. 5. Przebieg temperatury w cylindrze dla trzech konfiguracji świec zapłonowych przy  $\lambda = 1,45$

Dla jednej świecy zapłonowej ciśnienie w cylindrze osiąga swą maksymalną wartość równą 4,2 MPa, przy kącie  $375^\circ$

the combustion process was accelerated for the configuration with more spark plugs. It is clearly seen on a chart depicting the pressure growth speed in the cylinder (Fig. 6). For one spark plug, this parameter reaches maximal value of 0.45 MPa/° at 371° CA, for two spark plugs  $dp/d\phi$  is 46% greater and reaches the value of 0.66 MPa/° at 368° CA. In case of four spark plugs, the above mentioned factor value is almost two times more and equals 0.98 MPa/° at 364° CA.

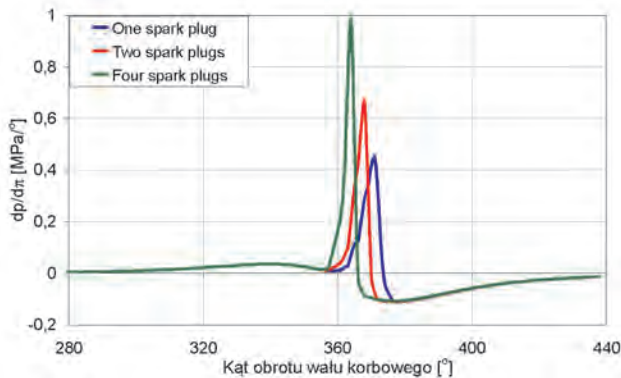


Fig. 6. Pressure growth speed courses in function of crank angle for three spark plugs configurations at  $\lambda = 1.45$

Rys. 6. Szybkość narastania ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla trzech konfiguracji świec zapłonowych przy  $\lambda = 1,45$

Taking into consideration the above mentioned data, it can be stated that configuration with more active spark plugs is not purposeful. The difference in maximal values of pressure and temperature (Fig. 4 and 5) is not significant. Although the acceleration of combustion process occurs, significant increase in pressure (Fig. 6) can lead to hard and noisy operation, which applies dynamic load to crankshaft and piston.

The modelled engine operation is characterised by significant increase in nitric oxide emission in comparison with single ignition case – Fig. 7 and 8.

Figure 7 depicts the nitric oxide distribution in the combustion chamber for the subsequent spark plugs configuration. The pictures depict maximal values of nitric oxide concentration and are prepared in the same scale, corresponding with the concentration of for spark plugs configuration. It can be noticed that increasing the number of active spark plugs significantly increases the NO concentration in the cylinder volume.

For one active spark plug, the nitric oxide concentration (the averaged value for the volume of the combustion chamber – Fig. 8) reached its maximal value equal 2460 ppm at 405° CA. In case of two ignition points, the NO concentration increased by 30% up to 3180 ppm at 395° CA. For four spark plugs, the NO concentration increased by 70% (4220 ppm) in comparison with one spark plug.

The above analysis proves, that increasing the number of ignition points in case of methane-air mixture of air excess number  $\lambda = 1.45$  is not favourable. The pressure increase in the cylinder is too big, which can result in very hard engine operation and the nitric oxide emission increases significantly.

OWK. Zwiększenie liczby pracujących świec zapłonowych powoduje przyrost wartości maksymalnej ciśnienia o 7% dla dwóch świec oraz o 14% dla czterech świec zapłonowych. Wartości maksymalne ciśnienia pojawiają się wcześniej niż było to dla przypadku jednej świecy, a różnice w kącie obrotu wału korbowego wynoszą odpowiednio 4° i 9°. Świadczy to o przyspieszeniu procesu spalania dla konfiguracji ze zwiększoną liczbą świec. Dobrze jest to widoczne na wykresie przedstawiającym szybkość narastania ciśnienia w cylindrze (rys. 6). Dla jednej świecy parametr ten osiąga wartość maksymalną równą 0,45 MPa/° przy 371° OWK, dla dwóch świec  $dp/d\phi$  jest już większe o 46% i wynosi 0,66 MPa/° przy 368° OWK, natomiast dla czterech świec wskaźnik ten wzrósł ponad dwukrotnie, osiągając wartość 0,98 MPa/° przy 364° OWK.

Biorąc pod uwagę powyższe dane i charakterystyki, można zauważyć, że stosowanie większej liczby świec zapłonowych, dla tego przypadku, jest mało zasadne. Różnica w maksymalnych wartościach ciśnienia i temperatury (rys. 4 i 5) jest niewielka, uzyskuje się wprawdzie przyspieszenie procesu spalania, ale dość duży przyrost ciśnienia (rys. 6) może powodować twardą i hałaśliwą pracę silnika, obciążając dynamicznie tym samym układ korbowo-tłokowy silnika.

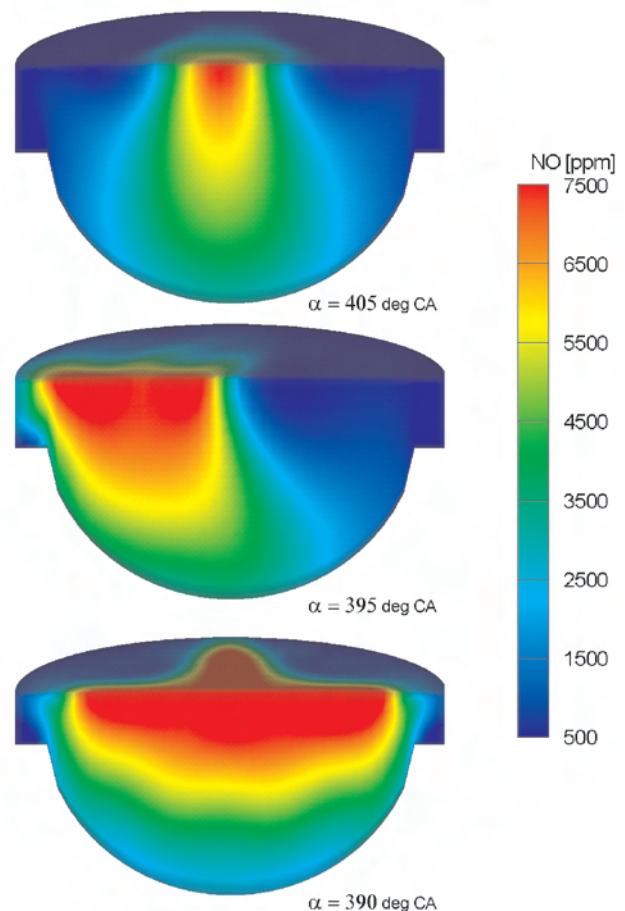


Fig. 7. NO distribution (actual maximum values) for one, two and four spark plugs at  $\lambda = 1.45$

Rys. 7. Rozkład NO (maksymalne wartości chwilowe) dla jednej, dwóch i czterech świec zapłonowych przy  $\lambda = 1,45$

The chart depicted in Fig. 9 shows the variations of CO<sub>2</sub> concentration, which were occurred during modelled operation for three configurations of active spark plugs. The carbon dioxide emission values are mean values, calculated for the whole volume of cylinder. The maximal concentration of this compound was 7% and was obtained at different crank angles depending on the number of active spark plugs. With the increase of active spark plugs, the maximal concentration of CO<sub>2</sub> was obtained faster. In case of one active spark plug, the maximal concentration was observed at 380° CA. For two active spark plugs it was observed at 374° CA, and for four spark plugs it was at 370° CA.

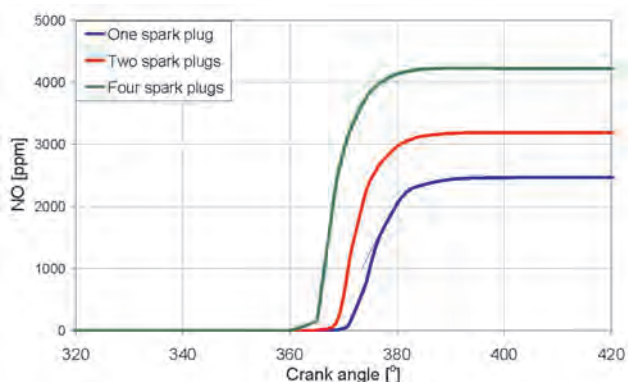


Fig. 8. Variations of NO concentration (mean values for cylinder volume) for  $\lambda = 1.45$

Rys. 8. Zmiany stężenia NO (wartości średnie dla całej objętości cylindra) dla  $\lambda = 1.45$

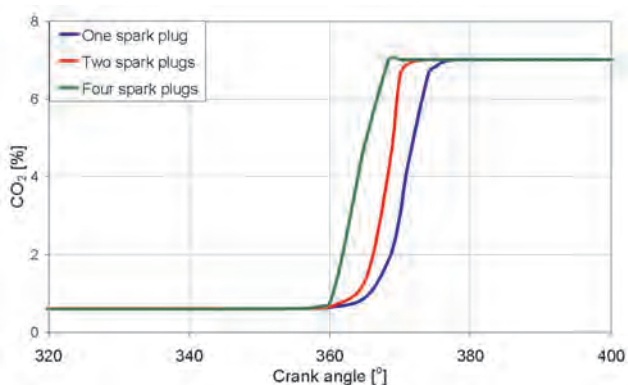


Fig. 9. Variations of CO<sub>2</sub> concentration (mean values for cylinder volume) for  $\lambda = 1.45$

Rys. 9. Zmiany stężenia CO<sub>2</sub> (wartości średnie dla całej objętości cylindra) dla  $\lambda = 1.45$

The next objective of this paper was the modelling of very lean methane-air mixture combustion (air excess factor 1.8).

Figures 10 to 12 depict temperature distribution as well as pressure and temperature courses (averaged values for the volume of combustion chamber) in function of crank angle.

Leaning the mixture up to  $\lambda = 1.8$  caused decrease of maximal temperature values in comparison with the prior

Praca modelu silnika przy zwiększonej liczbie świec zapłonowych charakteryzuje się również znacznym wzrostem emisji tlenku azotu, w porównaniu do zapłonu jednopunktowego – rys. 7 i 8. Na rysunku 7 przedstawiono czasoprzestrzenny rozkład tlenku azotu w komorze spalania dla kolejnych konfiguracji świec zapłonowych. Slajdy przedstawiają maksymalne wartości chwilowe stężenia tlenku azotu i są wykonane w jednakowej skali, odpowiadającej stężeniu dla konfiguracji czteroświecowej. Można zauważyć, że wzrost liczby czynnych świec zapłonowych znacząco zwiększa koncentrację NO w objętości cylindra.

Dla jednej świecy zapłonowej stężenie tlenku azotu (wartość średnia dla całej objętości komory spalania – rys. 8) osiągnęło swą wartość maksymalną równą 2460 ppm przy kącie 405° OWK, natomiast dla dwóch punktów zapłonu stężenie to wzrosło już o 30% do wartości 3180 ppm przy 395° OWK. Przypadek czterech świec zapłonowych to już wzrost stężenia NO o ponad 70% (4220 ppm) w porównaniu do układu jednoświecowego.

Analiza powyższa wykazała, że zwiększanie liczby punktów zapłonu mieszanki metanu z powietrzem o  $\lambda = 1.45$  nie jest korzystne. Przyrost ciśnienia w cylindrze jest zbyt duży, co może powodować twardą pracę silnika, a przede wszystkim bardzo znacząco rośnie emisja tlenku azotu.

Wykres z rysunku 9 przedstawia zmiany stężenia CO<sub>2</sub> jakie wystąpiły podczas pracy modelu silnika dla trzech konfiguracji świec. Wartości emisji CO<sub>2</sub> są wartościami średnimi, liczonymi dla całej objętości cylindra. Maksymalne stężenie tego składnika wyniosło 7% i, w zależności od liczby świec zapłonowych, zostało osiągnięte przy różnych kątach obrotu wału korbowego. Oczywiście im więcej pracujących świec, tym CO<sub>2</sub> szybciej osiągało swe maksymalne stężenie i dla jednej świecy wystąpiło ono przy 380° OWK, dla dwóch świec przy 374° OWK, a dla czterech świec przy 370° OWK.

Następnym punktem pracy było modelowanie procesu spalania bardzo ubogiej mieszanki metanu z powietrzem o współczynniku nadmiaru powietrza  $\lambda = 1.8$ .

Na rysunkach 10–12 przedstawiono czasoprzestrzenny rozkład temperatury oraz przebiegi ciśnienia i temperatury (wartości średnie dla całej objętości komory spalania) w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

Zubożenie mieszanki do  $\lambda = 1.8$  spowodowało zmniejszenie maksymalnych wartości temperatury, w porównaniu do poprzednich nastaw współczynnika nadmiaru powietrza. Widać wyraźnie (rys. 10), że przy tym samym kącie obrotu wału korbowego obszar palącego się ładunku ma znacznie niższe temperatury niż miało to miejsce dla  $\lambda = 1.45$  (rys. 3).

Stwierdzono również spadek maksymalnych wartości ciśnienia dla każdego z modelowanych układów świec zapłonowych – rys. 11. Dla zapłonu jednoświecowego ciśnienie spadło do wartości 3,5 MPa przy 377° OWK, dla dwóch świec do 4,0 MPa przy 371° OWK, a dla czterech świec do 4,4 MPa przy 365° OWK.

Rozpatrując wykres zmian temperatury (rys. 12), można zaobserwować również spadek jej maksymalnych war-

settings of air excess factor. It is clearly seen (Fig. 10), that at the same crank angle, the temperature of the volume of burning mixture is significantly lower than in case of  $\lambda = 1.45$  (Fig. 3).

The decrease of maximal pressure values for each of the modelled active spark plug configurations was stated – Fig. 11. In case of single spark plug, the pressure decreased down to 3.5 MPa at 377° CA, in case of two spark plugs it decreased to 4.0 MPa at 371° CA, and for four spark plugs it decreased to 4.4 MPa at 365° CA.

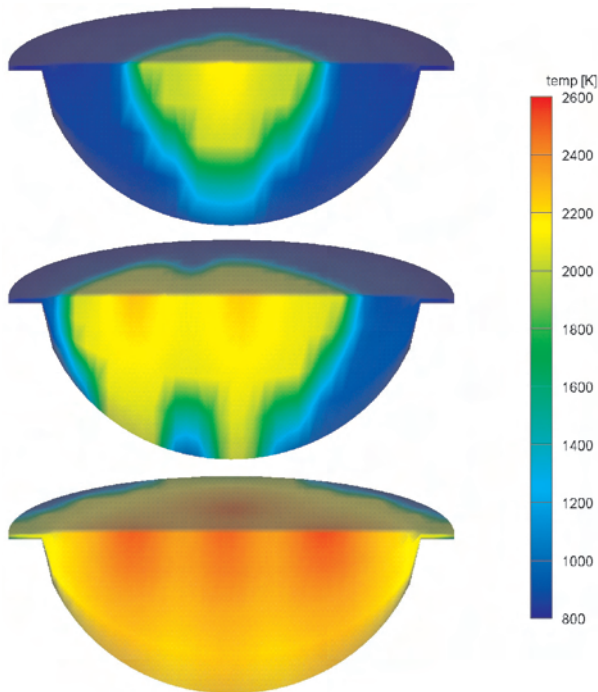


Fig. 10. Temperature distribution for one, two and four spark plugs at  $\lambda = 1.8$  and 365° CA

Rys. 10. Rozkład temperatury dla jednej, dwóch i czterech świec zapłonowych przy  $\lambda = 1,8$  dla 365° OWK

Analysis of temperature courses (Fig. 12) also reveals the decrease of maximal temperature value in comparison with the previous case (Fig. 5). Simultaneously, differences between maximal values of temperature as well as pressure are significantly greater than in case of  $\lambda = 1.45$ . Pressure for two active spark plugs increased by 14% in comparison with single ignition point and for four spark plugs the increase was 26%. The increase in temperature was 5 and 7% respectively.

The conclusion from the above analysis is as follows: more ignition points is purposeful in case of such lean mixture. The reason of such conclusion is the improvement of basic engine work parameters and increase in pressure growth speed, which in case of very lean mixtures, is favourable because such mixtures are characterized by very slow combustion. The pressure growth in the cylinder (Fig. 13) for more ignition points is not such rapid as in case of air excess factor  $\lambda = 1.45$ .

tości w porównaniu do poprzedniego przypadku (rys. 5). Równocześnie różnice pomiędzy wartościami maksymalnymi temperatury i ciśnienia są znacznie większe niż dla  $\lambda = 1,45$ . W porównaniu do układu jednoświecowego ciśnienie dla dwóch świec wzrosło o 14%, dla czterech świec o 26%, natomiast temperatura odpowiednio 5 oraz 7%.

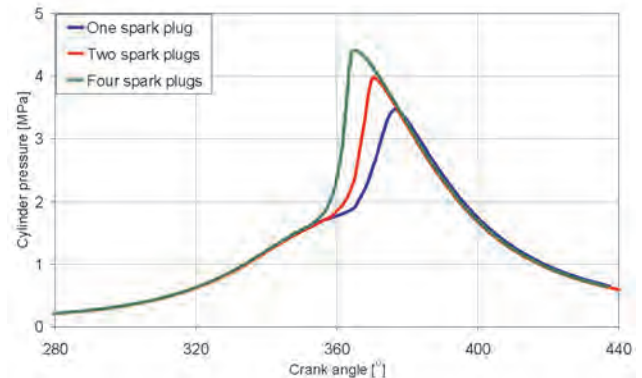


Fig. 11. In cylinder pressure courses for three spark plugs configurations at  $\lambda = 1.8$

Rys. 11. Przebieg ciśnienia w cylindrze dla trzech konfiguracji świec zapłonowych przy  $\lambda = 1,8$

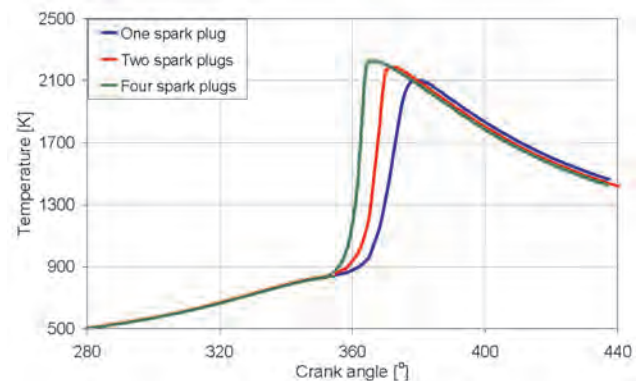


Fig. 12. In cylinder temperature courses for three spark plugs configurations at  $\lambda = 1.8$

Rys. 12. Przebieg temperatury w cylindrze dla trzech konfiguracji świec zapłonowych przy  $\lambda = 1,8$

W wyniku powyższej analizy nasuwa się spostrzeżenie, że dla tak ubogiej mieszanki zasadne jest zastosowanie większej liczby świec zapłonowych. Otrzymujemy bowiem poprawę podstawowych parametrów pracy silnika, zwiększenie szybkości narastania ciśnienia, co przy mieszankach bardzo ubogich jest korzystne ze względu na ich charakterystyczne powolne, a wręcz przewlekłe spalanie. Przyrost ciśnienia w cylindrze (rys. 13) dla zwiększonej liczby punktów zapłonu nie jest już tak gwałtowny jak dla poprzedniego składu mieszanki.

Szybkość narastania ciśnienia najwyższą swą wartość równą 0,59 MPa/° osiągnęła dla układu czteroświecowego, co jest wartością prawie trzykrotnie większą od przyrostu ciśnienia dla jednej świecy – 0,2 MPa/°. Ze względu na wymieniony wskaźnik, najkorzystniejszą dla pracy modelu silnika wydaje się konfiguracja dwuświecowa, ponieważ dla

The maximal value of pressure growth speed equal  $0.59 \text{ MPa}^\circ$  is obtained for the configuration with four active spark plugs, which is almost three times as much as for the configuration with single ignition point ( $0.2 \text{ MPa}^\circ$ ). In terms of pressure growth speed, the configuration with two active spark plugs seems to be the most favourable one. For this configuration  $dp/d\phi$  equals  $0.43 \text{ MPa}^\circ$  and is comparable with pressure growth speed of one spark plug configuration at  $\lambda = 1.45$  (Fig. 6) – this configuration was the optimal one.

The next goal of the paper was the numerical analysis of nitric oxide formation. The results of above mentioned analysis (Fig. 14 and 15) also showed the increase of NO emission while increasing the number of active spark plugs, though the maximal values of nitric oxide concentration are several times lower in comparison with mixture of  $\lambda = 1.45$ . The NO concentration was growing from approx. 45 ppm in case of one spark plugs up to 560 ppm for four spark plugs. In case of two spark plugs, the NO concentration value was 285 ppm (Fig. 15). The above mentioned values are average values for the temporary cylinder volume.

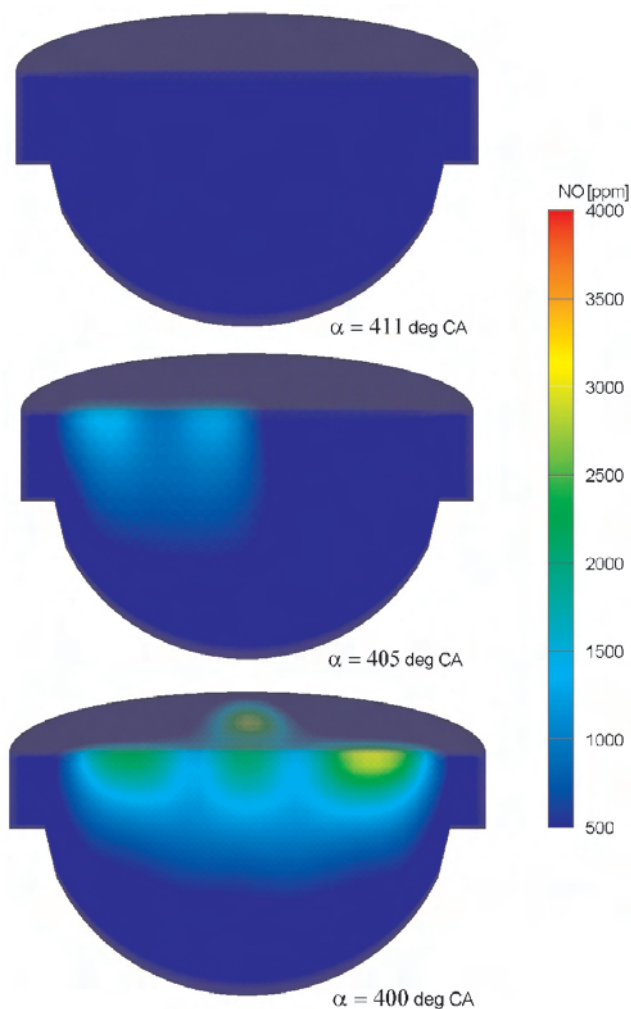


Fig. 14. NO distribution (actual maximum values) for one, two and four spark plugs at  $\lambda = 1.8$

Rys. 14. Rozkład NO (maksymalne wartości chwilowe) dla jednej, dwóch i czterech świec zapłonowych przy  $\lambda = 1,8$

niej wartość  $dp/d\phi$ , równa  $0,43 \text{ MPa}^\circ$ , jest porównywalna z szybkością narastania ciśnienia dla jednoświecowego przypadku modelu silnika przy  $\lambda = 1,45$  (rys. 6), która to konfiguracja była wówczas optymalna.

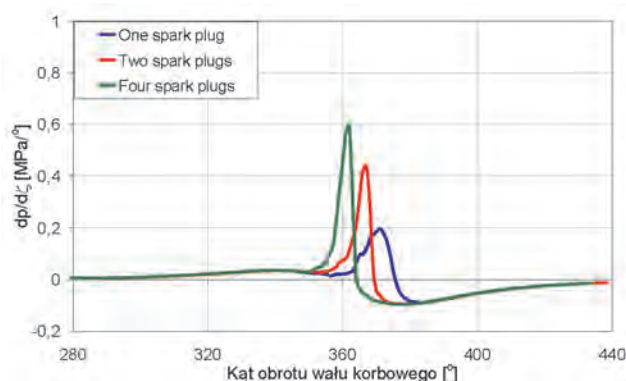


Fig. 13. Pressure growth speed courses in function of crank angle for three spark plugs configurations at  $\lambda = 1.8$

Rys. 13. Szybkość narastania ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla trzech konfiguracji świec zapłonowych przy  $\lambda = 1,8$

Kolejnym etapem pracy było przeprowadzenie analizy numerycznej tworzenia się tlenku azotu. Wyniki tej analizy (rys. 14 i 15) również wykazały wzrost emisji NO wraz ze wzrostem liczby czynnych świec zapłonowych, choć wartości maksymalne stężenia tlenku azotu są kilkukrotnie mniejsze w porównaniu do spalania mieszanki o  $\lambda = 1,45$ . Wartość stężenia NO rosła od ok. 45 ppm dla jednej świecy, poprzez 285 ppm dla dwóch świec, aż do wartości 560 ppm otrzymanej dla konfiguracji z czterema świecami zapłonowymi (rys. 15). Wszystkie podane wartości są wartościami średnimi dla chwilowej objętości cylindra.

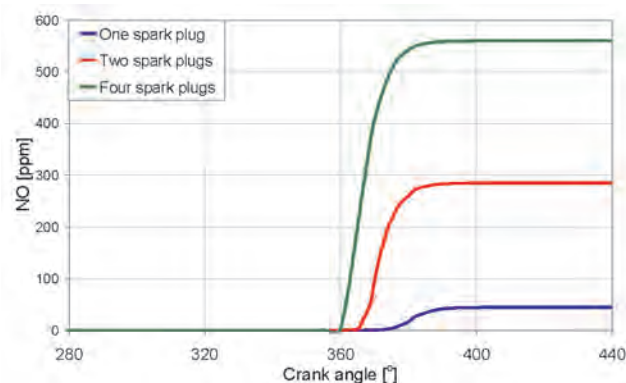


Fig. 15. Variations of NO concentration (mean values for cylinder volume) for  $\lambda = 1.8$

Rys. 15. Zmiany stężenia NO (wartości średnie dla całej objętości cylindra) dla  $\lambda = 1,8$

Zwiększenie liczby świec zapłonowych do dwóch powoduje wprowadzić ponad sześciokrotny przyrost NO, w porównaniu do układu z jedną świecą, ale zawartość tlenku azotu na poziomie niższym od 300 ppm jest wynikiem zadowalającym. Wynik ten jest na poziomie stężenia  $\text{NO}_x$  w

Increasing the number of active spark plugs to two causes the six times increase in NO concentration in comparison with single ignition point but the NO concentration is at the level lower than 300 ppm, which is acceptable. This result is at the level of NO<sub>x</sub> concentration in the 8A20G engine manufactured by H.Cegielski–Poznań S.A. fuelled by biogas of approx. 65% CH<sub>4</sub> containment and operating at  $\lambda = 1.45$  [5]. It has to be mentioned that the KIVA software generates nitric oxide NO concentration and the main containment of NO<sub>x</sub> measured in the exhaust duct of the test engine is nitric oxide NO. The other component is NO<sub>2</sub>, which occurs at low concentration.

Fuelling the engine model with mixture of  $\lambda = 1.8$  results in the decrease of CO<sub>2</sub> emission by approx. 17% in comparison with the other analyzed mixture composition. The carbon dioxide concentration was 5.8% (Fig. 16).

The maximal values of CO<sub>2</sub> concentration were obtained earlier along with increasing the number of ignition points. The difference in crank angle is 19° for two spark plugs and 24° for four spark plugs in comparison with single spark plug.

The obtained results of CO<sub>2</sub> formation at  $\lambda = 1.8$  are at significantly lower level than the containment of this compound in the exhaust gases of earlier mentioned 8A20G engine, which was operating in the sewage treatment plant WARTA S.A. in Częstochowa. The carbon dioxide emission for this engine was at the level of 10% [5], so more than 70% greater than the results of numerical analysis.

## 5. Conclusions

The results of 3D modelling of methane combustion in multipoint ignition engine showed, that using more ignition points in case of very lean mixtures ( $\lambda = 1.8$ ) can be purposeful.

Multipoint ignition in case of richer mixtures ( $\lambda = 1.45$ ) caused very significant increase in NO emission, which gained even 70% for four spark plugs. The difference in maximal values of pressure and temperature was insignificant. High values of pressure growth speed (maximal value of 1 MPa/°) can lead to noisy and hard engine operation.

The configuration with two active spark plugs turned out to be the most favourable in case of air excess factor equal 1.8. More than two times increase in pressure growth speed up to value 0.43 MPa/° at 367° CA was obtained in comparison with single spark plug. The differences were not such rapid as in the previous case. The obtained value of  $dp/d\phi$  is very similar to pressure growth speed (0.45 MPa/°) that occurred for mixture of  $\lambda = 1.45$ . The maximal values of pressure and temperature for the configuration with two spark plugs at  $\lambda = 1.8$  and the single spark plug configuration at  $\lambda = 1.45$  are similar to each other. It can be stated that using two ignition points in case of methane-air mixture of  $\lambda = 1.8$  generates similar engine work parameters as in the case of fuelling the engine with richer mixtures of  $\lambda = 1.45$ . The differences that occur are favourable for the leaner mixture and two spark plugs – almost nine times lower NO emission and 20% lower CO<sub>2</sub> concentration in exhaust gases.

spalinach rzeczywistego silnika 8A20G, produkcji H.Cegielski–Poznań S.A., zasilanego biogazem o zawartości CH<sub>4</sub> na poziomie ok. 65%, a pracującego przy  $\lambda \approx 1,45$  [5]. Należy tutaj nadmienić, że program KIVA w swych wynikach podaje zawartość NO, jednak głównym składnikiem związków NO<sub>x</sub> mierzonych w kanale wylotowym silnika jest właśnie tlenek azotu; towarzyszący mu dwutlenek azotu NO<sub>2</sub> osiąga niewielkie stężenie.

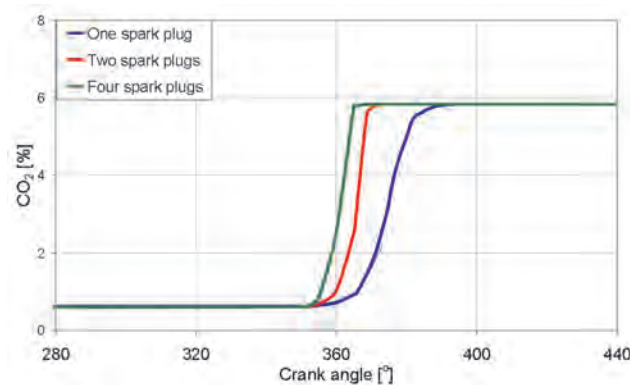


Fig. 16. Variations of CO<sub>2</sub> concentration (mean values for cylinder volume) for  $\lambda = 1.8$

Rys. 16. Zmiany stężenia CO<sub>2</sub> (wartości średnie dla całej objętości cylindra) dla  $\lambda = 1,8$

Zasilanie modelu silnika mieszanką o  $\lambda = 1,8$  skutkuje spadkiem emisji CO<sub>2</sub> o ok. 17%, w porównaniu do poprzedniego przypadku składu mieszanki. Stężenie dwutlenku węgla osiągnęło wartość równą 5,8% (rys. 16).

Im więcej punktów zapłonu, tym CO<sub>2</sub> osiąga wcześniej swoje maksymalne stężenie i w porównaniu do układu z jedną świecą, różnica w kącie obrotu wału korbowego wynosi odpowiednio 19° dla dwóch świec oraz 24° dla czterech świec zapłonowych.

Otrzymane wyniki analizy tworzenia CO<sub>2</sub> przy  $\lambda = 1,8$  są na znacznie niższym poziomie niż zawartości tego składnika w spalinach wspomnianego wcześniej silnika 8A20G, który pracował w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie. Emisja dwutlenku węgla dla tego silnika była na poziomie 10% [5], więc o ponad 70% więcej niż otrzymano podczas analizy numerycznej.

## 5. Podsumowanie

Wyniki trójwymiarowego modelowania procesu spalania metanu w silniku z zapłonem wielopunktowym wykazały, że celowe może być zastosowanie większej liczby punktów zapłonu podczas spalania mieszanki o znacznym zubożeniu –  $\lambda = 1,8$ .

Zastosowanie zapłonu wielopunktowego przy mieszankach bogatszych ( $\lambda = 1,45$ ) powodowało bardzo duży wzrost emisji NO w spalinach, sięgający nawet 70% dla czterech świec zapłonowych. Natomiast różnica w maksymalnych wartościach ciśnienia i temperatury była niewielka, a dość duże wartości szybkości narastania ciśnienia, wynoszące maksymalnie ok. 1 MPa/°, mogą przyczyniać się do zbyt hałaśliwej i twardej pracy silnika.

Two spark plugs in cylinder allow to sustain the basic engine work parameters while fuelling it with mixture of more than 20% higher air excess factor. Simultaneously, significantly lower nitric oxide and carbon dioxide emission is obtained.

Paper reviewed

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

OWK	crank angle degree/kąt obrotu wału korbowego
$\lambda$	air excess number/współczynnik nadmiaru powietrza
NO	nitric oxide/tlenek azotu
CO <sub>2</sub>	carbon dioxide/dwutlenek węgla
dp/d $\phi$	pressure growth speed/szybkość narastania ciśnienia

Dla  $\lambda = 1,8$  najkorzystniejsza okazała się konfiguracja dwóch świec zapłonowych. W porównaniu z układem jednoświecowym otrzymano ponad dwukrotny przyrost szybkości narastania ciśnienia, do wartości 0,43 MPa<sup>o</sup> przy 367° OWK, a zmiany te nie były już tak gwałtowne jak w poprzednim przypadku. Uzyskana wartość dp/d $\phi$  jest bardzo zbliżona do przyrostu ciśnienia (0,45 MPa<sup>o</sup>), jaki wystąpił przy spalaniu mieszanki o  $\lambda = 1,45$ . Równocześnie wartości maksymalne ciśnienia i temperatury dla dwuświecowej konfiguracji przy  $\lambda = 1,8$  i dla układu jednoświecowego przy  $\lambda = 1,45$  są do siebie zbliżone. Można stwierdzić, że zastosowanie dwóch punktów zapłonu, podczas spalania mieszanki metanu z powietrzem o  $\lambda = 1,8$ , daje zbliżone parametry pracy modelu silnika do przypadku zasilania mieszanką bogatszą o  $\lambda = 1,45$ . Różnice, jakie występują, przemawiające na korzyść mieszanki uboższej i dwóch świec zapłonowych, to prawie dziewięciokrotnie mniejsza emisja NO oraz zmniejszona o 20% zawartość CO<sub>2</sub> w spalinach modelu silnika.

### Bibliography/Literatura

- [1] Abraham J., Magi V.: GMV, Mesh Viewer General, Los Alamos National Laboratory LA-UR-952986, March 1995.
- [2] Amsden A.A.: KIVA-3V: A block-structured computer program for 3-D fluid flows with valves, chemical reactions, and fuel sprays, Los Alamos National Laboratory, Group T-3, March 1997.
- [3] Badyda K., Lewandowski J.: Obciążenie środowiska naturalnego wynikające z wykorzystania gazu w rozproszonych silowniach, Materiały międzynarodowej konferencji „Ekologiczne aspekty wytwarzania energii elektrycznej”, Warszawa 2001.
- [4] Badyda K.: Możliwości zagospodarowania gazu kopalnianego w Polsce dla celów energetycznych, Energetyka, czerwiec 2008.
- [5] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J.: Wpływ katalizatora oksydacyjnego na toksyczność spalin silnika gazowego 8A20G, V Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Silniki gazowe 2000 – konstrukcja, badania, eksploatacja”. Politechnika Częstochowska 2000.
- [6] Cupiał K., Kociszewski A., Jamrozik A.: Multipoint spark ignition engine operating on lean mixture, Teza Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa, PAN oddział w Lublinie, tom III, Lublin 2003, s. 70-78.
- [7] Jamrozik A.: Modelowanie procesu tworzenia tlenku azotu w komorze spalania gazowego silnika. VII Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Silniki gazowe 2006 – konstrukcja, badania, eksploatacja, paliwa odnawialne”. Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej, Mechanika 26, 2006.
- [8] Kesler M., Leżański T., Rychter T., Wolański P.: System spalania o zapłonie strumieniowym – analiza teoretyczna i badania silnikowe, International Scientific Conference on Internal Combustion Engines KONES'93, Gdańsk – Jurata 1993.
- [9] Kociszewski A., Cupiał K., Jamrozik A.: Możliwości spalania gazowych mieszanek zubożonych w silniku ZI, Journal of KONES, Internal Combustion Engines, Vol. 11, No. 1-2, 2004.
- [10] Kociszewski A., Jamrozik A., Sosnowski M., Tutak W.: Simulation of combustion in multi spark plug engine in KIVA-3V, Silniki Spalinowe/Combustion Engines, Mixture Formation Ignition & Combustion, 2007-SC2, 2007.
- [11] Kociszewski A.: Spalanie mieszanek homogenicznych w silniku tłokowym z zapłonem wielopunktowym, Praca doktorska, Politechnika Częstochowska 2004.
- [12] Meyer R.C., Meyers D.P., King S.R., Liss W.E.: Effects of spark plug number and location in natural gas engines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 114, 1992.
- [13] Quader A.A.: Lean combustion and the misfire limit in spark ignition engines, SAE Paper 741055, 1974.
- [14] Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1990.
- [15] Sosnowski M.: Modelowanie i analiza przebiegu wyładowania iskrowego w silniku z zapłonem wymuszonym, Praca doktorska, Częstochowa 2008.
- [16] Sosnowski M.: Modelling of Combustion in SI Engine Using Different Ignition Models, Teza Komisji Motoryzacji PAN, 2008
- [17] Sosnowski M.: Modelowanie procesu inicjacji zapłonu w silniku ZI, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej nr 301, Mechanika z. 80, 2005.
- [18] Tecplot Inc.: Tecplot 360 User's Manual, Bellevue 2006.
- [19] Yamamoto H., Horita S., Matsuoka T.: Surrounding combustion process (SCP) – new concept for lean burn engine, SAE Paper 920058, 1992.

Mr. Arkadiusz Kociszewski, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of Częstochowa University of Technology.

Dr inż. Arkadiusz Kociszewski – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Częstochowskiej.

e-mail: [kocisz@imc.pcz.czyst.pl](mailto:kocisz@imc.pcz.czyst.pl)



## The assessment of the usefulness of selected functions in the description of the flow characteristics of a throttle body

*The paper presents a comparison of selected functions used in the description of the flow characteristics of a throttle body. The purpose of the performed analysis was to select functions that would represent the throttle flow capacity with the smallest possible error. Such characteristics are used in the modeling of the engine operation and very often influence the final effect of the mixture composition by e.g. setting a stoichiometric mixture. If, at a set throttle angle the stream of air mass is erratically defined then at the set fuel mass we shall receive an improper exhaust composition, which in modern engine designs is decisive in terms of proper engine operation. Indeed, in a real engine, the ECU based on the oxygen sensor feedback will adjust the fuel mass, but it is far better to double check the process of mixture formation rather than correct the consequences of its improper formation.*

Keywords: combustion engine, fuel delivery system, throttle body, research

### Ocena przydatności wybranych funkcji do opisu charakterystyki przepływowej przepustnicy

*W artykule przedstawiono porównanie wybranych funkcji stosowanych do opisu charakterystyki przepływowej przepustnicy. Celem przeprowadzonej analizy było wytypowanie funkcji, która z najmniejszym błędem będzie odwzorowywała przepustowość przepustnicy. Tego typu charakterystyki wykorzystywane są w modelowaniu działania silnika i bardzo często wpływają na efekt końcowy, np. poprzez zadanie stechiometrycznego składu mieszaniny paliwa na skład spalin. Jeżeli przy założonym kącie otwarcia przepustnicy błędnie zdefiniuje się strumień masy powietrza, to przy założonej masie paliwa otrzymamy nieadekwatny skład spalin, co w obecnych konstrukcjach jest czynnikiem decydującym dla poprawnej pracy silnika. Wprawdzie w rzeczywistym silniku układ elektronicznego sterowania w oparciu o odczyt sygnału czujnika obecności tlenu w spalinach dokona korekty masy paliwa w pętli sprzężenia zwrotnego, lecz lepiej jest prowadzić proces tworzenia mieszaniny paliwa poprawnie niż korygować jego skutki.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, układ zasilania, przepustnica, badania

### 1. Introduction

In the simulation research (modeling) of any actual process i.e. a process that takes place in the intake system of an engine an appropriate nominal model has to be assumed that in relation to the physical phenomena is called a physical model. The next step is the formal mathematical description of the phenomena leading to the development of a mathematical model with the possibility of obtaining of the results with the use of computers (simulation).

Currently, there is a plethora of available software allowing a flow simulation as shown in [8]. The mathematical models that are used for this process can be divided into: zero-dimensional, mono-dimensional and multidimensional. Very often, in less complex models, where own components are implemented (equations) it is necessary to know the characteristics of individual components, whose adequacy to the model description significantly influences the quality of the simulation results [1, 9]. That is why an attempt has been made to compare the usefulness of the selected functions in the description of the flow characteristics of a throttle body.

### 2. The object and methodology of the investigations

The objects of the investigations were three throttle bodies different in terms of design. The technical specifications and the applications of the throttle bodies have been presented in [10]. The dimension have been shown in Table 1.

### 1. Wstęp

W badaniach symulacyjnych (modelowaniu) każdego rzeczywistego procesu, a więc i procesów zachodzących w układzie dolotowym silnika, podstawowym zagadnieniem jest przyjęcie odpowiedniego modelu nominalnego, który w odniesieniu do zjawisk fizycznych jest nazywany modelem fizycznym. Następnym krokiem jest formalny opis matematyczny przyjętych zjawisk, prowadzący do powstania modelu matematycznego z możliwością uzyskania wyników przy użyciu techniki komputerowej (symulacji).

Obecnie „rynek” oprogramowania pozwalającego przeprowadzić symulację przepływu jest dość obszerny, co przedstawiono w pracy [8]. Modele matematyczne, które są do tego celu wykorzystywane można podzielić na: zero-wymiarowe, jednowymiarowe i wielowymiarowe. Bardzo często w modelach mniej skomplikowanych, w których implementuje się własne komponenty (równania) niezbędna jest znajomość charakterystyk poszczególnych elementów składowych, których adekwatność do opisu modelowego procesu w istotny sposób wpływa na jakość wyników symulacji [1, 9]. Dlatego podjęto próbę porównania przydatności wybranych funkcji do opisu charakterystyki przepływowej przepustnicy.

### 2. Przedmiot i metodyka badań



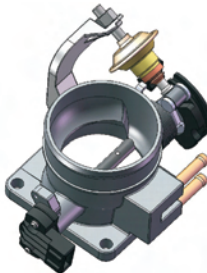
Przedmiotem badań były trzy różniące się konstrukcyjnie podzespoły przepustnic. Opis techniczny oraz ich

In order to determine the flow capacity of the investigated throttle bodies a dynamic method was used consisting in determining of the courses of the pressure changes in time in the measurement chamber (a mass flow meter), where in the flow trajectory, triggered by the difference in pressures (chamber vs. ambient pressure), an obstacle in the form of an adjustable throttle body is provided. The methodology has been described in detail in [10]. In the case of the investigation of pneumatic systems a method of determining of flow losses [3] is also used or the method using the mass flow meters ISO 6358 [4], but it is applied only in pipelines and brake systems.

zastosowanie przedstawiono w pracy [10]. Podstawowe wymiary zestawiono w tabeli 1.

Do wyznaczenia przepustowości przepustnicy w badaniach wykorzystano metodę dynamiczną, polegającą na wyznaczaniu przebiegów czasowych zmian ciśnienia w zbiorniku pomiarowym (będącym przepływomierzem), gdzie na drodze przepływu wywołanego różnicą ciśnień zbiornik–otoczenie zadaje się zakłócenie w postaci przepustnicy z regulowanym stopniem uchylenia. Metodę badań szczegółowo opisano w pracy [10]. W przypadku badań układów pneumatycznych wykorzystywana jest również metoda wyznaczania współczynnika strat przepływu [3] lub

Table 1. Dimensions of the throttle bodies  
Tabela 1. Podstawowe wymiary badanych przepustnic

View/widok	Name/nazwa	Intake diameter/ średnica wlotu [mm]	Flap thickness/ grubość listka [mm]	Flap axle diameter/ średnica osi listka [mm]
	Classic/klasyczna	46	2	9.5
	Two stage/dwustopniowa	I stage/stopień – 15 II stage – 44	I stage – 1.5 II stage – 1.5	I stage – 8 II stage – 8
	With a profiled intake/ z profilowanym wlotem	64	2	10

The measurements were carried out at different throttle positions. In the identification process a model of adiabatic air filling of a constant volume chamber has been used (mass flow meter):

$$\frac{dp_d}{dt} = \frac{\kappa \cdot R \cdot T}{V_z} \cdot \left( (\mu A)_d \cdot \frac{p_a}{R \cdot T} \cdot v_{\max} \cdot \varphi_{\max}(\sigma) \cdot \varphi(\sigma) \right) \quad (1)$$

In the Matlab environment the experimental courses were compared with the model ones and, based on the comparison, flow capacity  $(\mu A)_d$  was determined with the use of non-

metoda wykorzystująca przepływomierze ISO 6358 [4], lecz znajduje ona zastosowanie w odniesieniu do rurociągów i układów hamulcowych.

Pomiary prowadzono przy różnych położeniach przepustnicy. W procesie identyfikacji wykorzystano model adiabaticznego napełniania powietrzem stałej objętości zbiornika pomiarowego (przepływomierza) – równanie (1).

W środowisku Matlab porównywano przebiegi doświadczalne z modelowymi i na tej podstawie wyznaczano przepustowość  $(\mu A)_d$ , wykorzystując regresję nieliniową, minimalizując metodą Nelder-Mead funkcję (2).

linear regression, minimizing the function by the method of Nelder-Mead:

$$FPE1 = \frac{m+1}{m(m-1)} \sum_{i=1}^m (p_d - p_m)^2 \quad (2)$$

The authors based their creation of the model courses on solving of a differential equation (1) with the Runge-Kutty method.

Determining of flow capacity ( $\mu A$ ) as a whole without a split into flow coefficient  $\mu$  and instantaneous flow area  $A$  was done because in the available literature an analytical determination of the instantaneous flow area constitutes a problem. The instantaneous flow area divides into sections depending on the throttle angle [9, 12]. This requires an addition of a correction coefficient that could be reflected in flow coefficient  $\mu$ . Adjusting both  $\mu$ , and  $A$  the authors decide to determine the flow capacity ( $\mu A$ ).

### 3. Results and analysis

Similarly to the identification of  $(\mu A)_d$  from the time courses as detailed in [10] in the throttle flow characteristics analysis the same procedures were used i.e. non-linear regression method, minimizing the FPE1 index with the simplex method of Nelder-Mead:

$$FPE1 = \frac{m+1}{m(m-1)} \sum_{i=1}^m ((\mu A)_d - (\mu A)_m)^2 \quad (3)$$

The index FPE2 representing the average error has been determined:

$$FPE2 = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m |(\mu A)_d - (\mu A)_m| \quad (4)$$

And the maximum FPE3 error value:

$$FPE3 = \text{MAX}|(\mu A)_d - (\mu A)_m| \quad (5)$$

An additional criterion of evaluation of the compatibility of the actual and model values was the non-linear regression coefficient adjusted to the degrees of freedom i.e. related to the number of significant coefficients of model and the number of points on the identified curve:

$$R^2 = 1 - \frac{m-1}{m-1} \cdot \frac{\sum_{i=1}^m ((\mu A)_d - (\mu A)_m)^2}{\sum_{i=1}^m ((\mu A)_d - \overline{(\mu A)_m})^2} \quad (6)$$

Out of many functions those that are used most frequently in the simulation tests were selected [2, 7, 12] and compared to the static functions [13] as the flow characteristics of the throttle is close to normal distribution.

W tworzeniu przebiegów modelowych opierano się każdorazowo na rozwiązywaniu równania różniczkowego (1) metodą Rungego-Kutty.

Wyznaczanie przepustowości ( $\mu A$ ) jako całości bez rozbitcia na współczynnik przepływu  $\mu$  i pole chwilowego przepływu  $A$  podyktowane było tym, iż w dostępnej literaturze analityczne wyznaczenie chwilowego pola przepływu sprawia duży problem. Pole chwilowego przepływu dzieli się na przedziały, w zależności od kąta otwarcia przepustnicy [9, 12]. Wymaga to wprowadzenia współczynnika korekcyjnego, który mógłby również znaleźć odzwierciedlenie we współczynniku przepływu  $\mu$ . Korygując zarówno  $\mu$ , jak też  $A$  zdecydowano się na wyznaczanie przepustowości ( $\mu A$ ).

### 3. Wyniki badań i analiza

Podobnie jak w przypadku identyfikacji  $(\mu A)_d$  z przebiegów czasowych, co szczegółowo przedstawiono w pracy [10], również w analizie charakterystyk przepływowych przepustnic wykorzystano te same procedury, tj. metodę regresji nieliniowej, minimalizując metodą sympleksu Nelder-Meada wskaźnik FPE1 – równanie (3).

Wyznaczano wskaźnik FPE2 reprezentujący błąd średni (4) oraz maksymalną wartość błędu FPE3 (5).

Dodatkowym kryterium oceny stopnia dopasowania wartości rzeczywistych i modelowych był współczynnik regresji nieliniowej skorygowany na stopnie swobody, tj. odniesiony do liczby istotnych współczynników modelu i liczby punktów identyfikowanej krzywej (6).

Spośród wielu funkcji wybrano te stosowane najczęściej w badaniach symulacyjnych [2, 7, 12] i porównano je z funkcjami statystycznymi [13], gdyż charakterystyka przepływowa przepustnicy zbliżona jest do charakteru rozkładu normalnego.

Wykorzystane zależności przedstawiono w tabeli 2, gdzie zestawiono również wartości współczynników funkcji, dla których uzyskano minimalną wartość wskaźnika FPE1.

W porównaniu pominięto funkcję przedstawioną przez Idelchikę [5] z uwagi na pewne niedoskonałości w odwzorowaniu pełnego zakresu, związanym ze znacznymi rozbieżnościami w zakresie otwarcia maksymalnego, jak też funkcję przedstawioną przez Igarashiego, Inagakiego [6] z uwagi na znaczne skomplikowanie zależności, poprzez uwzględnienie wartości liczby Reynoldsa, co również sygnalizowano w pracy [11].

Analizując charakterystyki wszystkich trzech różniących się konstrukcyjnie przepustnic (rys. 1), można zauważyć, że permanentnie wykorzystywane w badaniach symulacyjnych funkcje Aquino [2] i Nyberga [7] (por. tab. 1) nie oddają w pełni charakterystyki przepływowej żadnej z nich, szczególnie w czasie ich pełnego otwarcia. Lepszą zgodność modelu z rzeczywistością reprezentuje funkcja przedstawiona przez Wendekera [12], w przypadku której błąd średni jest o ok. 30% mniejszy niż w dwóch poprzednich.

Zaproponowana funkcja Bella [13] ilościowo przedstawia się podobnie jak Wendekera [12], przy podobnym skomplikowaniu postaci.

Zaczerpnięte ze statystyki, wykorzystywane również w modelowaniu rozmytym układów elektronicznych funkcje

Table 2. Functions and the values of the coefficients  
Tabela 2. Zestawienie funkcji wraz z wartościami współczynników

Item	Name/nazwa	Function/postać funkcji	Values of the coefficients/wartości współczynników		
			Classic/klasyczna	Two stage/ dwuprzelotowa	With a profiled intake/ z profilowanym wlotem
1	Aquino [2]	$\mu A(\alpha) = \mu A_{\max} \cdot (a - \cos \alpha)$	a = 1.05098	a = 1.01445	a = 1.02461
2	Bell [13]	$\mu A(\alpha) = \frac{\mu A_{\max}}{1 + \left(\frac{\alpha - a}{b}\right)^2}$	a = 1.46781 b = 0.45077	a = 1.47435 b = 0.39253	a = 1.47435 b = 0.39253
3	Gauss 1 [13]	$\mu A(\alpha) = \mu A_{\max} \cdot e^{a(b-\alpha)^c}$	a = -1.90737 b = 1.51537 c = 1.67158	a = -2.35192 b = 1.50876 c = 1.60123	a = -1.72905 b = 1.69297 c = 2.79449
4	Gauss 2 [13]	$\mu A(\alpha) = \mu A_{\max} \cdot e^{a\left(\frac{\alpha-b}{c}\right)^2}$	a = -1.20387 b = 1.60314 c = 0.85072	a = -1.08523 b = 1.59309 c = 0.70462	a = -1.12412 b = 1.51273 c = 0.67235
5	Nyberg [7]	$\mu A(\alpha) = \mu A_{\max} (1 - \cos(a \cdot \alpha + b))$	a = 1.00237 b = 4.35306	a = 1.12159 b = -6.62452	a = 1.12005 b = -4.77014
6	Wendeker [12]	$\mu A(\alpha) = \mu A_{\max} \left(1 - e^{-a\left(\frac{\alpha}{b}\right)^c}\right)$	a = -0.17332 b = 0.59543 c = 3.05501	a = -0.66329 b = 1.01068 c = 3.90499	a = -0.11076 b = 0.60057 c = 3.82377

The used relations have been shown in Table 2 along with the values of the function coefficients for which the minimum value of the FPE1 was obtained.

In the comparison the function presented by Idelchik [5] has been omitted due to the shortcomings in the represen-

Gaussa 1 i 2 [13], ilościowo charakteryzują się najlepszą interpolacją w odniesieniu do charakterystyki przepływowej każdej z przepustnic, o czym świadczą wartości współczynników (tab. 3, rys. 2).

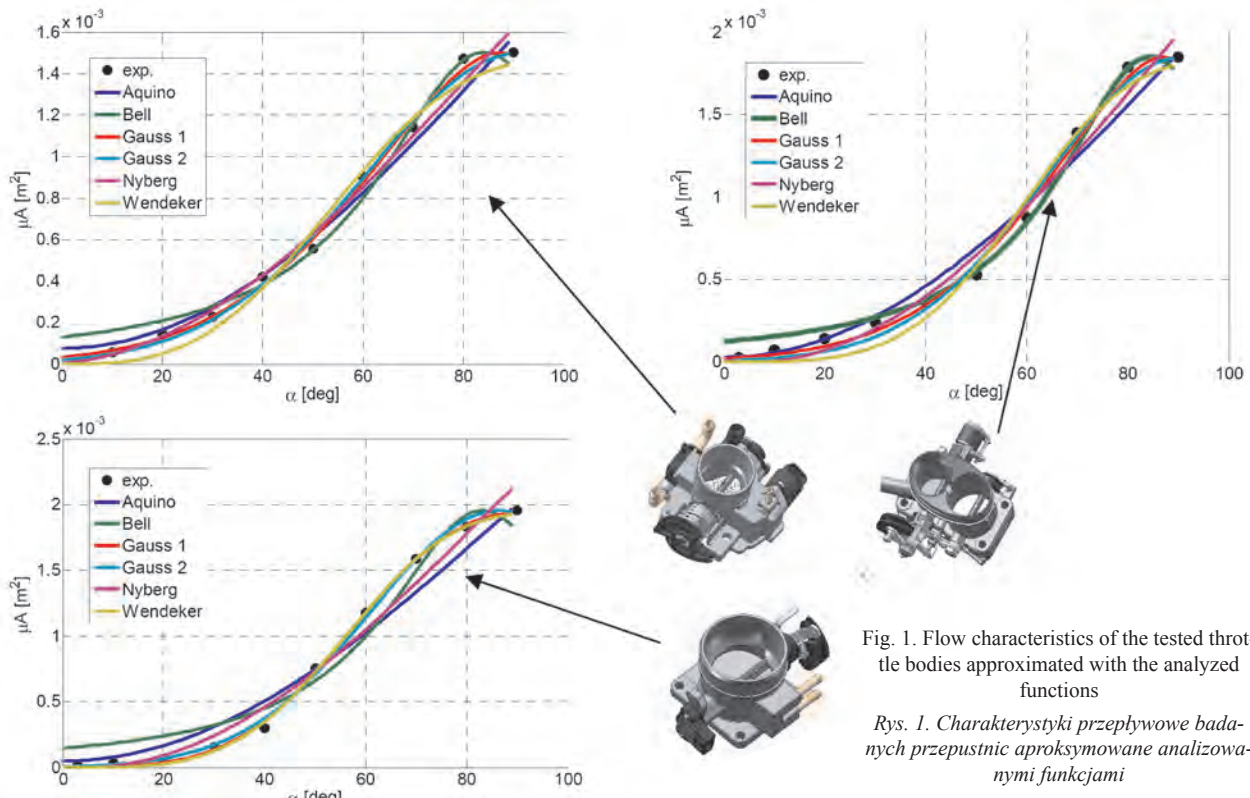


Fig. 1. Flow characteristics of the tested throttle bodies approximated with the analyzed functions

Rys. 1. Charakterystyki przepływowe badanych przepustnic aproksymowane analizowanymi funkcjami

tation of the full range related to significant discrepancies in the maximum opening as well as the function presented by Igarashi, Inagaki [6] due to the complexity of the relations due to the inclusion of the Reynolds number which was also indicated in paper [11].

Analyzing the characteristics of all three differently designed throttle bodies (Fig. 1) we can see that the Aquino [2] and Nyberg [7] (see Tab. 1) functions permanently used on the tests do not fully reflect the flow characteristics of any of them when fully opened. A better model compatibility with the reality represents the function presented by Wendeker [12] for which the average error is approximately 30% lesser than in the two previous ones.

The proposed Bell function [13] is similar to the Wendeker function [12] in terms of quantity at a similar form complexity.

The Gauss functions 1 and 2 [13], taken from the statistics, used in fuzzy modeling of electronic systems in terms of quantity are characterized with the best interpolation in relation to the flow characteristics of any of the throttle bodies, which is confirmed by the value of the coefficients (Tab. 3, Fig. 2).

Particularly the Gauss function 1 [13] is characterized with a half lower average error and the average value of the non-linear regression coefficient was above 0.997.

Table 3. Quantitative assessment of the identification

Tabela 3. Ocena ilościowa identyfikacji

Item	Name/nazwa	Values of the coefficients/wartości współczynników			
		FPE1 [m <sup>4</sup> ]	FPE2 [m <sup>2</sup> ]	FPE3 [m <sup>2</sup> ]	R <sup>2</sup> [-]
1	Aquino [2]	8.21E-06	8.57E-05	21.37E-05	0.973643
2	Bell [13]	7.67E-06	8.31E-05	13.13E-05	0.981768
3	Gauss 1 [13]	1.33E-06	3.22E-05	5.72E-05	0.997944
4	Gauss 2 [13]	2.33E-06	3.63E-05	7.97E-05	0.995995
5	Nyberg [7]	7.56E-06	7.37E-05	16.25E-05	0.983427
6	Wendeker [12]	5.33E-06	5.47E-05	10.34E-05	0.991066

Szczególnie funkcja Gauss 1 [13] charakteryzuje się o połowę mniejszym błędem średnim, z kolei wartość średnia współczynnika regresji nieliniowej wyniosła powyżej 0,997.

#### 4. Podsumowanie

Przedstawione porównanie funkcji miało na celu wytypowanie tej, która z najmniejszym błędem opisze charakterystyki przepływowe wybranych typów przepustnic. Jak widać, stosowane w modelowaniu funkcje Aquino [2],

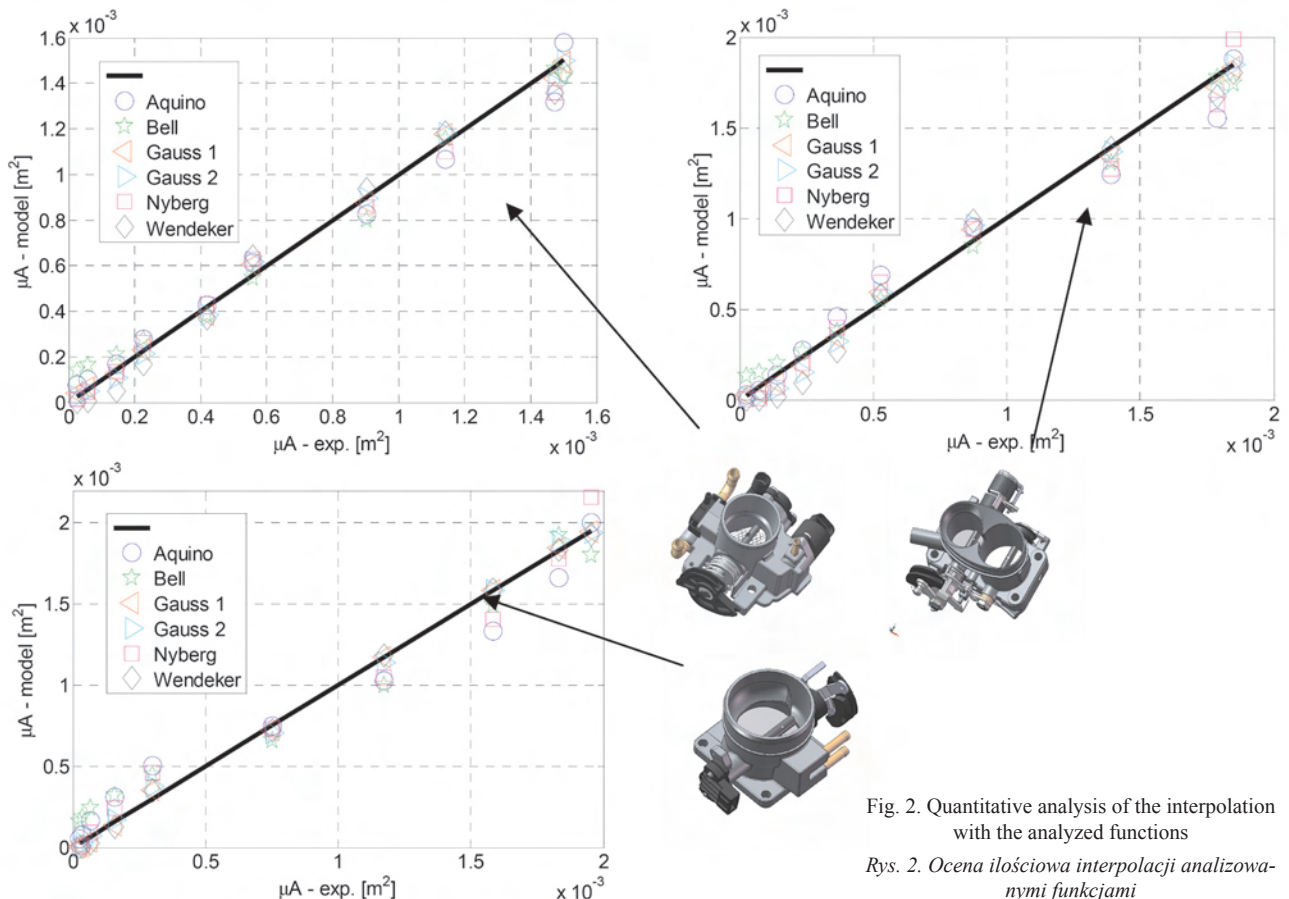


Fig. 2. Quantitative analysis of the interpolation with the analyzed functions

Rys. 2. Ocena ilościowa interpolacji analizowanymi funkcjami

#### 4. Conclusions

The presented comparison of the functions aimed at selecting the one that would describe the flow characteristics of the selected throttle bodies with the smallest possible error. As we can see the Aquino [2], Nyberg [7] and Wendeker [12] functions used in modeling allow a description of the flow properties, though simplified. The proposed static functions, Gauss 1 [13] in particular allowed an obtaining of an approximately 50% lesser average error. The main criterions in the comparison were the values of the coefficients not the complexity of the model structure.

Nyberga [7] i Wendekera [12] pozwalają na opis właściwości przepływowych, lecz z pewnym uproszczeniem. Zaproponowane funkcje statystyczne, szczególnie Gauss 1 [13], pozwoliły na otrzymanie o ok. 50% mniejszego błędu średniego. Głównym kryterium w porównaniu były wartości współczynników, a nie skomplikowanie struktury modelu.

Paper reviewed

#### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

A	free flow area/ <i>pole swobodnego przepływu</i> [m <sup>2</sup> ]
FPE1	index – prediction error/ <i>wskaźnik – błąd predykcji</i> [Pa <sup>2</sup> ]
FPE2	average error/ <i>błąd średni</i> [Pa]
FPE3	maximum error/ <i>błąd maksymalny</i> [Pa]
R2	non-linear regression coefficient, adjusted to the degrees of freedom/ <i>współczynnik regresji nieliniowej, poprawiony na stopnie swobody</i>
l	a number of significant model coefficients/ <i>liczba istotnych współczynników modelu</i>
m	number of points of the identified curve/ <i>liczba punktów zidentyfikowanej krzywej</i>
p <sub>a</sub>	ambient pressure/ <i>ciśnienie atmosferyczne</i> [Pa]
p <sub>d</sub>	measurement chamber pressure determined experimentally/ <i>ciśnienie w zbiorniku pomiarowym wyznaczone drogą doświadczalną</i> [Pa]
p <sub>m</sub>	measurement chamber pressure determined through a model/ <i>ciśnienie w zbiorniku pomiarowym wyznaczone drogą modelową</i> [Pa]
R	gas constant for air/ <i>stała gazowa, dla powietrza</i> R = 287.9 [J/(kg K)]
T	air temperature before obstacle/ <i>temperatura powietrza przed oporem</i> [K]

V <sub>z</sub>	measurement chamber volume/ <i>objętość zbiornika pomiarowego</i> [m <sup>3</sup> ]
v <sub>m</sub>	sound dissipation velocity in a stationary gas/ <i>prędkość rozchodzenia się dźwięku w nieruchomym gazie</i> v <sub>m</sub> = √κ · R · T
κ	adiabate/ <i>wykładnik adiabaty</i> κ = 1.405
μ	flow coefficient/ <i>współczynnik przepływu</i>
μA <sub>d</sub>	flow capacity determined experimentally/ <i>przepustowość wyznaczona drogą doświadczalną</i> [m <sup>2</sup> ]
μA <sub>m</sub>	flow capacity determined through calculation/ <i>przepustowość wyznaczona drogą obliczeniową</i> [m <sup>2</sup> ]
φ(σ)	dimensionless flow function, form as per Miatluk-Avtuszko, adjusted by the author/ <i>bezwymiarowa funkcja przepływu, postać wg Miatluka-Avtuszko, skorygowana przez autora</i> [10], φ(σ) = 1.07 · $\frac{1-\sigma}{1.07-\sigma}$
φ <sub>max</sub> (σ)	maximum value of the St` Venant and Wantzel function/ <i>wartość maksymalna funkcji St` Venanta i Wantzela</i> φ <sub>max</sub> = $\sqrt{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$

#### Bibliography/Literatura

- [1] Aono T., Kowatari T.: Throttle – Control Algorithm for Omproving Engine Response Based on Air – Intake Model and Throttle – Responnse Model, IEEE Transations on Industrial Electronics, Vol. 53, No. 3, 2006.
- [2] Aquino C.S.: Transient A/F Control Characteristics of the 5 litre Central Injection Engine, SAE Paper 81094, 1981.
- [3] Dymenko S.K., Kurilenko A.A., Kolesnikov S.S.: Study of the Drag of a Thorttle in the Film Boling of a Cryogenic Liquid Flowing in a Horizontal Pipe, Plenum Publishing Corporation, 1983.
- [4] Kuroshita K., Sekiguihi Y., Oshiki K., Oneyama N.: Development of new test method for flow-rate characteristics of pneumatic components, Power Transmission and Motion Control, University of Bath, 2004.
- [5] Idelchik I.E.: Handbook of Hydraulic Resistance (3<sup>rd</sup> Ed.), Chapter 9, New York, Begell House, 1996.
- [6] Igarashi T., Inagaki S.: Hydraulic Losses of Flow Control Devices in Pipes, JSME International Journal, Series B, 38, 3, 1995.
- [7] Nyberg M.: Model Based Falut Diagnosis – Methods, Theory, and Automotive Engine Applications, Linus & Linnea AB, ISBN 91-7219-521-5, 1999.
- [8] Rawski F., Szpica D.: Symulacyjne metody badań układów dolotowych tłokowych silników spalinowych, Przegląd Mechaniczny nr 2, 2005.
- [9] Scherer M., Arndt C., Loffeld O.: Influence of Manifold Pressure Pulsations to Mean Value Models in Air Fuel Ratio Control, MED–5–1997.
- [10] Szpica D.: Badanie przepustowości podzespołów przepustnic silników spalinowych o ZI, Silniki Spalinowe nr 2, 2009.
- [11] Wojtkowiak J., Oleśkiewicz-Popiel Cz.: Investigations of Butterfly Control Valve Flow Characteristics, Fundations of Civil and Enviromental Engineering, House of Poznan University of Technology, 2006.
- [12] Wendeker M.: Sterowanie napełnieniem w silniku samochodowym, Wyd. Lubelskiego Towarzystwa Naukowego, Lublin 1999.
- [13] <http://powerelectronics.tkk.fi/education/s8127/ex.pdf>, 2008.

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

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

e-mail: [dszpica@pb.bialystok.pl](mailto:dszpica@pb.bialystok.pl)



## A growing position of methanol and hydrogen as energy carriers in the global economy

*The changes taking place in the pool of materials available for the production of energy carriers and for the global chemical industry have been characterized. The report was prepared with due consideration of the growing population of our planet and the development of our civilization. The hydrogen production methods have been described. Subsequently, the research findings have been provided on catalytic hydrogenation of carbon dioxide to methanol and hydrocarbons in the Fischer-Tropsch synthesis process.*

Key words: *methanol, hydrogen, global economy*

### Rosnąca pozycja metanolu i wodoru jako surowców energetycznych w gospodarce światowej

*W artykule scharakteryzowano zachodzące zmiany bazy surowcowej do wytwarzania nośników energii oraz dla światowego przemysłu chemicznego, równoległe do rosnącego zaludnienia planety i rozwoju naszej cywilizacji. Opisano metody produkcji wodoru, zaprezentowano wyniki badań nad katalitycznym uwodornianiem ditlenku węgla do metanolu oraz węglowodorów metodą Fischera-Tropscha.*

Słowa kluczowe: *metanol, wodór, gospodarka światowa*

#### 1. Introduction

For many thousand years humanity has fulfilled its energy needs through biomass available in their natural habitat and cultivated through agriculture. A step forward in the development of our civilization was the use of the wind and tidal energy. Until the XIX century renewable energy resources constituted the basics in the developing world economics. Only the industrial revolution contributed to the rapid and multi directional application of coal in both power engineering and industry – mainly steelworks and chemical industry – for a variety of every day applications (medicines, paints, fertilizers, fibers, building materials etc.) In the last century the position of coal gradually weakened and gave way to crude oil and natural gas that were, at that time, relatively cheap and turned out to be highly economically effective materials in processing for power engineering and more widely, for the world economy. When the prices of crude oil began to grow in comparison to other nonrenewable energy carriers (this was related to the fact that the resources of crude oil are much smaller than those of coal and gas including hydrates), the technology of coal and gas refinement grew in popularity worldwide [1, 7]. This is presented in Fig. 1 and 2.

Currently, we use as much crude oil per annum as the amount of biomass processed in the soil in the period of a million years. At such a tremendous rate of exploitation of these crude oil natural resources it will be available for merely a few generations. In the years 1900-2000 the population of our planet grew 3.5 times and the use of primary energy carriers 13 times. When processing the nonrenewable energy carriers the emission of carbon dioxide grows. Currently, the emission of this toxic gas exceeds 24 billion tons per annum [2, 6].

#### 1. Wprowadzenie

Ludzkosc przez wiele tysiącleci zaspokajala swoje potrzeby surowcowo-energetyczne dostępną w otoczeniu oraz uprawianą w rolnictwie biomasa. Krokiem w rozwoju naszej cywilizacji bylo korzystanie z energii wiatru oraz wody. Do XIX wieku odnawialne źródła energii byly podstawą postępującego rozwoju gospodarki światowej. Dopiero rewolucja przemysłowa przyczynila się do szybkiego, wielokierunkowego zastosowania węgla tak w energetyce, jak i w przemyśle – głównie w hutnictwie oraz w przetwórstwie chemicznym – do różnorodnych wyrobów powszechnego użytku (lekarstwa, farby, nawozy, włókna, materiały budowlane itp.). Na przestrzeni minionego wieku malała jednak pozycja węgla na rzecz ropy naftowej oraz gazu ziemnego, które byly wówczas relatywnie tanie, a w dodatku okazaly się surowcami, które można przetwarzać z większą efektywnością ekonomiczną zarówno w energetyce, jak i w gospodarce światowej. Gdy ceny ropy naftowej – w stosunku do pozostałych, nieodnawialnych nośników energii – zaczęły szybko wzrastać, co wiąże się z tym, że jej zasoby są wielokrotnie mniejsze od zasobów węgla oraz gazu ziemnego (łącznie z jego hydratami), to technologie uszlachetniania tych ostatnich zaczęły bardzo zyskiwać na ogólnoswiatowym znaczeniu [1, 7]. Prezentują je rys. 1 i 2.

Obecnie zużywa się rocznie tyle ropy naftowej, ile biomasy w dalekiej przeszłości przetwarzalo się w nią w ziemi na przestrzeni około miliona lat. Przy tak ogromnym eksploataowaniu podziemnych i podmorskich zasobów ropy naftowej będzie ona dostępna tylko kilku pokoleniom. Zaludnienie naszej planety w latach 1900-2000 zwiększyło się 3,5-krotnie, a zużycie pierwotnych nośników energii w tym

The European Commission passed an Act dated 10.01.2007 on the limiting of the greenhouse effect to 2°C by 2020. The realization of this task requires a radical reduction in the emission of the greenhouse gases by 50%

czasie wzrosło 13-krotnie. Przetwarzając – i to w rosnącej wciąż masie – nieodnawialne nośniki energii, emituje się do atmosfery coraz większe ilości ditlenku węgla. Obecnie emisja tego gazu przekroczyła 24 miliardy ton rocznie [2, 6].

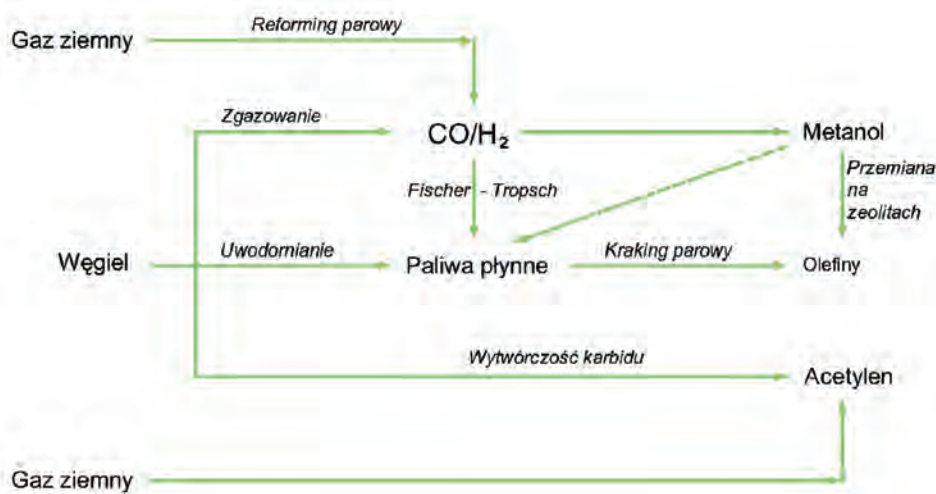


Fig. 1. Process operations for coal and natural gas conversion into liquid automotive fuels and to principal intermediates for the chemical industry [1]

Rys. 1. Operacje procesowe przetwarzania węgla oraz gazu ziemnego do płynnych paliw silnikowych oraz głównych półproduktów dla przemysłu chemicznego [1]

Komisja Europejska, uchwałą z dnia 10.01.2007 r., wnioskuje o ograniczanie globalnego ocieplania naszej planety do 2°C w perspektywie roku 2020 oraz dalszej. Realizacja tego zadania wymaga radykalnej redukcji emisji gazów cieplarnianych o 50% do 2050 r. – w tym w krajach rozwiniętych o 30% do roku 2020.

Uznano, że elementem koniecznych działań stają się prace badawczo-wdrożeniowe nad wydzielaniem ditlenku węgla z gazów przemysłowych oraz ze spalin wraz z jego transportem i składowaniem (sekwestracją) w formacjach geologicznych. Są to kosztowne oraz energochłonne procesy, które spowodują odczuwalny wzrost cen prawie wszystkich wyrobów

by 2050 – including economically developed countries by 30% by 2020.

finalnych. W dodatku te operacje nie zostały jeszcze w żadnym kraju sprawdzone na docelową skalę i nie wiadomo, czy są one bezpieczne w dłuższym czasie. W zaistniałej sytuacji trzeba w skali światowej, w krótszej oraz dłuższej

One of the vital elements are research and development works on the emission of carbon dioxide from industrial

gases and exhaust including such issues as its storage and sequestration in geological formations. These are costly and energy consuming processes that will inevitably result in higher prices of almost all the final products. What is more, these operations have not yet been fully verified in any of the participating countries and we do not know whether they are safe in the long run. In such a situation we have to take into consideration the production of

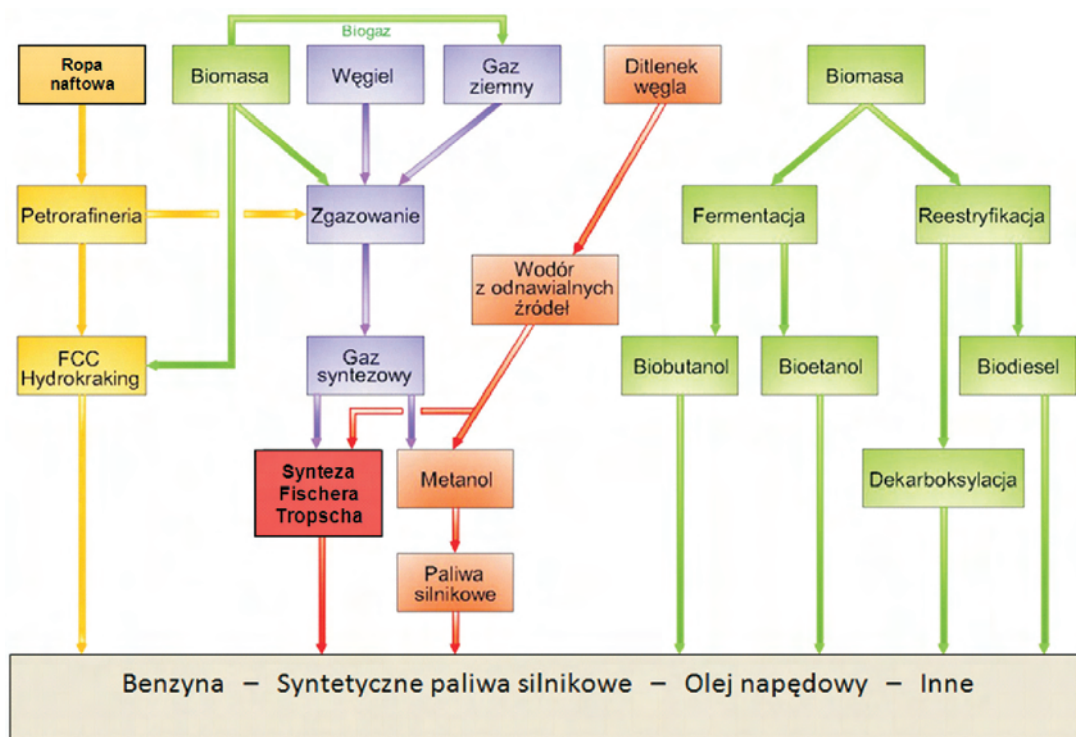


Fig. 2. Conversion of oil, coal, natural gas, biomass and carbon dioxide into liquid automotive fuels [7]

Rys. 2. Przetwarzanie ropy naftowej, węgla, gazu ziemnego, biomasy oraz ditlenku węgla do płynnych paliw silnikowych [7]

base chemicals and automotive fuels not only from coal, natural gas, crude oil and renewable sources but also from the waste carbon dioxide on a world scale in a short and long term prospect. The latter – according to the authors research – can be easily processed, with a high level of efficiency into methanol with the use of cheap hydrogen. Methanol itself is an automotive fuel and can be processed into:

- aromatic hydrocarbons,
- olefins,
- propylene,
- gasoline,
- dimethyl ether oligomers (a full value diesel fuel).

From CO<sub>2</sub> and H<sub>2</sub> we can produce hydrocarbons through catalytic chemical reaction by the method of Fischer-Tropsch, yet as compared to the synthesis of methanol, with a much lower efficiency, let alone the much sophisticated equipment.

## 2. Production of electrical energy and hydrogen

Coal, crude oils and natural gas, aside from the production of usable heat, are still the main basis for the production of electrical energy. To this group of raw materials we need to add tidal and nuclear, wind geothermal, photovoltaic and biomass energy.

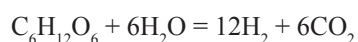
Power stations, based on the solar and wind energy operate with sizeable interruptions and different power levels. There may be numerous incidents of significant surplus of energy from these sources yet they are short in nature. There are many ways to effectively direct this energy in the world economy – production of hydrogen through water electrolysis. Hydrogen, is among other things a perfect automotive fuel – and it is extremely environment friendly.

Currently, the industry manufactures hydrogen from natural gas through catalytic steam reforming. For environmental reasons steam should be replaced with carbon dioxide even though carbon dioxide is less advantageous in terms of economy.

Much hydrogen is still manufactured through gasification of coal and heavy oils coming from the processing of crude oil. Another source of hydrogen is the coke oven gas.

Recently a process of photocatalytic water splitting into hydrogen and oxygen has been developed. The specialists in the world economy hope that upon its full exploration it will constitute a source of cheap hydrogen [5].

In the analysis of the processes of hydrogen production from biomass we can differentiate thermal and non-thermal processes. While direct gasification of biomass with oxygen and gasification of biomass with the use of water under supercritical parameters is a thermal process, photosynthetic and fermentation processes do not require much energy [8]. Biological processes (wet biomass) fall into that category. They do not require complex processing installations, which significantly influences its profitability. Here, hydrogen is produced from glucose being the main biomass component according to the reaction:



perspektywie czasowej, uwzględnić wytwarzanie bazowych chemikaliów, a także paliw silnikowych nie tylko z węgla, gazu ziemnego, ropy naftowej oraz odnawialnych źródeł energii, ale również z odpadowego w gospodarce ditlenku węgla. Ten ostatni – według badań autorów – można z taniem wodorem przetwarzać w bardzo prosty sposób z ogromną wydajnością na metanol. On sam jest paliwem silnikowym i bywa przetwarzany (między innymi) na:

- węglowodory aromatyczne,
- olefiny,
- propylen,
- benzynę,
- oligomery eteru dimetylowego, będące pełnowartościowym paliwem do silników wysokoprężnych.

Z CO<sub>2</sub> i H<sub>2</sub> można katalitycznie wytwarzać również węglowodory metodą Fischera-Tropscha, lecz w porównaniu z syntezą metanolu ze znacznie niższą wydajnością i w dodatku na bardziej skomplikowanych instalacjach.

## 2. Wytwarzanie energii elektrycznej oraz wodoru

Węgiel, oleje z ropy naftowej oraz gaz ziemny są wciąż jeszcze główną bazą wytwarzania energii elektrycznej obok ciepła użytkowego. Do tych surowców trzeba doliczyć energię wody oraz nuklearną, obok których rozwijają się: energetyka wiatrowa, geotermalna, fotowoltaiczna oraz wykorzystująca biomasę.

Elektrownie, bazując na promieniowaniu słonecznym i energii wiatru pracują z dużymi przerwami oraz z różną mocą. Liczne są, ale krótkotrwałe okresy, kiedy występują pokaźne nadwyżki energii elektrycznej z tych źródeł. Wśród rozmaitych procesów ich efektywnego zagospodarowania rosnące znaczenie w gospodarce światowej nabiera wytwarzanie wodoru na drodze elektrolizy wody. Wodór jest – między innymi – doskonałym paliwem dla silników samochodowych, a w dodatku nie szkodzi środowisku.

Obecnie wodór jest wytwarzany w gospodarce światowej przede wszystkim z gazu ziemnego na drodze katalitycznego reformingu parowego. Ze względów ekologicznych należy jak najszybciej zastąpić w tym procesie parę wodną ditlenkiem węgla i to mimo faktu, że ten bywa mniej korzystny ekonomicznie.

Wciąż jeszcze sporo wodoru wytwarza się na drodze zgazowania węgla oraz ciężkich olejów z przerobu ropy naftowej. Poza tym znaczną ilość wodoru uzyskuje gospodarka światowa z gazu koksowniczego.

Ostatnio odkryto proces bezpośredniego rozszczepiania wody do wodoru oraz tlenu z udziałem fotokatalizy – *photocatalytic water splitting*. Specjaliści gospodarki światowej wiążą z tą technologią przekonanie, że po jej pełnym rozpoznaniu uzyska się na tej drodze tani wodór [5].

Przy rozpatrywaniu wytwarzania wodoru z biomasy różni się procesy termiczne oraz nietermiczne. Podczas gdy bezpośrednie zgazowanie biomasy tlenem oraz zgazowanie z zużyciem wody w nadkrytycznych parametrach zalicza się do procesów termicznych, to obok nich dysponuje się technologiami fotosyntetycznymi oraz fermentacyjnymi, które nie wymagają wielkich ilości energii [8]. Do nich zaliczają się procesy biologiczne, przetwarzające zawadzioną biomasę.

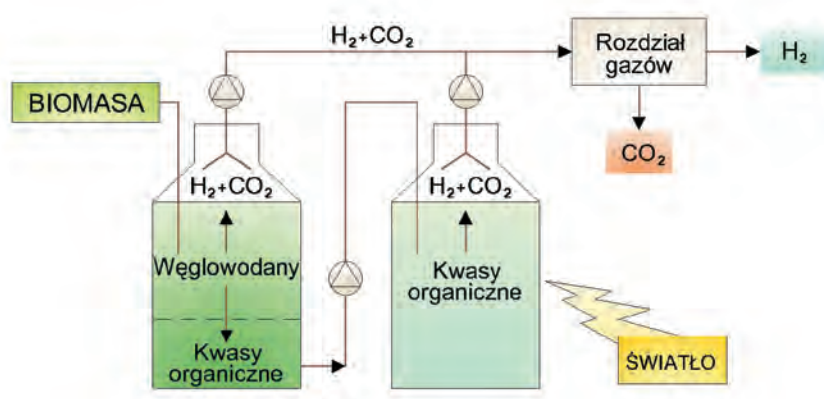
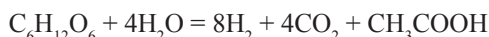


Fig. 3. Process diagram for conversion of wet biomass into hydrogen, via organic acids with the use of bacteria and light [8]

Rys. 3. Schemat aparatury przemiany zawadnionej biomasy na kwasy organiczne z udziałem bakterii oraz światła do wodoru [8]

It is generally known that there are microorganisms that, in the anaerobic process in mesophilic (25–40°C), thermophilic (40–65°C) and extremely thermophilic conditions (65–80°C) can process biomass into acetic acid and hydrogen. Besides, there are bacteria that can process organic acids into hydrogen through photosynthesis according to the reaction:



and



In a simple apparatus presented in Fig. 3.

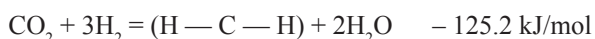
### 3. Catalytic synthesis of $\text{CO}_2 + 3\text{H}_2$ into methanol

Currently, in the world methanol is manufactured mainly through synthesis of  $\text{CO} + \text{H}_2$  with the use of copper catalysts where the substrates are: natural gas, coal, heavy remains of the vacuum crude oil distillation, a variety of biomass and certain organic waste. Yet, the problem of climate protection becomes a burning issue, that forces a quick reduction in the emission of carbon dioxide into the atmosphere. The solution to the problem lies in the idea of pumping of this greenhouse gas into the geological structures with the use of a variety of techniques. Most of these techniques are unfortunately very complex, costly and energy inefficient not to mention the fact that there is no certainty whether in the course of time  $\text{CO}_2$  will not penetrate back into the atmosphere.

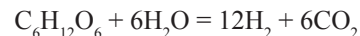
Based on the above logic, forms a concept of research on the processing of the waste carbon dioxide and hydrogen into both methanol and synthetic oil according to the reaction:



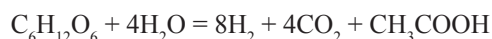
and



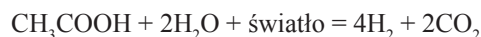
Nie wymagają one wielkich instalacji przetwórczych, co ma znaczący wpływ na ich opłacalność. Tu wódór uzyskuje się z glukozy, będącej głównym komponentem biomasy według reakcji:



Powszechnie wiadomo, że istnieją mikroorganizmy, które w procesie anaerobowym zarówno w warunkach mezofilowych (25–40°C), termofilowych (40–65°C), jak i ekstremalnie termofilowych (65–80°C) przetwarzają biomasę na kwas octowy i wódór. Poza tym istnieją bakterie, które przez fotosyntezę są w stanie przetwarzać kwasy organiczne na wódór według reakcji:



oraz



i to w prostej aparaturze, zaprezentowanej na rys. 3.

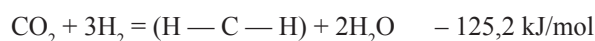
### 3. Katalityczna synteza $\text{CO}_2 + 3\text{H}_2$ do metanolu

Obecnie na świecie metanol wytwarza się głównie na drodze syntezy  $\text{CO} + \text{H}_2$  przy użyciu miedziowych katalizatorów, a surowcami są: gaz ziemny, węgiel, ciężka pozostałość z próżniowej destylacji ropy naftowej, różne rodzaje biomasy oraz określone odpady organiczne. Tymczasem szybko powiększa się problem ochrony klimatu, który wymusza jak najszybsze ograniczenie emisji ditlenku węgla do atmosfery. Rozwiązanie tego problemu sprowadza się przede wszystkim do włączania tego gazu cieplarnianego do struktur geologicznych różnymi technikami. Niestety, są one w większości skomplikowane, kosztowne oraz energochłonne, a także nie ma pewności, czy z biegiem czasu  $\text{CO}_2$  nie przeniknie z powrotem do atmosfery.

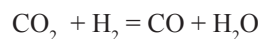
Na tle powyższego rozumowania wyłania się koncepcja badań nad przetwarzaniem odpadowego ditlenku węgla z wodorem, zarówno na metanol, jak i na ropę syntetyczną według reakcji:



oraz



przy czym tu występuje reakcja pośrednia



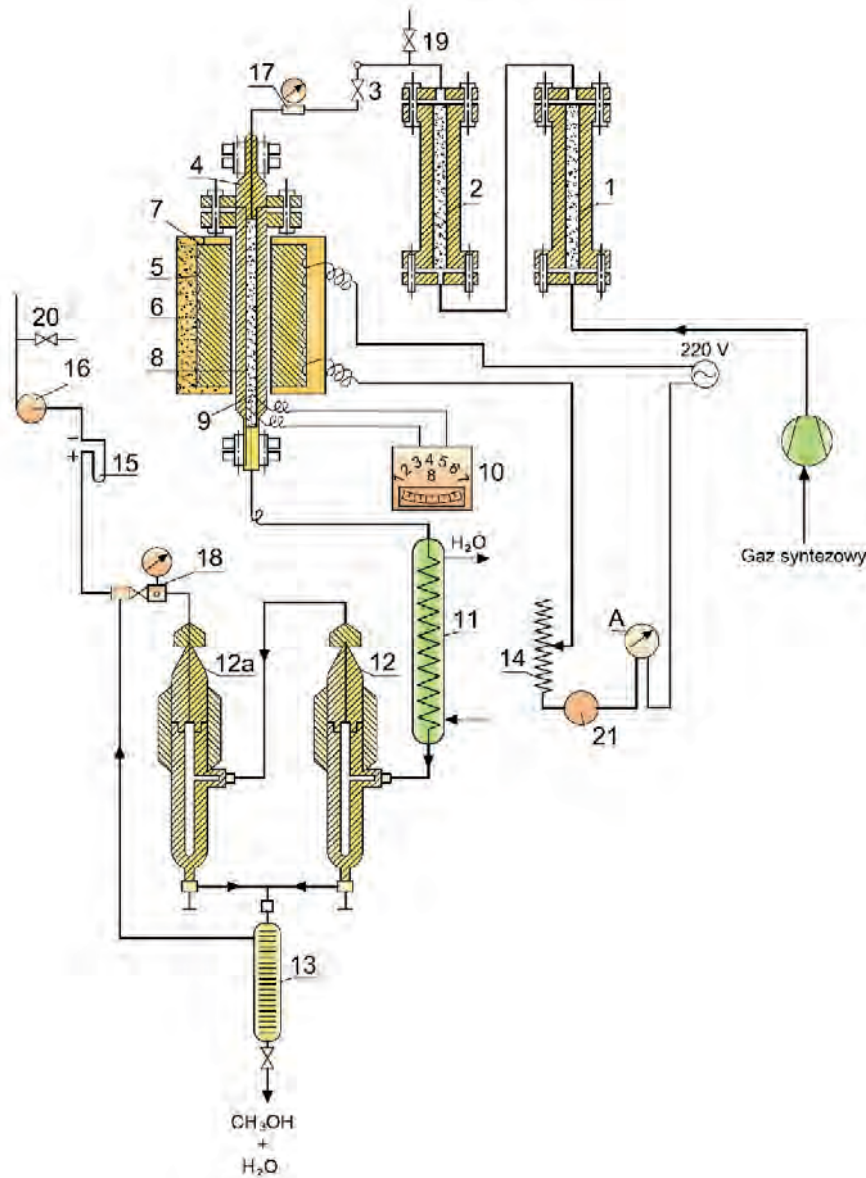
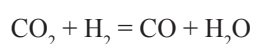


Fig. 4. A diagram of laboratory installation for the synthesis of methanol [4]: 1 – filter with copper chips, 2 – filter with activated carbon, 3 – needle valve, 4 – integral reactor, 5 – electric radiator, 6 – ceramic insulation coat, 7 – aluminium block, 8 – pressure reactionary pipe, 9 – thermocouple, 10 – temperature indicator and recorder (multipoint), 11 – condenser, 12, 12a – separator, 13 – methanol degassing reservoir, 14 – autotransformer, 15 – gas flow rate sensor, 16 – gas flow meter, 17, 18 – pressure sensor, 19, 20 – gas samples uptake to chromatograph, 21 – electric power supply

Rys. 4. Schemat laboratoryjnej instalacji do syntezy metanolu [4]: 1 – filtr z wiórami miedzianymi, 2 – filtr z węglem aktywnym, 3 – zawór iglicowy, 4 – reaktor całkowity, 5 – grzejnik elektryczny, 6 – ceramiczny płaszcz izolacyjny, 7 – blok aluminiowy, 8 – ciśnieniowa rura reakcyjna, 9 – termopara, 10 – wskaźnik i rejestrator temperatury (wielopunktowy), 11 – kondensator, 12, 12a – separatory, 13 – zbiornik degazacji metanolu, 14 – autotransformator, 15 – pomiar natężenia przepływu gazu, 16 – licznik przepływu gazu, 17, 18 – pomiar ciśnienia, 19, 20 – pobór próbek gazu do chromatografu, 21 – zasilanie elektryczne

in this example however an intermediate reaction occurs



Both main processes of the synthesis are heavily exothermic and practically in the industry they will be realized in reactors of a boiler type in a vertical configuration or in the

Obydwa główne procesy syntezy są silnie egzotermiczne i w praktyce przemysłowej będą realizowane w reaktorach o konstrukcji kotłowej w układzie pionowym lub w reaktorach z suspensyjną fazą katalizatora. W rurkach umieszcza się katalizator, na którym będzie przebiegał jeden z powyższych procesów, natomiast między rurkami znajduje się woda pod określonym ciśnieniem, która dzięki ciepłu wydzielonemu w reakcji syntezy  $\text{CO}_2 + \text{H}_2$  ulegnie zamianie w parę, niezbędną w każdej fabryce chemicznej.

Zastosowaną aparaturę badawczą dla syntezy  $\text{CO}_2 + \text{H}_2$  do metanolu zaprezentowano na rys. 4 i 5.

Reaktor wykonano ze stali austenicyzacyjnej 1H18N9T o średnicy 28/16 mm i wysokości 600 mm. Na nim znajduje się płaszcz aluminiowy ze spiralą grzewczą. Zastosowano katalizator  $\text{CuO} - \text{ZnO} - \text{Al}_2\text{O}_3$  o składzie 47,54% mas.  $\text{Cu}$ , 21,67%  $\text{Zn}$  i 3,21%  $\text{Al}$ , o granulacji 3 mm. Po załadowaniu katalizatora przeprowadzono jego redukcję mieszaniną wodoru z azotem przy zmieniającym się ich stosunku od 1 : 20 do 10 : 1 pod ciśnieniem 1 MPa w temperaturze 415–495 K, w czasie 9 godzin. Spośród wszystkich tlenków metali jedynie  $\text{CuO}$  ulega redukcji do (silnie piroforycznej) postaci metalicznej. Badania nad syntezą metanolu z  $\text{CO}_2 + 3\text{H}_2$  wykonano pod ciśnieniem 5–10 MPa, w temperaturze w zakresie 500–535 K oraz z udziałem 15–30% obj. ditlenku węgla w mieszaninie z wodorem. Uzyskano zadowalającą wydajność, co dokumentuje rys. 6.

Z gazu zawierającego 78,8% obj.  $\text{H}_2$  oraz 20,6%  $\text{CO}_2$  uzyskano nieco ponad 1000 g  $\text{CH}_3\text{OH}$  z 1 kg katalizatora na godzinę w temperaturze 525 K, pod ciśnieniem 8 MPa i przy szybkości objętościowej substratu (gazu) wynoszącej 25000  $\text{dm}^3/\text{kg} \cdot \text{h}$ . Uzyskano potrzebne dane do projektu bazowego wielkoprzemysłowej instalacji syntezy metanolu z  $\text{CO}_2 + 3\text{H}_2$ . Zawartość produktów ubocznych, poza wodą, nie przewyższała 0,4% masy.

reactors with a suspensive catalytic phase. The catalyst will be located in the pipes on which one of the above processes will take place and between the pipes water of a given pressure will turn into steam (steam is necessary in any chemical plant) thanks to the heat released from the reaction of  $\text{CO}_2 + \text{H}_2$ .

The applied research equipment for the synthesis of  $\text{CO}_2 + \text{H}_2$  into methanol has been presented in Fig. 4, 5.

The reactor was made from austenitic steel 1H18N9T of 28/16 mm in diameter and 600 mm in height. On the reactor an aluminium coat is fitted with a heater spiral. A  $\text{CuO} - \text{ZnO} - \text{Al}_2\text{O}_3$  catalyst was applied with the composition 47.54% mass of Cu, 21.67% Zn and 3.21% Al, of 3 mm granulation. After loading of the catalyst it was reduced with a mixture of hydrogen and nitrogen of the ratio 1 : 20 to 10 : 1 under a pressure of 1 MPa in the temperature 415–495 K in the time of 9 hours. Out of all the metal oxides only CuO was reduced to a metallic form (heavily pyrophoric). The investigations on the methanol synthesis from  $\text{CO}_2 + 3\text{H}_2$  were performed under a pressure of 5–10 MPa, in the temperature range of 500–535 K with the participation of 15–30% vol. of carbon dioxide in a mixture with hydrogen. Satisfactory efficiency was obtained which is confirmed by Fig. 6.

From the gas containing 78.8% vol.  $\text{H}_2$  and 20.6  $\text{CO}_2$  a little over 1000 g  $\text{CH}_3\text{OH}$  from 1 kg of the catalyst was obtained per hour in the temperature of 525 K, under a pressure of 8 MPa at the volumetric speed of the substrate (gas) of 25000 l/kg·h. The data necessary for the base project of a large scale industrial methanol synthesis ( $\text{CO}_2 + 3\text{H}_2$ ) installation were obtained. The content of byproducts, beside water, did not exceed 0.4% of the mass.

#### 4. Synthesis of $\text{CO}_2 + 3\text{H}_2$ into hydrocarbons

For the necessary investigations the above mentioned system was used as shown in Fig. 4. Under the synthesis reactors a 250 ml container was installed to which hot paraffin dropped. Past the second separator in the row a column was installed absorbing light hydrocarbons from the post process gas in the fraction of liquid products in the boiling range of 455–515 K. In the investigations on the synthesis of  $\text{CO}_2 + 3\text{H}_2$  into hydrocarbons a ferrous catalyst was used, activated with copper and potassium in the following mutual mass ratio: 100 Fe : 6 Cu : 3  $\text{K}_2\text{O}$ . This catalyst was loaded into the reactor in the form of ferrous and copper oxides from  $\text{K}_2\text{CO}_3$  of 3 mm granulation. Its reduction was done with hydrogen in the temperature of 575–625 K in the time of 7 hours. Only ferrous and copper oxides reduce to a metallic form in this temperature. The investigations on the synthesis of  $\text{CO}_2 + 3\text{H}_2$  into synthetic oil were done in the temperature of 540–575 K, under a pressure of 1.0–2.0 MPa with a 26–32% vol. participation of carbon dioxide in a mixture with hydrogen. In the temperature of 570 K, under a pressure of 1.0 MPa from the gas of the content of 31.4% vol.  $\text{CO}_2$ , 68.3%  $\text{H}_2$ , 0.2%  $\text{N}_2$  and 0.1%  $\text{CH}_4$  72.6 g hydrocarbons were obtained with molecules above  $\text{C}_2$  per 1 m<sup>3</sup> of the applied synthesis gas.



Fig. 5. A test stand for synthesis of methanol

Rys. 5. Stanowisko badawcze do syntezy metanolu

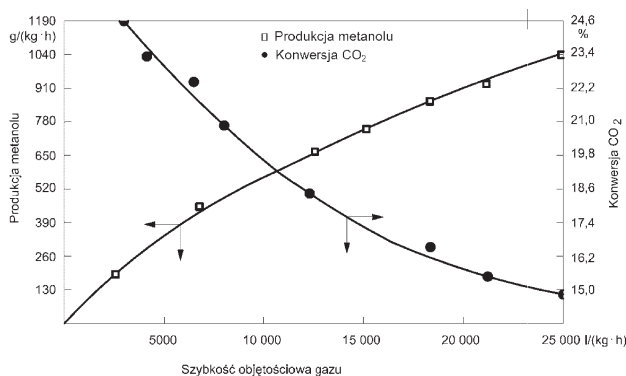


Fig. 6. Synthesis of methanol on  $\text{CuO} - \text{ZnO} - \text{Al}_2\text{O}_3$  catalyst from gas with the following composition: 78.8%  $\text{H}_2$ , 0.2%  $\text{CH}_4$ , 0.4%  $\text{N}_2$ , 20.6%  $\text{CO}_2$ , pressure 8 MPa, temperature 525 K [4]

Rys. 6. Synteza metanolu na katalizatorze  $\text{CuO} - \text{ZnO} - \text{Al}_2\text{O}_3$  z gazu o składzie: 78,8%  $\text{H}_2$ , 0,2%  $\text{CH}_4$ , 0,4%  $\text{N}_2$ , 20,6%  $\text{CO}_2$ , ciśnienie 8 MPa, temperatura 525 K [4]

#### 4. Synteza $\text{CO}_2 + 3\text{H}_2$ do węglowodorów

Do niezbędnych badań wykorzystano omawianą wyżej instalację laboratoryjną, przedstawioną na rys. 4. Pod reaktorem syntezy zainstalowano zbiorniczek o pojemności 250 ml, do którego sphywała gorąca parafina. Po drugim w szeregu separatorze zainstalowano kolumnę absorbującą lekkie węglowodory z gazu poprocesowego w frakcji ciekłych produktów o zakresie wrzenia 455–515 K. W badaniach nad syntezą  $\text{CO}_2 + 3\text{H}_2$  do węglowodorów zastosowano katalizator żelazowy, aktywowany miedzią oraz potasem w następującym, wzajemnym stosunku masowym: 100 Fe : 6 Cu : 3  $\text{K}_2\text{O}$ . Katalizator ten ładowano do reaktora w postaci tlenków żelaza oraz miedzi z  $\text{K}_2\text{CO}_3$  o granulacji 3 mm. Jego redukcję przeprowadzano wodorem w temperaturze 575–625 K w czasie 7 godzin. Tylko tlenki żelaza i miedzi w tej temperaturze ulegają redukcji do postaci metalicznej. Badania nad syntezą  $\text{CO}_2 + 3\text{H}_2$  do ropy syntetycznej prowadzono w temperaturze 540–575 K, pod ciśnieniem 1,0–2,0 MPa oraz z udziałem 26–32% obj. ditlenku węgla w mieszaninie z wodorem. W temperaturze 570 K, pod ciśnieniem 1,0 MPa

The product of the synthesis contained 9.5% mass of liquefied gas C<sub>3</sub> – C<sub>4</sub>, 26.9% gasoline of boiling range up to 455 K, 18.6% kerosene of boiling of 455–505 K, 18.3% heavy diesel oil of boiling range of 505–635 K, 11.5% paraffin oil of boiling range of 635–735 K, 14.7% boiling paraffin > 735 K and 0.5% oxygen compounds in the form of alcohols and acids. The results are extremely promising and after a preliminary positive calculation justify the next step in the investigations conducted on a pilot scale.

## 5. Conclusions

The presented results of the investigations on the synthesis of carbon dioxide and hydrogen, into both methanol and synthetic oil should lead to a profitability of coal power stations withdrawing from the under ground storage of CO<sub>2</sub> which has an adverse effect on the energy efficiency and as a consequence leads to a high growth in the prices of energy.

The authors are aware of the necessity to preserve common sense in their vision of a quick solution to the problem of CO<sub>2</sub> utilization in the methanol synthesis. The knowledge of the chemical mechanism and technology of the mere synthesis becomes realizable only after a full understanding of the technology and creating a sufficient potential for mass, energy consuming hydrogen production. This particular issue constitutes the basic obstacle of any discussions and plans of usage of huge resources of carbon dioxide in a chemical synthesis.

*Paper reviewed*

oraz z gazu o zawartości 31,4% obj. CO<sub>2</sub>, 68,3% H<sub>2</sub>, 0,2% N<sub>2</sub> i 0,1% CH<sub>4</sub> uzyskano 72,6 g węglowodorów z cząsteczkami powyżej C<sub>2</sub> w przeliczeniu na 1 m<sup>3</sup> zastosowanego gazu syntezowego.

Produkt syntezy zawierał 9,5% mas. gazu płynnego C<sub>3</sub> – C<sub>4</sub>, 26,9% benzyny o zakresie wrzenia do 455 K, 18,6% nafty o zakresie wrzenia 455–505 K, 18,3% ciężkiego oleju napędowego o zakresie wrzenia 505–635 K, 11,5% oleju parafinowego o zakresie wrzenia 635–735 K, 14,7% parafiny wrzącej > 735 K oraz 0,5% związków tlenowych w postaci alkoholi i kwasów. Wyniki te trzeba uznać za wielce obiecujące, które po pozytywnej, wstępnej kalkulacji uzasadniają podjęcie kolejnego etapu badań w skali pilotowej.

## 5. Podsumowanie

Zaprezentowane wyniki badań nad syntezą ditlenku węgla z wodorem, zarówno do metanolu, jak i ropy syntetycznej powinny doprowadzić do ekonomicznej opłacalności elektrowni węglowych, zwolnionych od składowania CO<sub>2</sub> pod ziemią, co niekorzystnie wpływa na sprawność energetyczną i w konsekwencji prowadzi do znacznego wzrostu cen energii elektrycznej.

Podsumowując, autorzy mają świadomość konieczności zachowania umiaru w wizji szybkiego rozwiązania problemu utylizacji CO<sub>2</sub> w syntezie metanolu. Znajomość i opanowanie chemizmu i technologii samej syntezy staje się realne dopiero po opanowaniu technologii i stworzeniu odpowiedniego potencjału masowej, energochłonnej produkcji wodoru. I właśnie ta sprawa stanowi podstawowy ogranicznik wszelkich rozważań i planów wykorzystania w syntezie chemicznej olbrzymiej bazy surowcowej ditlenku węgla.

## Bibliography/Literatura

- [1] Claus P., Vogel G.H.: The Roll of Chemocatalysis in the Establishment of the Technology Platform „Renewable Resources”, Chemical Engineering & Technology, Vol. 31, Issue 5, 2008, pp. 678-699.
- [2] Diercks R., Arndt J.D., Freyer S., Geier R., Machhammer O., Schwartz J., Volland M.: Raw Material Changes in the Chemical Industry, Vol. 31, Issue 5, 2008, pp. 631-637.
- [3] Kotowski W., Augustynowicz A.: New outlook manufacturing automotive alternative engine fuels, PTNSS-2009-SC-182, Combustion Engines 2009-SC, Opole – Bielsko-Biała, s. 422-427.
- [4] Kotowski W.: Szansa wykorzystania emitowanego ditlenku węgla w syntezie chemicznej, Karbo 1/2009, s. 21-23.
- [5] van Niel E.W.J., Budde M.A.W., de Haas G.G., van der Wal F.J., Claasen P.A.M., Stams A.J.M.: Distinctive Properties of High Hydrogen Producing Extreme Thermophiles, Caldicellulosiruptor saccharolyticus and Thermotoga elfii, International Journal of Hydrogen Energy 2002, Vol. 27, pp. 1391-1398.
- [6] Schaub G.: Synthetic Fuels and Biofuels for the Transportation Sector – Principles and Perspectives, OIL GAS European Magazine. Vol. 32, 2006, pp. 34-38.
- [7] Vogel G.H.: Change in Raw Material Base in the Chemical Industry. Chemical Engineering & Technology, Vol. 31, Issue 5, 2008, pp. 730-735.
- [8] de Vrije T., de Haas G.G., Tan G.B., Keijsers E.R.P., Classen P.A.M.: Pretreatment of Miscanthus for hydrogen production by Thermotoga elfii. International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 27, 2002, pp. 1381-1390.

Prof. Włodzimierz Kotowski, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Opole University of Technology.

*Prof. dr hab. inż. Włodzimierz Kotowski – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Opolskiej.*

e-mail: [w.kotowski@po.opole.pl](mailto:w.kotowski@po.opole.pl)



Mr. Andrzej Augustynowicz, DEng. – adiunkt in the Faculty of Mechanical Engineering at Opole University of Technology.

*Dr inż. Andrzej Augustynowicz – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Opolskiej*

e-mail: [a.augustynowicz@po.opole.pl](mailto:a.augustynowicz@po.opole.pl)



## The methods of synthetic assessment of emissions from combustion engines

*The paper discusses the possibilities of a synthetic assessment of a harmful impact of combustion engine emissions on humans and their natural environment. The ways of air quality evaluations have been analyzed. The authors analyzed the relations of emission charges for combustion engines as per the proposal of the directive of the European Parliament and the European Council in line with the Announcement of the Minister of Environment. A synthetic assessment of the emissions from combustion engines has been proposed. The method of emission assessment was used for the research on the ecological properties of a classic EURO IV diesel engine and a diesel engine fuelled with E95 bioethanol fuel.*

Key words: combustion engines, toxic emissions, air pollution

### O metodach syntetycznej oceny emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych

*W artykule rozpatrzono możliwość syntetycznej oceny szkodliwości dla ludzi i ich środowiska substancji emitowanych przez silniki spalinowe. Przeanalizowano sposoby oceny jakości powietrza. Oceniono relacje opłat za zanieczyszczenia emitowane przez silniki spalinowe zgodnie z propozycją Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady oraz zgodnie z Obwieszczeniem Ministra Środowiska. Zaproponowano syntetyczną ocenę emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych. Metodę oceny emisji zanieczyszczeń wykorzystano do badania właściwości ekologicznych klasycznego silnika o zapłonie samoczynnym kategorii ekologicznej EURO IV i silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego paliwem bioetanolowym E95.*

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, emisja zanieczyszczeń, zanieczyszczenia powietrza

#### 1. Introduction

Emissions harmful for mankind and its environment are one of the greatest threats related to the use of combustion engines. These threats related to the toxic emissions can be classified as [3–5, 9]:

- local,
- global,
- complex.

Local threats are caused by the emissions of substances harmful for humans and other living organisms [1, 3–5]. Particularly dangerous toxic emissions from the combustion engines are as follows [3–5, 8]:

- carbon monoxide,
- organic compounds, particularly heavy organic compounds,
- nitric oxides, particularly NO and NO<sub>2</sub>,
- particulate matter, constituting the PM10 (aerodynamic diameter lower than 10 μm) and fine PM2.5 (aerodynamic diameter lower than 2.5 μm).

The emission of sulfur and lead compounds is as yet not a significant ecological problem in the automotive industry due to a drastic reduction of their application in the engine fuels [3–5, 8].

The largest global threat related to the operation of combustion engines is the emission of carbon dioxide which is the most significant component of the exhaust gases facilitating the greenhouse effect – significant not only due to its greenhouse effect related potential but also due to the scale of its emission in comparison to other toxic emissions [3–5, 9, 14].

Out of the complex threats a particularly dangerous for the lives of humans and their environment is the emission of

#### 1. Wprowadzenie

Emisja zanieczyszczeń szkodliwych dla ludzi i ich środowiska należy do największych zagrożeń związanych z eksploatacją silników spalinowych. Zagrożenia spowodowane emisją zanieczyszczeń z silników spalinowych można sklasyfikować jako [3–5, 9]:

- lokalne,
- globalne,
- złożone.

Zagrożenia lokalne są spowodowane emisją substancji szkodliwych dla zdrowia ludzi i innych organizmów żywych [1, 3–5]. Do szczególnie groźnych zanieczyszczeń, pochodzących z silników spalinowych, zalicza się [3–5, 8]:

- tlenek węgla,
- związki organiczne, szczególnie ciężkie związki organiczne,
- tlenki azotu, głównie tlenek azotu i dwutlenek azotu,
- cząstki stałe, będące składnikami pyłu zawieszonego PM10 (o średnicy aerodynamicznej mniejszej niż 10 μm) i pyłu drobnego PM2,5 (o średnicy aerodynamicznej mniejszej niż 2,5 μm).

Emisja związków siarki i ołowiu nie jest obecnie znaczącym problemem ekologicznym motoryzacji dzięki radykalnemu ograniczeniu udziału tych pierwiastków w paliwach silnikowych [3–5, 8].

Największym zagrożeniem globalnym związanym z eksploatacją silników spalinowych jest emisja dwutlenku węgla, który jest najbardziej znaczącym składnikiem spalin, sprzyjającym intensyfikacji zjawiska cieplarnianego w atmosferze – nie tylko z powodu potencjału tego związku do sprzyjania zjawisku cieplarnianemu, ale przede wszystkim z

tropospheric ozone facilitating the formation of photospheric smog [2–5, 9]. The basic precursors of tropospheric ozone are volatile organic compounds and nitric oxides [2] hence, substances the emission of which comes mainly from the combustion engines [3–5].

The impact of the combustion engines on the environment is based on the evaluation of the quantities characterizing the emissions as opposed to the limits set forth in legislative acts [3, 4, 8]. The quantities characterizing the emission from combustion engines for the evaluation of their environmental impact are:

- road emissions which are a derivative of the mass versus the distance covered by the vehicle; road emissions are used for the evaluation of combustion engines used only in vehicles-passenger vehicles in particular and light duty vehicles [3, 4],
- unit emissions which are a derivative of the emissions versus usable engine work; unit emissions are used for engines of a variety of applications i.e. heavy duty vehicle engines (trucks and buses) and other heavy machinery [3, 4].

The road emissions in homologation tests are determined as a mean value during the road tests realized on a chassis dynamometer [3, 4, 8]. In the European Union and non-EU member states being the signatories of the 1958 Geneva Agreement where the UN ECE regulations apply, the current road emission limits are<sup>1)</sup> Euro I–Euro IV (in the future Euro V and Euro VI) pertaining to [3, 4, 8]:

- carbon monoxide CO,
- hydrocarbons HC,
- nitric oxides NO<sub>x</sub>: nitrogen monoxide NO nitrogen dioxide NO<sub>2</sub>, reduced to nitrogen oxide,
- particulate matter PM (for diesel engines).

The homologation driving cycle in the European Union is compliant with the regulation 83 EEC [3, 4, 8]. This test is composed of the UDC (*Urban Driving Cycle*) simulating urban driving and EUDC (*Extra Urban Driving Cycle*) simulating extra urban driving [3, 4, 8].

Unit emissions in the homologation tests are determined as a mean value in the tests realized on an engine test bed. As per regulation 49 EEC current unit emission limits are marked Euro II–Euro IV (in the future Euro V and Euro VI) [3, 4, 8]. The Euro III measurements are performed in tests [3, 4, 8]:

- stationary ESC (*European Stationary Cycle*)<sup>2)</sup> – for diesel engines,

<sup>1)</sup> According to the EU legislation the emission tests on a chassis dynamometer are performed for vehicles of the M<sub>1</sub> (passenger vehicles) and N<sub>1</sub> (light duty trucks of GVW lower than 3.5 Mg) categories – the road limits of emission are marked EURO (or Euro) with subsequent digits following. The engine test bed serves for the testing of emissions from vehicle engines of the M<sub>2</sub>, M<sub>3</sub>, N<sub>2</sub> and N<sub>3</sub> categories i.e. engines from vehicles of GVW exceeding 3.5 Mg: diesel and spark ignition fueled with gaseous fuels: NG – natural gas and LPG – liquefied petroleum gas – the unit emission limits are marked EURO (or Euro) with subsequent digits following [8].

<sup>2)</sup> In some publications we encounter the term ESC – *European Stationary Cycle*, resulting from a general lack of understanding of the notion stationary erroneously described in the Polish language as stationary instead of static.

powodu skali emisji w stosunku do emisji innych substancji [3–5, 9, 14].

Spośród zagrożeń złożonych szczególnie niebezpieczna dla zdrowia ludzi i ich środowiska jest emisja ozonu troposferycznego, sprzyjającego powstawaniu smogu fotochemicznego [2–5, 9]. Podstawowymi prekursorami ozonu troposferycznego są lotne związki organiczne i tlenki azotu [2], a zatem substancje, których emisja pochodzi głównie ze spalin silników [3–5].

Szkodliwość silników spalinowych dla środowiska ocenia się przede wszystkim na podstawie wielkości charakteryzujących emisję zanieczyszczeń, w stosunku do limitów tych wielkości ustanowionych przez akty prawne [3, 4, 8]. Wielkościami charakteryzującymi emisję zanieczyszczeń z silników spalinowych do oceny ich jakości ekologicznej są:

- emisja drogowa zanieczyszczeń, która jest pochodną emisji zanieczyszczeń będącej ich masą, względem drogi przebywanej przez pojazd; emisję drogową wykorzystuje się do oceny silników spalinowych stosowanych tylko do pojazdów, a przede wszystkim do silników samochodów osobowych i lekkich samochodów ciężarowych [3, 4],
- emisja jednostkowa zanieczyszczeń, będąca pochodną emisji zanieczyszczeń względem pracy użytecznej silnika spalinowego; emisję jednostkową używa się do oceny silników spalinowych o różnych zastosowaniach, m.in. ciężkich silników spalinowych do samochodów ciężarowych i autobusów, a jednocześnie innych maszyn [3, 4].

Emisję drogową w badaniach homologacyjnych wyznacza się jako wartość średnią w testach jezdnych, realizowanych na hamowni podwoziowej [3, 4, 8]. W Unii Europejskiej oraz w państwach europejskich niebędących członkami Unii, ale będących sygnatariuszami Porozumienia Genewskiego z 1958 r., w których obowiązują regulaminy Europejskiej Komisji Gospodarczej ONZ (UN ECE), obecne limity emisji drogowej zanieczyszczeń są oznaczane<sup>1)</sup> Euro I–Euro IV (a w przyszłości Euro V i Euro VI) i dotyczą [3, 4, 8]:

- tlenku węgla CO,
- węglowodorów HC,
- tlenków azotu NO<sub>x</sub>: tlenku azotu NO i dwutlenku azotu NO<sub>2</sub>, sprowadzonych do tlenku azotu,
- cząstek stałych PM (dla silników o zapłonie samoczynnym).

Homologacyjny test jezdny w Unii Europejskiej jest zgodny z regulaminem nr 83 EKG [3, 4, 8]. Test ten składa

<sup>1)</sup> Zgodnie z prawodawstwem Unii Europejskiej badania emisji zanieczyszczeń na hamowni podwoziowej przeprowadza się dla pojazdów samochodowych kategorii M<sub>1</sub> (samochody osobowe) i N<sub>1</sub> (lekkie samochody ciężarowe o dopuszczalnej masie całkowitej mniejszej niż 3,5 Mg) – limity emisji drogowej zanieczyszczeń są tradycyjnie oznaczane EURO (lub Euro) oraz kolejnymi liczbami pisanymi cyframi arabskimi. Na hamowni silnikowej bada się emisję zanieczyszczeń z silników pojazdów samochodowych kategorii M<sub>2</sub>, M<sub>3</sub>, N<sub>2</sub> i N<sub>3</sub>, czyli z silników do pojazdów o dopuszczalnej masie całkowitej większej niż 3,5 Mg: o zapłonie samoczynnym i o zapłonie iskrowym na paliwa gazowe: gaz ziemny (NG – *natural gas*) i skroplony gaz ropopochodny (LPG – *liquefied petroleum gas*) – limity emisji jednostkowej zanieczyszczeń są tradycyjnie oznaczane EURO (lub Euro) oraz kolejnymi liczbami pisanymi cyframi rzymskimi [8].

– transient/dynamic ETC (*European Transient Cycle*) – for diesel and spark ignition engines fuelled with gaseous fuels (compressed natural gas and liquefied petroleum gas).

In the ESC test the following unit emissions are determined [3, 4, 8]:

- carbon monoxide CO,
- hydrocarbons HC,
- nitric oxides NO<sub>x</sub>: nitrogen monoxide NO nitrogen dioxide NO<sub>2</sub>, reduced to nitrogen oxide,
- particulate matter PM (for diesel engines).

In the ETC test the following unit emissions are determined [3, 4, 8]:

- carbon monoxide CO,
- non-methane hydrocarbons NMHC – for spark ignition engines fuelled with gaseous fuels and for diesel engines on the Euro III–Euro V level,
- methane CH<sub>4</sub> – for spark ignition engines fuelled with gaseous fuels (for LPG only on the Euro VI level),
- hydrocarbons – for diesel engines on the Euro VI level,
- nitric oxides NO<sub>x</sub>,
- particulate matter PM – for diesel engines and spark ignition engines fuelled with gaseous fuels on the EURO V and Euro VI levels.

In non European states different testing procedures are applied but the idea and system of the criteria related quantities lying behind them are similar to those use in Europe [3, 4, 8].

Meeting by a combustion engine of all the required emission limits leads to a classification and qualification of an engine into an appropriate environmental class, yet the mere results of the tests do not allow a general synthetic environmental assessment of the engine. As of now, there are no formalized methods of synthetic environmental assessment of combustion engines in terms of their toxic emissions. This paper attempts to develop a synthetic method of an environmental assessment of combustion engines in terms of their toxic emissions. Methods of evaluation of the air quality [7, 12, 13] and systems of emission related charges from combustion engines have thus been analyzed [6, 11].

## 2. The usefulness of the methods of air quality evaluations in the synthetic assessment of the emissions from combustion engines

The quality of the atmospheric air is evaluated based on the concentrations of toxic compounds in the air also called, following the German language literature – ‘immisions’ [10].

The most frequent immisions analyzed in order to assess the air quality are [7, 12, 13]: sulfur dioxide SO<sub>2</sub> and the fractions of PM10 and PM2.5. Interchangeably, in different systems these quantities are supplemented with the emission of ozone O<sub>3</sub>, carbon monoxide CO, nitrogen dioxide NO<sub>2</sub> and benzene C<sub>6</sub>H<sub>6</sub> [7, 12, 13]. For the evaluation of the air quality most frequently the combinations of the above immisions are used, averaged in the periods of 1 h, 8 h and 24 h [7, 12, 13].

In the US EPA „Air quality index reporting – final rule” [13] for the evaluation of the air classified according to the

się z testu UDC (*Urban Driving Cycle*), symulującego jazdę w miastach oraz EUDC (*Extra Urban Driving Cycle*) do symulacji ruchu poza miastami [3, 4, 8].

Emisję jednostkową w badaniach homologacyjnych wyznacza się jako wartość średnią w testach realizowanych na hamowni silnikowej. Zgodnie z regulaminem nr 49 EKG obecne limity emisji jednostkowej zanieczyszczeń są oznaczane Euro II–Euro IV (w przyszłości Euro V i Euro VI) [3, 4, 8]. Badania od Euro III są przeprowadzane w testach [3, 4, 8]:

- statycznym ESC (*European Steady Cycle*)<sup>2)</sup> – dla silników o zapłonie samoczynnym,
- dynamicznym ETC (*European Transient Cycle*) – dla silników o zapłonie samoczynnym i silników o zapłonie iskrowym zasilanych paliwami gazowymi (gaz ziemny i skroplony gaz ropopochodny).

W teście ESC wyznacza się emisje jednostkowe [3, 4, 8]:

- tlenku węgla CO,
- węglowodorów HC,
- tlenków azotu NO<sub>x</sub>: tlenku azotu NO i dwutlenku azotu NO<sub>2</sub>, sprowadzonych do tlenku azotu,
- cząstek stałych PM – dla silników o zapłonie samoczynnym.

W teście ETC wyznacza się emisje jednostkowe [3, 4, 8]:

- tlenku węgla CO,
- niemetalowych węglowodorów NMHC – dla silników o zapłonie iskrowym zasilanych paliwami gazowymi oraz dla silników o zapłonie samoczynnym na poziomie Euro III–Euro V,
- metanu CH<sub>4</sub> – dla silników o zapłonie iskrowym zasilanych paliwami gazowymi (dla skroplonego gazu ropopochodnego tylko na poziomie Euro VI),
- węglowodorów – dla silników o zapłonie samoczynnym na poziomie Euro VI,
- tlenków azotu NO<sub>x</sub>,
- cząstek stałych PM – dla silników o zapłonie samoczynnym oraz dla silników o zapłonie iskrowym zasilanych paliwami gazowymi na poziomach Euro V i Euro VI.

W państwach pozaeuropejskich stosuje się inne procedury badawcze, jednak sama idea i systematyka wielkości kryterialnych do oceny emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych są podobne do stosowanych w Europie [3, 4, 8].

Spełnienie przez silnik spalinowy wszystkich wymagań limitów wielkości charakteryzujących emisje zanieczyszczeń umożliwia zakwalifikowanie silnika do właściwej kategorii ekologicznej, jednak same wyniki badań nie umożliwiają ogólnej syntetycznej oceny ekologicznej silnika. Dotychczas nie ma sformalizowanych metod syntetycznej oceny ekologicznej silników spalinowych ze względu na emisję zanieczyszczeń. W niniejszym artykule podjęto próbę opracowania metody syntetycznej oceny ekologicznej silników spalinowych ze względu na emisję zanieczyszczeń.

<sup>2)</sup> W niektórych publikacjach jest spotykane określenie testu ESC w języku angielskim *European Stationary Cycle*, wynikające z powszechnej nieznanności sensu pojęcia stacjonarności, błędnie opisywane w języku polskim jako „europejski test stacjonarny”, zamiast – właściwie – „europejski test statyczny”.

index within the range of 0–500 the immisions of ozone, fractions of PM10 and PM2.5, carbon monoxide and carbon dioxide are used.

In the system of Regional Monitoring Agency of the Atmosphere of the Agglomeration of Gdańsk (Agencja Monitoringu Regionalnego Atmosfery Aglomeracji Gdańskiej) for the determining of the general and ozone indexes the immisions of the following are used: nitrogen dioxide, sulfur dioxide, PM10 and benzene (Tab. 1) [7]. The quality of the air is evaluated based on the highest index value for the substances under consideration.

Table 1. Data needed for the determining of the general and ozone indexes for the evaluation of the air based on the toxic compound concentrations  
Tabela 1. Dane do wyznaczania indeksu ogólnego i indeksu ozonowego do oceny jakości powietrza na podstawie stężeń zanieczyszczeń w powietrzu atmosferycznym

NO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	PM10	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	O <sub>3</sub>	Indexes: general and ozone/ <i>indeksy: ogólny i ozonowy</i>
0–30	0–40	0–20	0–1	0–40	Very good (1)/ <i>bardzo dobry</i>
30–85	40–120	20–80	1–4	40–80	Good (2)/ <i>dobry</i>
85–110	120–160	80–100	4–6	80–120	Fair (3)/ <i>zadowalający</i>
110–165	160–250	100–160	6–12	120–180	Satisfactory (4)/ <i>dostateczny</i>
165–275	250–400	160–240	12–20	180–240	Bad (5)/ <i>niedobry</i>
275–400	400–500	240–280	20–30	> 240	Very bad (6)/ <i>bardzo niedobry</i>

The methods of evaluation of the quality of the air unfortunately do not constitute a good example to be used in the synthetic assessment of the emissions from combustion engines. Far better are systems of charges for the emissions introduced to the environment.

### 3. The evaluation of the usefulness of the systems of charges for the emissions from combustion engines

Out of the systems of charges two have been selected:

- Announcement of the Minister of Environment dated 20.09.2007 on the rates for environment pollution in 2008 [11],
- proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council on the promotion of ecologically clean and energy efficient vehicles in road transportation – proposal dated 19.12.2007–KOM(2007)817 final version – 2005/0283 (COD) [6].

For the analysis of the material contained in the said systems two assumptions have been adopted:

1. Euro exchange rate as of 27 January 2009 r.: 1 EUR = 4.3214 PLN.
2. Average mass share of cyclic hydrocarbons and their derivatives in the fuels amounted to 0.7.

Table 2 presents the unit charges for the emission of toxic compounds from road vehicles as per the Announcement of the Minister of Environment, and Table 3 unit charges for the emission of toxic compounds from road vehicles as per the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council (Fig. 1).

In the presented systems of charges there are two visible differences. The first difference is that in the system compli-

Przeanalizowano w związku z tym metody oceny jakości powietrza atmosferycznego [7, 12, 13] i systemy opłat za emisje zanieczyszczeń z silników spalinowych [6, 11].

### 2. Przydatność metod oceny jakości powietrza atmosferycznego do syntetycznej oceny emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych

Jakość powietrza atmosferycznego ocenia się na podstawie stężeń zanieczyszczeń w powietrzu atmosferycznym, zwanych – wzorem nomenklatury stosowanej w literaturze niemieckojęzycznej – imisjami [10].

Najczęściej do oceny jakości powietrza atmosferycznego wykorzystuje się imisje takich substancji, jak [7, 12, 13]: dwutlenek siarki SO<sub>2</sub> oraz frakcje pyłów PM10 i PM2,5. Wymiennie w różnych systemach wielkości te są uzupełnione imisjami ozonu O<sub>3</sub>, tlenku węgla CO, dwutlenku azotu NO<sub>2</sub> i benzenu C<sub>6</sub>H<sub>6</sub> [7, 12, 13]. Do oceny jakości powietrza atmosferycznego wykorzystuje się zazwyczaj kombinacje imisji wymienionych substancji, uśrednianych w okresach 1 h, 8 h i 24 h [7, 12, 13].

W opracowaniu US EPA pt. „Air quality index reporting – final rule” [13] do oceny jakości powietrza atmosferycznego, klasyfikowanej według indeksu zawartego w granicach 0–500, wykorzystuje się imisje: ozonu, frakcji pyłów PM10 i PM2,5, tlenku węgla i dwutlenku siarki.

W systemie Agencji Monitoringu Regionalnego Atmosfery Aglomeracji Gdańskiej do wyznaczania indeksu ogólnego i indeksu ozonowego wykorzystuje się imisje: dwutlenku azotu, dwutlenku siarki, pyłu zawieszonego PM10 i benzenu (tab. 1) [7]. Jakość powietrza jest oceniana na podstawie największej wartości indeksu dla rozważanych substancji.

Metody oceny jakości powietrza atmosferycznego nie stanowią, niestety, dobrego wzorca do wykorzystania w celu syntetycznej oceny emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych. Znacznie lepsze możliwości istnieją dzięki wykorzystaniu systemów opłat za emisję zanieczyszczeń prowadzanych do środowiska.

### 3. Ocena przydatności systemów opłat za emisje zanieczyszczeń do syntetycznej oceny emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych

Pośród systemów opłat za emisje zanieczyszczeń wybrano dwa:

Table 2. Unit charges for the emission of toxic compounds from road vehicles as per the Announcement of the Minister of Environment  
Tabela 2. Oplaty jednostkowe za emisję zanieczyszczeń z pojazdów drogowych zgodnie z Obwieszczeniem Ministra Środowiska

CO	HC	NO <sub>x</sub>	PM	CO <sub>2</sub>	HC <sub>at</sub>	HC <sub>ar</sub>
[PLN/kg]						
0.11	0.43	0.43	0.29	0.00022	0.11	1.17
[EUR/kg]						
2.55E-02	9.95E-02	9.95E-02	6.71E-02	5.09E-05	2.55E-02	2.71E-01

Table 3. Unit charges for the emission of toxic compounds from road vehicles as per the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council

Tabela 3. Oplaty jednostkowe za emisję zanieczyszczeń z pojazdów drogowych zgodnie z propozycją Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady

CO	NMHC	NO <sub>x</sub>	PM	CO <sub>2</sub>
[EUR/kg]				
0	1	4.4	87	0.02

ant with the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council no charges for the carbon monoxide emitted to the atmosphere are included. This means that the local threat of carbon monoxide is not taken into account and only relevant global threats are considered. The other difference is the charge for hydrocarbons in the system compliant with the Announcement of the Minister of Environment and non-methane hydrocarbons in the system compliant with the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council. This difference is not overly significant for two reasons: 1) methane is not very harmful to the health of living organisms, though it is listed a gas facilitating the greenhouse effect, 2) there is relatively low amount of methane in the exhaust gases of engines fuelled with liquid fuels but there is a high amount of this gas in the exhaust of natural gas fuelled vehicles. Hence, further in this paper we will not take the difference between hydrocarbons and non-methane hydrocarbons into account and refer to them as simply hydrocarbons.

The systems of rates for the emissions from combustion engines enable a synthetic assessment of the harmfulness of the exhaust emissions to the environment. As an example of the application of the method of assessment of the harmfulness of the exhaust emissions a comparison was carried out of the emissions from a EURO IV diesel engine–PD–EURO IV and a diesel engine fuelled with bioethanol E95 – Scania DC9 E02 270–E95.

Figures 2–5 present the limits of unit emissions of the toxic compounds on the EURO IV level [3–5, 8] and the unit emissions of the engine fuelled with bioethanol–Scania DC9 E02 270 in the stationary ESC and transient ETC cycles [5].

The value of the unit emission of carbon monoxide in the ESC and ETC tests (equals zero) needs a comment. This value results from the accuracy level of determining of this quantity i.e. in the homologation tests the unit emission of carbon monoxide is determined with the accuracy level to a single decimal place, which means that the determined values of the unit emission are lower than 0.05 g/(kW·h).

- Obwieszczenie Ministra Środowiska z dnia 20.09.2007 r. w sprawie stawek opłat za korzystanie ze środowiska w 2008 r. [11],
- propozycję Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie promowania ekologicznie czystych i energooszczędnych pojazdów w transporcie drogowym – propozycja z dnia 19.12.2007 r. – KOM(2007)817 wersja ostateczna – 2005/0283 (COD) [6].

Do analizy materiału zawartego w wymienionych systemach przyjęto dwa założenia:

1. Kurs euro na dzień 27 stycznia 2009 r.: 1 euro = 4,3214 PLN.
2. Średni udział masowy węglowodorów łańcuchowych i ich pochodnych w paliwach równy 0,7.

W tabeli 2 przedstawiono opłaty jednostkowe za emisję zanieczyszczeń z pojazdów drogowych zgodnie z Obwieszczeniem Ministra Środowiska, a w tabeli 3 opłaty jednostkowe za emisję zanieczyszczeń z pojazdów drogowych zgodnie z propozycją Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady (rys. 1).

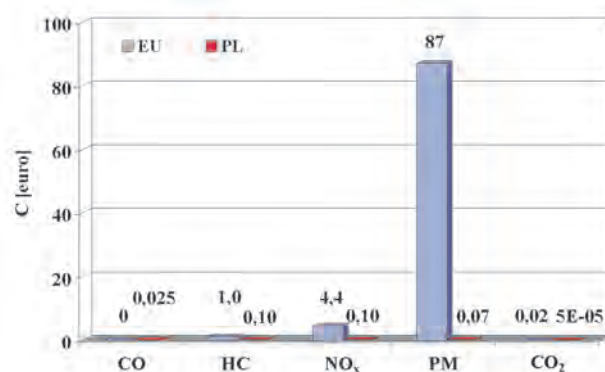


Fig. 1. C Rates for the emissions from combustion engines according to the systems under consideration: The Announcement of the Minister of Environment – PL and the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council – EU

Rys. 1. Stawki opłat C za emisję zanieczyszczeń z silników spalinowych zgodnie z rozpatrywanymi systemami: Obwieszczenia Ministra Środowiska – oznaczenie PL i propozycji Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady – oznaczenie EU

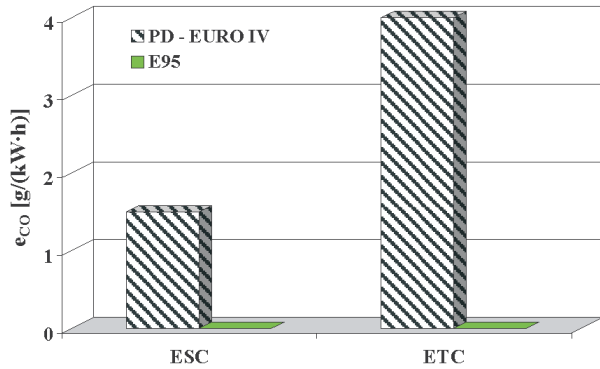


Fig. 2. Unit emission of carbon monoxide  $e_{CO}$  from PD-EURO IV and E95 engine in ESC and ETC

Rys. 2. Emisja jednostkowa tlenku węgla  $e_{CO}$  z silnika PD-EURO IV i z E95 w testach ESC i ETC

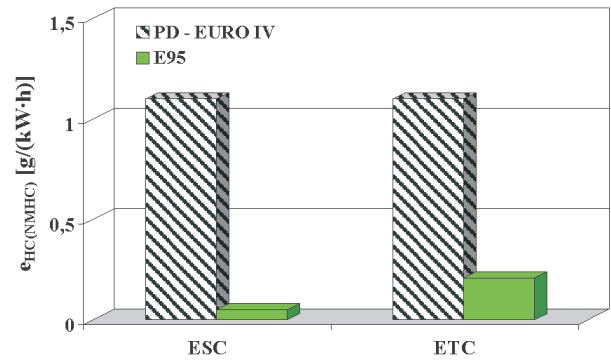


Fig. 3. Unit emission of hydrocarbons  $e_{HC}$  from PD-EURO IV and E95 engine in ESC and ETC

Rys. 3. Emisja jednostkowa węglowodorów  $e_{HC}$  z silnika PD-EURO IV i z E95 w testach ESC i ETC

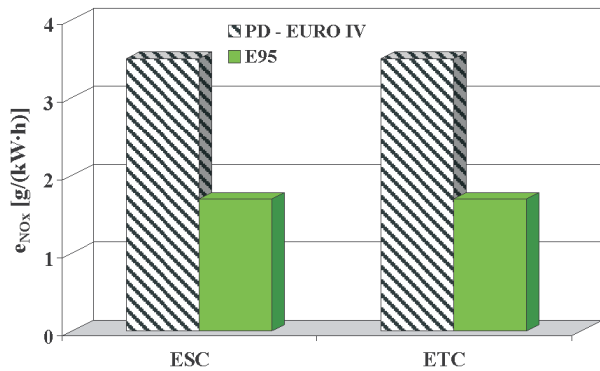


Fig. 4. Unit emission of nitric oxides  $e_{NOx}$  from PD-EURO IV and E95 engine in ESC and ETC

Rys. 4. Emisja jednostkowa tlenków azotu  $e_{NOx}$  z silnika PD-EURO IV i z E95 w testach ESC i ETC

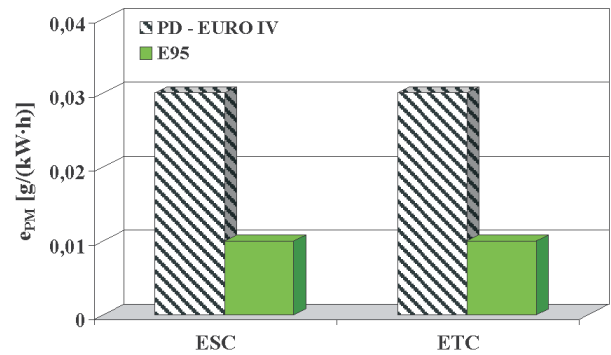


Fig. 5. Unit emission of particulate matter  $e_{PM}$  from PD-EURO IV and E95 engine in ESC and ETC

Rys. 5. Emisja jednostkowa cząstek stałych  $e_{PM}$  z silnika PD-EURO IV i z E95 w testach ESC i ETC

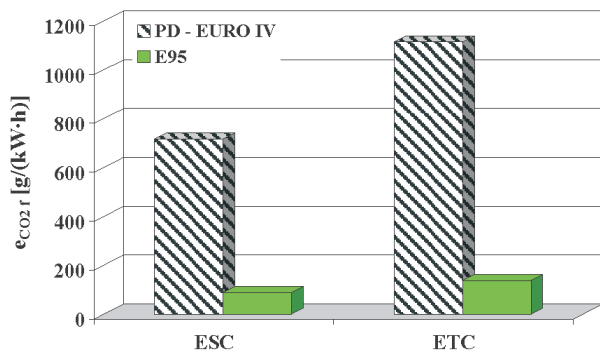


Fig. 6. Unit emission of carbon dioxide (fossil)  $e_{CO2f}$  from PD-EURO IV and E95 engine in ESC and ETC

Rys. 6. Emisja jednostkowa dwutlenku węgla kopalnego  $e_{CO2f}$  z silnika PD-EURO IV i z E95 w testach ESC i ETC

The unit emission of carbon dioxide (fossil) has also been compared from these engines in the ETC and ESC, using the test results obtained by the author in collaboration with Environment Canada (Fig. 6).

Based on the emission tests results from the engines under consideration the charge rates for unit emissions  $s_s$ , versus

W przedstawianych systemach opłat są znamienne dwie różnice. Pierwszą jest to, że w systemie zgodnym z propozycją Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady nie przewiduje się opłaty za wprowadzanie do środowiska tlenku węgla. Oznacza to, że nie uwzględnia się lokalnej szkodliwości tlenku węgla, rozpatrując jedynie globalne zagrożenie z powodu dwutlenku węgla. Druga różnica to opłata w systemie zgodnym z Obwieszczeniem Ministra Środowiska za węglowodory, a w systemie zgodnym z propozycją Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady za niemetalowe węglowodory. Nie jest to różnica szczególnie istotna z dwóch powodów: 1) metan jest mało groźny dla zdrowia organizmów żywych, choć zalicza się do gazów sprzyjających intensyfikacji zjawiska cieplarnianego w atmosferze, 2) w spalinach silników zasilanych paliwami ciekłymi jest stosunkowo mało metanu, występuje on natomiast w znaczących ilościach w spalinach silników zasilanych gazem ziemnym. W dalszych rozważaniach niniejszej publikacji nie uwzględnia się zatem różnic węglowodorów i niemetalowych węglowodorów, traktując te substancje umownie jako węglowodory.

Systemy stawek opłat za emisję zanieczyszczeń silników spalinowych umożliwiają syntetyczną ocenę szkodliwości

usable engine work (Fig. 7 and 8) have been established:

$$s_s = \sum_i C_i \cdot e_i / 1000 \text{ [EUR/(kW}\cdot\text{h)] or [PLN/(kW}\cdot\text{h)]}$$

where:  $C_i$  – charge rates for individual substances in EUR/kg or PLN/kg,  $e_i$  – unit emission of individual substances in g/(kW·h),  $i$  – marks the emitted substance.

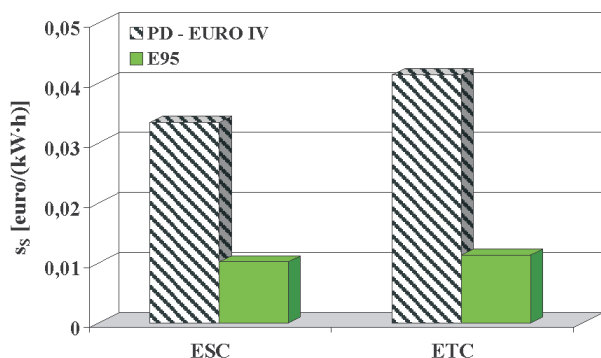


Fig. 7. Unit charges  $s_s$  for the emissions from PD–EURO IV and E95 engine in ESC and ETC as per the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council

Rys. 7. Opłaty jednostkowe  $s_s$  za emisje zanieczyszczeń z silnika PD–EURO IV i z E95 w testach ESC i ETC według propozycji Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady

Based on the conducted tests we can conclude that the synthetic harmfulness of the emissions from a classic and bioethanol engines differ significantly (Fig. 9). A relative difference between the unit charges for the emissions from PD–EURO IV engine and the unit charges for the emissions from E95 engine in the ESC and ETC tests as per the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council and the Announcement of the Minister of Environment  $\delta(s_s)$  is as follows:

$$\delta(s_s) = \frac{s_s(\text{PD-EURO IV}) - s_s(\text{E95})}{s_s(\text{PD EURO IV})}$$

where:  $s_s(\text{PD-EURO IV})$  – the charge for the PD–EURO IV engine,  $s_s(\text{E95})$  – the charge for the E95 engine.

On average this difference amounts to approximately 70%.

Much higher are the charges for environment pollution as per the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council as opposed to the Announcement of the Minister of Environment. Figure 10 shows a relative difference in unit charges for the emission of toxic substances from the PD–EURO IV engine and E95 engine in the ESC and ETC tests as per the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council as opposed to the unit charges as per the Announcement of the Minister of Environment  $\delta_{\text{EU/PL}}$ :

spalin dla środowiska. Jako przykład zastosowania oceny szkodliwości spalin przeprowadzono porównanie szkodliwości emitowanych zanieczyszczeń z silnika o zapłonie samoczynnym kategorii ekologicznej EURO IV – oznaczenie PD–EURO IV i z silnika o zapłonie samoczynnym, zasilanego paliwem bioetanolowym E95 – Scania DC9 E02 270 – oznaczenie E95.

Na rysunkach 2–5 przedstawiono limity emisji jednostkowej zanieczyszczeń na poziomie EURO IV [3–5, 8] oraz emisję jednostkową zanieczyszczeń z silnika bioetanolowego Scania DC9 E02 270 w testach: statycznym ESC i dynamicznym ETC [5].

Komentarza wymaga wartość emisji jednostkowej tlenu węgla w testach ESC i ETC dla silnika bioetanolowego równa zero. Wynika to z dokładności wyznaczania tej wielkości, mianowicie w badaniach homologacyjnych wyznacza się emisję jednostkową tlenu węgla z dokładnością do jednego miejsca po przecinku, co oznacza, że wyznaczone wartości emisji jednostkowej są mniejsze od 0,05 g/(kW·h).

Porównano również emisję jednostkową dwutlenku węgla kopalnego z tych silników w testach ETC i ESC, wykorzystując do tego celu wyniki badań wykonanych przez autora we współpracy z Environment Canada (rys. 6).

Na podstawie wyników badań emisji zanieczyszczeń z ocenianych silników wyznaczono wartości opłat jednostkowych za emisję  $s_s$ , odniesionych do pracy użytecznej silnika (rys. 7 i 8):

$$s_s = \sum_i C_i \cdot e_i / 1000 \text{ [euro/(kW}\cdot\text{h)] lub [PLN/(kW}\cdot\text{h)]}$$

gdzie:  $C_i$  – stawki opłat za poszczególne substancje w euro/kg lub PLN/kg,  $e_i$  – emisja jednostkowa poszczególnych substancji w g/(kW·h),  $i$  – oznaczenie emitowanej substancji.

Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że bardzo znacznie różni się syntetyczna szkodliwość substancji emitowanych z silnika klasycznego i z bioetanolowego – rys. 9. Względna różnica opłat jednostkowych za emisję zanieczyszczeń z silnika PD–EURO IV w stosunku do opłat jednostkowych za emisję zanieczyszczeń z silnika E95 w testach ESC i ETC według propozycji Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady oraz Obwieszczenia Ministra Środowiska  $\delta(s_s)$  wynosi:

$$\delta(s_s) = \frac{s_s(\text{PD-EURO IV}) - s_s(\text{E95})}{s_s(\text{PD EURO IV})}$$

gdzie:  $s_s(\text{PD-EURO IV})$  – opłata dla silnika PD–EURO IV,  $s_s(\text{E95})$  – opłata dla silnika E95.

Przeciętnie różnica ta wynosi około 70%.

Dużo większe są opłaty za zanieczyszczanie środowiska zgodnie z propozycją Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady w stosunku do Obwieszczenia Ministra Środowiska. Na rysunku 10 przedstawiono względną różnicę opłat jednostkowych za emisję zanieczyszczeń z silników

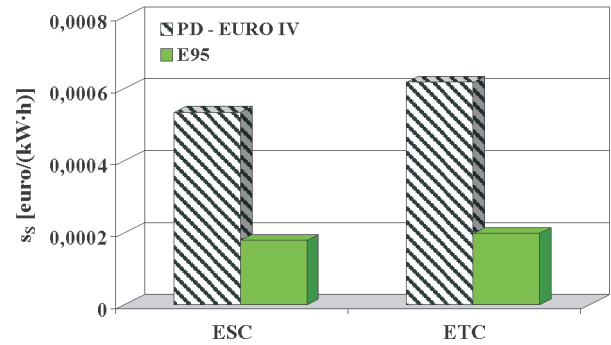
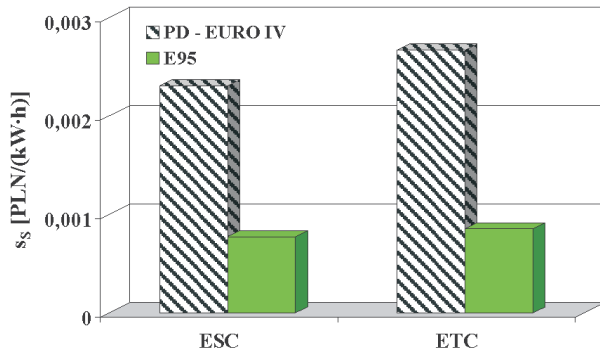


Fig. 8. Unit charges  $s_s$  for the emissions from PD-EURO IV and E95 engine in ESC and ETC as per the Announcement of the Minister of Environment (in PLN and EUR)

Rys. 8. Opłaty jednostkowe  $s_s$  za emisje zanieczyszczeń z silnika PD-EURO IV i z E95 w testach ESC i ETC według Obwieszczenia Ministra Środowiska (w PLN i w euro)

$$\delta_{EU/PL} = \frac{s_s(EU) - s_s(PL)}{s_s(PL)}$$

where:  $s_s(EU)$  – charge as per the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council,  $s_s(PL)$  – charge as per the Announcement of the Minister of Environment.

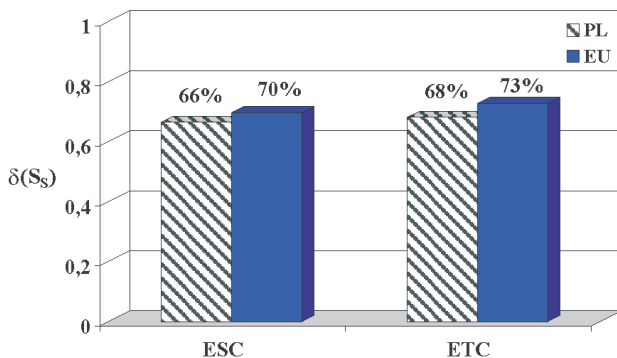


Fig. 9. A relative difference  $\delta(s_s)$  between the unit charges for the emissions from PD-EURO IV engine and the unit charges for the emissions from E95 engine in the ESC and ETC tests as per the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council and the Announcement of the Minister of Environment

Rys. 9. Względna różnica  $\delta(s_s)$  opłat jednostkowych za emisję zanieczyszczeń z silnika PD-EURO IV w stosunku do opłat jednostkowych za emisję zanieczyszczeń z silnika E95 w testach ESC i ETC według propozycji Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady oraz Obwieszczenia Ministra Środowiska

A relative charge difference as per the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council as opposed to the unit charges as per the Announcement of the Minister of Environment exceeds 6000%!

The conducted tests confirm that the proposed method of using the system of charges for the emissions introduced into the atmosphere is an efficient way of synthetic assessment of emissions from combustion engines.

PD-EURO IV i z E95 w testach ESC i ETC według propozycji Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady w stosunku do opłat jednostkowych za emisję zanieczyszczeń według Obwieszczenia Ministra Środowiska  $\delta_{EU/PL}$ :

$$\delta_{EU/PL} = \frac{s_s(EU) - s_s(PL)}{s_s(PL)}$$

gdzie:  $s_s(EU)$  – opłata zgodnie z propozycją Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady,  $s_s(PL)$  – opłata zgodnie z Obwieszczeniem Ministra Środowiska.

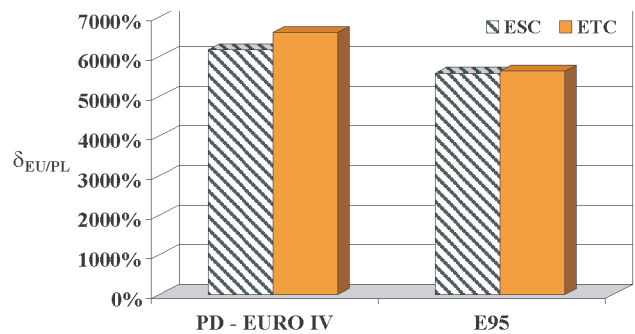


Fig. 10. Relative difference  $\delta_{EU/PL}$  of the unit charges for the emissions from the PD-EURO IV and E95 engines in the ESC and ETC tests as per the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council as opposed to the unit charges as per the Announcement of the Minister of Environment

Rys. 10. Względna różnica  $\delta_{EU/PL}$  opłat jednostkowych za emisję zanieczyszczeń z silników PD-EURO IV i z silnika E95 w testach ESC i ETC według propozycji Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady w stosunku do opłat jednostkowych za emisję zanieczyszczeń według Obwieszczenia Ministra Środowiska

Względna różnica opłat według propozycji Dyrektywy w stosunku do opłat według Obwieszczenia przekracza 6000%!

Przeprowadzone badania potwierdzają, że zaproponowana metoda wykorzystania systemów opłat za wprowadzanie zanieczyszczeń do środowiska jest skutecznym sposobem

#### 4. Conclusions

The proposed method of synthetic assessment of emissions from combustion engines constitutes an efficient means for the valuation of the ecological quality of engines. The method of synthetic assessment of the ecological properties of combustion engines is based on the rates of charges for the emissions introduced into the atmosphere. This method refers to the practical valuation of the harmfulness of the individual pollutants. A comparison of two systems: the proposal of the Directive of the European Parliament and the European Council with the Announcement of the Minister of Environment indicates that the experience in the evaluation of the harmfulness of individual pollutants may differ. This, however does not challenge the fact that we should rely on practically verified evaluations of the harmfulness of individual pollutants.

An example of the application of the developed synthetic assessment of the emissions in a bioethanol engine of very low emissions showed that it is a successful method of ecological valuation of combustion engines technical solutions.

syntetycznej oceny emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych.

#### 4. Podsumowanie

Zaproponowana metoda syntetycznej oceny emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych stanowi skuteczny środek do wartościowania ekologicznej jakości silników. Metodę oceny syntetycznej ekologicznych właściwości silników spalinowych oparto na stawkach opłat za wprowadzanie zanieczyszczeń do środowiska. Sposób taki odwołuje się do wartościowania szkodliwości poszczególnych zanieczyszczeń, wynikającej z praktyki. Porównanie dwóch systemów: propozycji Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady oraz Obwieszczenia Ministra Środowiska wskazuje, iż doświadczenia w ocenie szkodliwości poszczególnych zanieczyszczeń mogą się znacznie różnić. Nie podważa to jednak w niczym słuszności oparcia się na weryfikowanych w praktyce ocenach szkodliwości poszczególnych zanieczyszczeń.

Przykład zastosowania opracowanej syntetycznej oceny emisji zanieczyszczeń w stosunku do silnika bioetanolowego o bardzo małej emisji zanieczyszczeń wykazał, że jest to skuteczna metoda ekologicznego wartościowania rozwiązań technicznych silników spalinowych.

Paper reviewed

#### Bibliography/Literatura

- [1] Alloway B.I., Ayres D.C.: Chemiczne podstawy skażenia środowiska, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1999.
- [2] Carter W.P.L.: Development of ozone reactivity scales for volatile organic compounds, Journal of the Air and Waste Management Association, Vol. 44, 1994, pp. 881-899.
- [3] Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych, Prace Naukowe. Seria „Mechanika” z. 173, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
- [4] Chłopek Z.: Pojazdy samochodowe – ochrona środowiska naturalnego, WKiŁ, Warszawa 2002.
- [5] Chłopek Z.: The estimation of the pollutant emission from internal combustion engines supplied with bioethanol fuels, Combustion Engines, No. 2/2008 (133).
- [6] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie promowania ekologicznie czystych i energooszczędnych pojazdów w transporcie drogowym – propozycja z dnia 19.12.2007 r. – KOM(2007)817 wersja ostateczna – 2005/0283 (COD).
- [7] [http://armaag.gda.pl/indeks\\_jakosci\\_powietrza.htm](http://armaag.gda.pl/indeks_jakosci_powietrza.htm)
- [8] <http://www.dieselnet.com>
- [9] Juda-Rezler K.: Oddziaływanie zanieczyszczeń powietrza na środowisko, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2000.
- [10] Lohmeyer A., Düring I.: Quantifizierung der Feinstaubausbildung im Nahbereich von Straßen, Senatsverwaltung für Stadtentwicklung, Umweltschutz und Technologie, Berlin 2001.
- [11] Obwieszczenie Ministra Środowiska z dnia 20.09.2007 r. w sprawie stawek opłat za korzystanie ze środowiska w 2008 r.
- [12] US EPA – New Jersey Department: 2004 Air quality index summary. <http://www.state.nj.us/dep/airmon/aqi04.pdf>.
- [13] US EPA: Air quality index reporting – final rule. 40 CFR Part 58. Federal Register, vol. 64, no. 149. August 4, 1999.
- [14] Sandor R.L., Walsh M.J.: Kyoto or not: Opportunities in carbon trading are here, Environmental Quality Management, Springer 2001.

Mr. Zdzisław Chłopek, DSc, DEng. – Professor in the Motor Transport Institute in Warsaw.

Dr hab. inż. Zdzisław Chłopek – profesor w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie

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



## Aktualności

### Silniki ZI

#### **Silnik ZI z Korei**

Hyundai poinformował oficjalnie o nowym silniku, który zadebiutuje już w kolejnej generacji modelu Sonata. Silnik Theta II GDI o pojemności 2,4 dm<sup>3</sup> osiąga moc 201 KM.

Silnik ten został wyposażony w bezpośredni wtrysk benzyny. Jego moc maksymalna wynosi 201 KM i jest osiągnięta przy 6300 obr/min. Maksymalny moment obrotowy to 250 N·m przy 4250 obr/min ( $N_e = 133 \text{ kW}$ ,  $N_l = 55,3 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_{cyl} = 33,2 \text{ kW/cyl}$ ,  $p_e = 1,36 \text{ MPa}$ ). Producent zastrzega jednak, że osiągi silnika mogą się różnić w poszczególnych modelach lub wersjach samochodu.

Silnik został wyposażony w system zmiennych faz rozrządu oraz nowatorski układ dolotowy. Opracowanie tego silnika kosztowało 100 milionów euro i trwało przeszło 46 miesięcy.



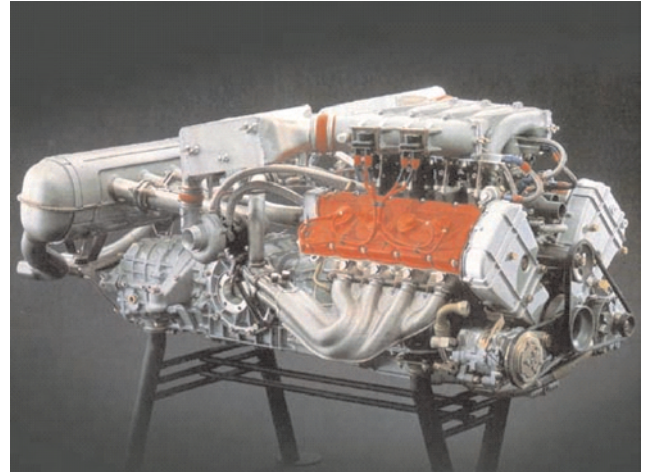
Oprac. na podst. [www.hyundai.com](http://www.hyundai.com)

#### **Ferrari z turbosprężarką**

Producenci samochodów sportowych dotychczas nie zbyt chętnie wykorzystywali turbodoładowanie. Przeważała tendencja do stosowania silników wolnossących o wystarczająco dużych pojemnościach skokowych. Współcześnie jednak wymagania ekologiczne zmuszają do stosowania *downsizingu*, co nierozłącznie jest związane ze stosowaniem doładowania. Ferrari zamierza więc po kilku latach wrócić do koncepcji silnika turbodoładowanego.

Turbodoładowanie w Ferrari pojawiło się w modelu F40 i jego poprzedniku – modelu 288 GTO. Reszta samochodów była napędzana za pomocą silników wolnossących. Jean Jacques, odpowiedzialny w Ferrari za rozwój jednostek napędowych, zapowiedział, że z powodu walki z emisją CO<sub>2</sub> Ferrari będzie musiało zwiększać koncentrację mocy w swoich silnikach za pomocą turbosprężarek. Jednakże przeszkodą jest tzw. efekt turbodziury, który inni producenci niwelują przez zastosowanie doładowania dwustopniowego (biturbo), doładowania zakresowego z drugą turbosprężarką (np. BMW) lub ze sprężarką napędzaną mechanicznie (np.

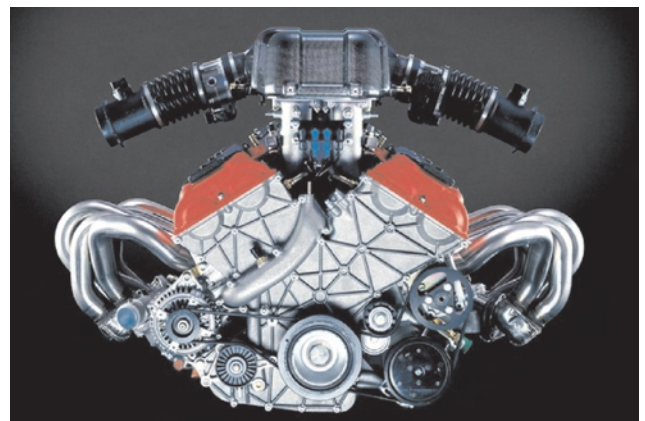
Volkswagen TFSI). Ferrari nie zdradziło jednak jakiego rozwiązania użyje. Jedną z możliwości jest dalszy rozwój systemu Multiair, a następnie zastosowanie go do silnika Ferrari.



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

#### **Nowy silnik V8 w Ferrari**

W modelu Enzo firmy Ferrari stosowany jest silnik V12 o pojemności 6 dm<sup>3</sup>, którego moc maksymalna wynosi 669 koni mechanicznych. Następca tego modelu nie został jeszcze oficjalnie przedstawiony, ale ujawniono już jego nazwę kodową FX70/F70. Jak donoszą zagraniczne serwisy, prawdopodobnie pod karoserią nowego Ferrari pracować będzie nowy, podwójnie doładowany silnik V8. Włoska stajnia nie wyklucza jednak użycia całkowicie dwunastocylindrowej jednostki. Przepuszczalna moc mniejszego silnika będzie wynosić około 710 koni mechanicznych. Jeżeli pojawi się jednostka V12, to będzie rozwijać moc przynajmniej 812 KM.

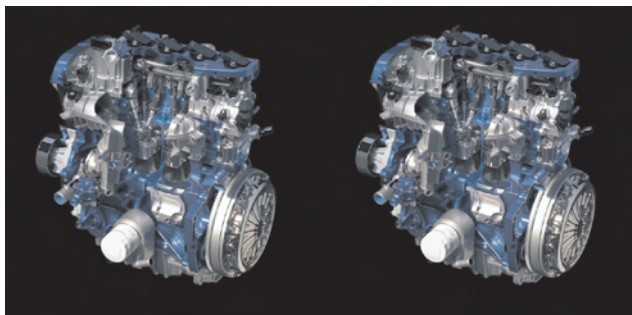


[www.motogazeta.mojeauto.pl/Technika](http://www.motogazeta.mojeauto.pl/Technika)

#### **Ford – rodzina nowych silników typu EcoBoost**

Koncern Ford ujawnił na Targach Motoryzacyjnych we Frankfurcie szczegóły dotyczące nowych, 4-cylindrowych turbodoładowanych wersji rodziny silników ZI typu Eco-

Boost SCTi (*Sequential Charge Turbo Injection*) mających wejść do produkcji w 2010 roku. W nowych silnikach EcoBoost I-4 o pojemnościach skokowych 1,6 i 2,0 dm<sup>3</sup> wykorzystuje się udoskonalony system turbodoładowania zakresowego, bezpośredni wtrysk paliwa oraz podwójne niezależne i zmienne sterowanie fazami rozrządu. Zastosowane rozwiązania umożliwiają zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub> o 20% w odniesieniu do konwencjonalnego silnika ZI o większej pojemności skokowej i o podobnej mocy użytecznej. Silniki EcoBoost będą umożliwiały osiągnięcie mocy i osiąągów porównywalnych do silników ZS.



Najważniejszym elementem nowego systemu spalania jest wysokociśnieniowy system bezpośredniego wtrysku paliwa, który dostarcza małe i dokładne dawki paliwa do każdego cylindra pod ciśnieniem 20 MPa, a średnia średnica kropel paliwa jest mniejsza niż 0,02 mm. Podobnie jak w nowoczesnych silnikach ZS, możliwe jest tutaj uzyskanie wtrysku wielopunktowego, który obniża emisję składników szkodliwych spalin. Zmienne sterowanie fazami rozrządu, zarówno zaworów dolotowych, jak i wylotowych umożliwia bezdławieniową regulację obciążenia silnika Ford EcoBoost dla całego zakresu prędkości obrotowych silnika, poprawiając sprawność ogólną i parametry eksploatacyjne, zwłaszcza dla obciążeń częściowych. W silnikach Ford EcoBoost możliwe jest, podobnie jak w najnowocześniejszych silnikach ZS, uzyskanie dużej wartości momentu obrotowego w zakresie małej prędkości obrotowej przy zachowaniu dobrych osiąągów w całym zakresie prędkości obrotowych silnika. Możliwe jest to dzięki udoskonalonej technologii turbodoładowania wykorzystującej niewielkie wirniki o małej bezwładności, które obracają się z prędkościami przekraczającymi 200 000 obr/min. Turbiny dobiera się tak, aby zapewnić uzyskanie maksymalnego momentu obrotowego dla prędkości 1500 obr/min lub mniejszych, z maksymalnie zmniejszonym czasem opóźnienia reakcji turbosprężarki na gwałtowne zmiany obciążenia w warunkach drogowych. Odpowiedni dobór turbosprężarki zapewnia silnikom Ford EcoBoost utrzymanie wskaźników pracy także w zakresie prędkości powyżej 5000 obr/min, dzięki czemu uzyskuje się znacznie szerszy zakres dużych mocy niż dla typowego silnika ZS. Chłodzenie ładunku przez bezpośredni wtrysk paliwa odgrywa dodatkową rolę w zwiększeniu osiąągów dla małych prędkości obrotowych.

Zaproponowane przez firmę Ford rozwiązanie jest nawiązaniem do obowiązującej obecnie tendencji *downsizingu*

i umożliwia zastępowanie silników wolnossących o dużej pojemności skokowej silnikami znacznie mniejszymi (nawet o 50%), ale bez zmniejszenia mocy użytecznej.

Oba silniki 1,6 i 2,0 dm<sup>3</sup> stanowią zaawansowane jednostki o niewielkim ciężarze; są konstrukcjami aluminiowymi z głowicami z 16. zaworami i 2. wałkami rozrządu umieszczonymi w głowicy silnika, sterowanymi niezależnie. Zastosowano w nich także nową konstrukcję układu smarowania silnika i powłoki części trących o małych współczynnikach tarcia.

Udoskonalona konstrukcja systemu spalania umożliwia obu silnikom spełnienie najbardziej restrykcyjnych światowych wymagań w zakresie emisji składników szkodliwych, włączając wymagania kalifornijskie dla PZEV (*Partial Zero Emission Vehicles*) i regulacje Euro V.

Silnik 2,0 dm<sup>3</sup> będzie produkowany w fabryce silników w Walencji w Hiszpanii, a silnik 1,6 dm<sup>3</sup> – w fabryce silników w Bridgend w Wielkiej Brytanii. Kolejny silnik typu EcoBoost o małej objętości skokowej będzie produkowany w fabryce silników w Kolonii w Niemczech i w fabryce silników w Craiova w Rumunii. Do roku 2012 Ford planuje produkować 1,3 mln silników EcoBoost rocznie – 750 000 z nich na rynek Ameryki Północnej, gdzie turbodoładowane silniki ZS są mniej rozpowszechnione w samochodach osobowych. Do roku 2013 Ford spodziewa się zastosować silniki EcoBoost w 90% swoich produktów.

Oprac. na podst.: [www.autogaleria.pl](http://www.autogaleria.pl), [tuning.pl](http://tuning.pl)

### Silnik Audi 1.2L TFSI – przykład downsizingu

Pojęcie *downsizingu* wiąże się ze zmniejszeniem pojemności skokowej i zastosowaniem doładowania. Firma Audi wprowadziła w linii modelowej A3 nowy turbodoładowany silnik ZI typu TFSI o pojemności skokowej 1,2 dm<sup>3</sup>; wytwarza on moc użyteczną 77 kW przy zużyciu paliwa 5,5 dm<sup>3</sup>/100 km. Emisja CO<sub>2</sub> wynosi 127 g/km.

Silnik 1.2 TFSI umożliwia uzyskanie mocy jednostkowej  $N_1 = 87,7 \text{ KM/dm}^3$  dla pojemności skokowej od 1,197 dm<sup>3</sup>. Stosuje się w tym silniku takie same technologie jak w jego poprzednich wersjach o pojemności skokowej 1,8 i 2,0 dm<sup>3</sup>. Turbodoładowanie i bezpośredni wtrysk paliwa pozwalają na duży stopień sprężania 10,0:1 i dobrą sprawność cieplną. Mała masa silnika rzędu 89,5 kg nie tylko zwiększa sprawność tej czterocyndrowej jednostki, lecz także poprawia rozkład obciążenia wzdłuż osi pojazdu.

Skrzynia korbową wykonaną jest ze stopu aluminium, blok ma suche tuleje cylindrowe wykonane z odlewanego żeliwa szarego. Pokrywa rozrządu składa się z odlewu ciśnieniowego stopu magnezu.

Silnik 1.2 TFSI (średnica cylindra × skok tłoka = 71,0 × 75,6 mm) został zoptymalizowany w celu zmniejszenia tarcia; ma to zastosowanie w odniesieniu do pierścieni tłokowych i pompy olejowej. Główne łożyska wału korbowego i łożyska korbowodowe mają średnicę 42 mm. Pojedynczy wał rozrządu uruchamia osiem zaworów przez łańcuch. Konstrukcja zaworów oraz geometria kanałów dolotowych zapewniają odpowiednie zawirowanie ładunku, które ułatwia dobrą skuteczność jego przygotowania w komorach spalania. System *common rail* zapewnia wtrysk paliwa; aż

do 3000 obr/min możliwy jest podwójny wtrysk, co również optymalizuje spalanie.

Turbosprężarka pozwala na uzyskanie 0,09 MPa ciśnienia doładowania, a chłodzona cieczą chłodnica międzystopniowa obniża temperaturę powietrza na dolocie. Regulacje doładowania zapewnia elektrycznie sterowany zawór upustowy.

Turbodoładowany silnik czterocylindrowy umożliwia uzyskanie momentu obrotowego 175 N·m, który jest rozwijany przy prędkościach między 1500 a 3500 obr/min. Przy prędkości 5000 obr/min osiągnięta jest maksymalna moc użyteczna równa 77 kW.

W zastosowaniu do samochodu Audi A3 silnik 1.2 TFSI pozwala na zmniejszenie zużycia paliwa o ponad 1 dm<sup>3</sup>/100 km w porównaniu do poprzednio stosowanego silnika 75 kW.

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

## Silniki ZS

### **AMG**

AMG – firma zajmująca się wytwarzaniem sportowych wersji samochodów Mercedes zaczęła prace nad nowym silnikiem, tym razem będzie to jednostka ZS. Pierwsze informacje na temat takiego silnika przeznaczonego do samochodu klasy C AMG wskazują na prawdopodobną moc jednostki 525 KM i moment obrotowy 900 N·m.

Firma AMG zapowiedziała także prace rozwojowe nad modelem SLS zasilanym elektrycznie, a także nad zastosowaniem wodoru, energii słonecznej oraz LPG.

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

### **20 lat stosowania silnika TDI przez Volkswagena**

Pierwsze silniki TDI (*Turbodiesel Direct Injection*) w samochodach osobowych pojawiły się na rynku w 1989 roku. Pierwszy na świecie silnik diesla z bezpośrednim wtryskiem paliwa od razu zyskał wielu zwolenników. Zasilana bezpośrednim wtryskiem do komory spalania jednostka oferuje duży moment obrotowy i dobre osiągi. Oprócz tego charakteryzuje się dużą oszczędnością i wytrzymałością. W roku 2007 producent samochodów Škoda wprowadził do silników TDI bezpośredni wtrysk paliwa typu *common rail*. Obecnie także Volkswagen w silnikach TDI zasilanie pompowtryskiwaczami zastąpił także wtryskiem akumulatorowym *common rail*.

Nowe wersje silnika TDI są wyposażone w nowoczesny układ wysokociśnieniowego wtrysku akumulatorowego i filtr cząstek stałych. Zastosowanie tych rozwiązań zapewnia wysoką kulturę pracy i sprawność termodynamiczną silnika, a także łatwość uzyskiwania lepszych parametrów użytkowych oraz mniejszą emisję spalin.

Pojawienie się na rynku silników TDI przed 20 laty zrewolucjonizowało światowy rynek silników ZS.

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

## Doładowanie

### **Elektryczna sprężarka doładowująca VTES firmy CPT**

Firma Controlled Power Technologies (CPT, [www.cpowert.com](http://www.cpowert.com)) opracowała elektrycznie napędzaną sprężarkę doładowującą pod nazwą VTES (*Variable Torque*

*Enhancement System*). Rozwiązanie to zostało przebadane w instytucie AVL w Grazu (Austria) i jest dostosowywane do programu rozwojowego HyBoost firmy Ricardo, którego celem jest zwiększenie skuteczności układów napędowych; koszt realizacji projektu wyniesie ok. 5 mln dolarów.

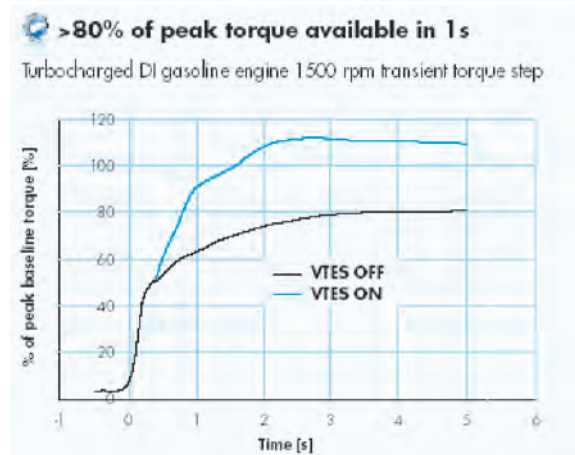
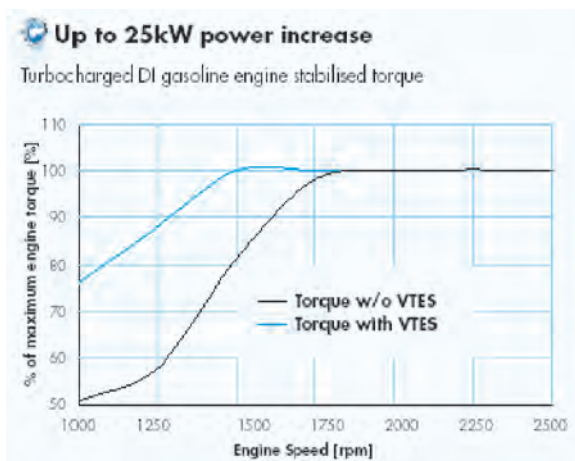


Urządzenie VTES jest chłodzoną powietrzem maszyną o przełączanej rezystancji magnetycznej, sprzężoną z elektroniką mocy i zoptymalizowaną sprężarką promieniową, która zapewnia duże wartości przepływu powietrza, ciśnienia i sprawności. Elektrycznie napędzane urządzenie doładowujące, które stanowi sprężarka przepływowa odśrodkowa, działa niezależnie od prędkości obrotowej silnika, co sprawia, że nadaje się do utrzymywania charakterystyki pojazdu w stacjach przejściowych i zachowania odpowiednich zdolności napędowych silnika w warunkach charakterystyki pełnej mocy.



Zastosowanie systemu VTES pozwala na zwiększenie momentu obrotowego o ponad 50% przy prędkościach silnika poniżej 3000 obr/min, kompensując z nadwyżką niewystarczającą moc z turbiny urządzenia doładowującego w silniku turbodoładowanym. Ponad 90% dostępnego momentu obrotowego uzyskiwane jest w czasie krótszym niż 1 s. W porównaniu do wolnoobrotowego silnika 1,6 dm<sup>3</sup>, silnik o zmniejszonych wymiarach wyposażony w elektryczną sprężarkę doładowującą umożliwia skrócenie czasu przyspieszenia na ostatnim biegu z prędkości 70 do 100

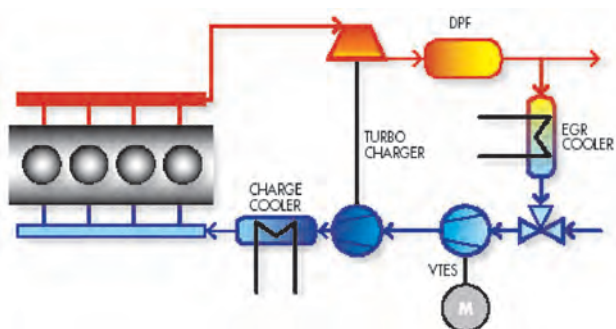
km/h z 18 do 11 s (o prawie 40%). Elektryczna sprężarka doładowująca firmy CPT znacznie zwiększa gęstość ładunku silnika w ciągu pierwszych krytycznych 10 cykli pracy w stanie przejściowym przy małej prędkości obrotowej silnika. Sprężarka doładowująca o małej bezwładności przyspiesza od prędkości biegu luzem do swojej maksymalnej prędkości rzędu 70000 obr/min w czasie krótszym niż 1/3 s, umożliwiając osiągnięcie maksymalnego momentu obrotowego przy bardzo małej prędkości obrotowej silnika w ciągu 1 s. Taka bardzo dynamiczna reakcja i szybkie doładowanie pozwala silnikowi na natychmiastową reakcję na trudne warunki obciążenia w stanach przejściowych przez dostarczenie aż do 25 kW dodatkowej mocy na wale korbowym. W stosunku do opóźnionej reakcji turbosprężarki w silniku turbodoładowanym proponowane rozwiązanie jest korzystniejsze ze względu zarówno na szybkość reakcji, jak i na koszt jego zastosowania. Wykorzystanie w tym urządzeniu silnika elektrycznego 25 kW możliwie jest w standardowej instalacji elektrycznej pojazdu wyposażonej w alternator 12 V i akumulator.



Firma CPT zaleca podłączenie elektrycznej sprężarki doładowującej w szereg z konwencjonalną turbosprężarką napędzaną spalinami jako 1 stopień sprężający.

Koncepcja VTES może również pomóc w obniżeniu emisji sadzy i cząstek stałych przez silniki ZS, szczególnie wtedy, gdy kierowca przyspiesza od małych prędkości ob-

rotowych silnika (pozwala to na zmniejszenie wielkości i kosztów filtra cząstek stałych).



Oprac. na podst.: [www.cpowert.com](http://www.cpowert.com), [www.automotto.org](http://www.automotto.org),  
[www.motorauthority.com](http://www.motorauthority.com), [jalopnik.com](http://jalopnik.com)  
Por. także *Combustion Engines* 3/2009 (138), s. 90

## Osprzęt

### Nowy akumulator

Porsche jest pierwszym producentem samochodów, który oprócz tradycyjnego akumulatora będzie oferować baterię litowo-jonową. Waży ona mniej niż sześć kilogramów i jest o 10 kg lżejsza od tradycyjnego akumulatora o pojemności 60 A·h.

Nowa bateria pojawi się na początku przyszłego roku w modelach Porsche 911 GT3, 911 GT3 RS oraz Boxster Spyder. Ten ultralekki akumulator będzie dostępny jako opcja za dopłatą. Bateria litowo-jonowa ze względu na swoją konstrukcję ma jednak pewne ograniczenia. Jej pojemność znacznie się zmniejsza przy temperaturach poniżej 0°C.

Akumulator litowo-jonowy pod względem długości i szerokości jest taki sam jak tradycyjna bateria w samochodzie. Jest natomiast niższy o 70 mm. Miejsce podłączenia klem pozostało bez zmian, a sam akumulator został zaprojektowany tak, by można było łatwo go wymienić.



Nominalna pojemność 18 A·h w akumulatorze litowo-jonowym jest nie tylko porównywalna z 60 A·h w tradycyjnym akumulatorze, ale w niektórych warunkach nawet lepsza. W konwencjonalnym akumulatorze tylko około 30% całej pojemności może być w danej chwili używane, podczas gdy bateria litowo-jonowa dzięki swojej budowie umożliwia wykorzystanie niemal 100% pojemności w każdych warunkach

pracy. Jest to ważne przede wszystkim podczas uruchamiania silnika. Ponadto proces ładowania baterii litowo-jonowych przebiega dużo szybciej, a liczba cykli ładujących i rozładowujących dużo mniej wpływa na zmniejszanie się pojemność baterii i jej samorozładowywanie.

Akumulator jest zbudowany z warstwy włókna węglowego oraz fosforanów żelaza z ceramiczną warstwą zanurzoną w elektrolicie. Lekka bateria jest zbudowana z czterech komórek oraz zintegrowanej elektroniki, która zapobiega rozładowywaniu oraz nadzoruje proces samoczynnego doładowania. Gdy akumulator zbyt mocno się rozładuje, kierowca zostanie powiadomiony sygnałem dźwiękowym.

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

### Nissan inwestuje w baterie

Nissan zamierza przyspieszyć pracę nad produkcją baterii do samochodów elektrycznych. Efektów tych prac należy oczekiwać w ciągu trzech lat. Nissan zapowiada, że dzięki oczekiwanemu wsparciu ze strony państwowej pojazdy elektryczne nie powinny być droższe od tych zasilanych silnikami benzynowymi.

Japoński producent zamierza wyprodukować 500 tysięcy baterii. Produkcja na tak szeroką skalę sprawi, że technologia elektryczna będzie dostępna za dużo niższą cenę niż dotychczas. Przy okazji firma chce zostać liderem na rynku samochodów elektrycznych. Pomoże mu w tym samochód Leaf, który będzie oferowany na początku w Stanach Zjednoczonych i Japonii, a następnie w wybranych częściach Europy.



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

### Nowe konstrukcje

#### Silniki z tworzywa sztucznego

Silniki samochodowe są nadal wykonywane z odlewów różnych typów metali, a proces metalurgiczny odbywa się na podobnych zasadach, jak kilka wieków temu.

Pochodzący z New Jersey inżynier Matti Holtzberg opracował nowy sposób na tworzenie silników z odlewów tworzyw sztucznych. Nawiązał on współpracę z jednym z koncernów, który być może w niedalekiej przyszłości wyprodukuje pierwsze silniki tego typu.

Holtzberg pracuje nad silnikami z tworzywa sztucznego już od 1979 roku. Wówczas po raz pierwszy wytworzył silnik z blokiem z tworzywa sztucznego. Z tego samego materiału była wykonana miska olejowa, część głowicy cylindrów oraz korbowody. Komory spalania, tłoki, wał korbowy oraz wałek

rozzrządu były wykonane z żelaza i aluminium. Standardowo silnik rozwijał moc 88 KM i ważył 188 kg ( $m_j = 2,14$  kg/KM; 2,91 kg/kW). Dwa lata później firma wyprodukowała silnik o mocy 300 KM, ważący jedynie 68 kg ( $m_j = 0,23$  kg/KM; 0,31 kg/kW).

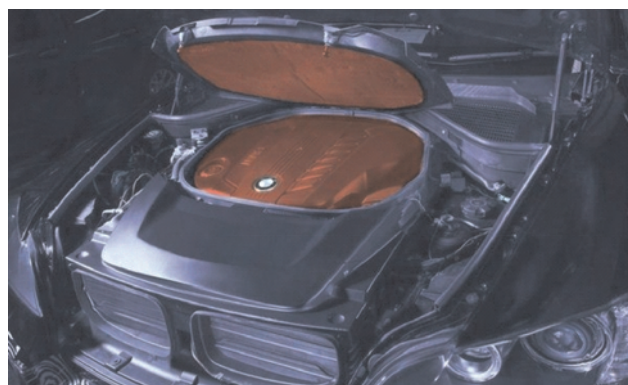
W latach osiemdziesiątych wynalazca kontynuował rozwój koncepcji, podejmując współpracę z zespołami wyścigowymi. Eksperymentowano z różnymi rodzajami materiałów, tak by produkować jak najlżejsze i najtańsze konstrukcje. Obecnie konstruktorzy szacują, że wykorzystanie komponentów z tworzywa sztucznego pozwoli zredukować wagę silnika o jedną trzecią, a także skutecznie zmniejszyć koszty produkcji.

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

### Technologie BMW

BMW ujawniło pierwsze szczegóły dotyczące nowych systemów zarządzania wymianą ciepłą w pojeździe. Mają one znacząco wpłynąć na redukcję emisji spalin oraz zmniejszenie zużycia paliwa przez silniki.

Działanie pierwszego systemu ma ograniczyć zjawisko tzw. "zimnego rozruchu". Dzięki specjalnym materiałom po zakończeniu jazdy silnik będzie dużo wolniej wytracał ciepło. Po 12 godzinach od zakończenia pracy jego temperatura ma wynosić jeszcze około 40°C. Przeprowadzone badania wykazały, że jeden stopień Celsjusza powyżej temperatury otoczenia zmniejszy zużycie paliwa o ok. 0,2%.



BMW zamierza zintegrować generator termoelektryczny z chłodnicą systemu recyrkulacji spalin. W tym przypadku zostałyby wykorzystane zjawisko Seebacka, które polega na powstawaniu prądu w obwodzie zawierającym dwa półprzewodniki, gdy ich złącza znajdują się w różnych temperaturach. Im większa różnica temperatur, tym większe napięcie może wytworzyć ten układ. Takie rozwiązanie powinno zmniejszyć emisję CO<sub>2</sub> i spalanie o 2%.

Ostatnim wynalazkiem BMW jest wymiennik ciepła gazów spalinowych. Jego zadaniem byłoby ogrzewanie różnych elementów układu napędowego, aby zmniejszyć opory pracy przy zimnym oleju.

Na razie większa część tych rozwiązań jest w fazie prototypu, ale ich zastosowanie będzie prawdopodobnie możliwe już za kilka lat.

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

## Napędy alternatywne

### Biopaliwa drugiej generacji

Wykorzystanie surowców biologicznych drugiej generacji, takich jak odpady rolnicze, odpady leśne i ług czarny, ograniczone jest obecnie na świecie do wytwarzania energii elektrycznej w elektrocieplowniach i instalacjach regeneracyjnych. Jednak surowce biologiczne drugiej generacji są przedmiotem rozległych badań jako potencjalne źródło paliw ciekłych dla transportu.

Najnowszy raport globalnej firmy doradczej Frost & Sullivan pt. „Analiza globalnego rynku surowców biologicznych drugiej generacji” wykazuje, że dzięki technologiom wstępnego przetwarzania i zgazowywania, biopaliwa drugiej generacji już niedługo będą obecne na rynku komercyjnym. Postęp we wstępnym przetwarzaniu i zgazowywaniu surowców biologicznych za pomocą odpowiednio oddzielnej hydrolizy i fermentacji oraz zgazowywania i syntezy katalizowanej może zmniejszyć koszty produkcji biopaliw drugiej generacji. Twierdzi się także, że zastosowanie biopaliw drugiej generacji spowoduje zmniejszenie emisji gazów cieplarnianych – w szczególności dwutlenku węgla – z silników spalinowych z 80 do 85% w porównaniu z konwencjonalnymi paliwami kopalnymi.

Oczekuje się, że oprócz wspierania procesów wydajnych energetycznie w przemyśle, surowce biologiczne drugiej generacji oraz technologie wykorzystywane do ich przetwarzania na biopaliwa zmniejszą emisję gazów cieplarnianych w sektorze transportu, a produkcja komercyjna biopaliw drugiej generacji osiągnie do końca 2015 roku wartość 18,9 miliardów litrów (5 miliardów galonów) rocznie.



Działające obecnie na skalę demonstracyjną instalacje biopaliw drugiej generacji wykorzystują pojedynczy surowiec, m.in. odpady leśne albo rolne. Dopiero po pewnym czasie jednak łańcuchy dostaw poszczególnych surowców lepiej się rozwiną, umożliwiając pełne wykorzystanie zalet oferowanych przez tę technologię. Uważa się, że proces ten dokona się równolegle z komercjalizacją biopaliw drugiej generacji.

Biopaliwa drugiej generacji będą powoli, ale zdecydowanie wpływać na dywersyfikację źródeł energii na świecie. Wpływ ten może nie być znaczący w perspektywie krótkoterminowej. Jeśli przodujące technologicznie firmy nie zainwestują w przetwórnictwo, takie zmiany raczej nie nastąpią przed rokiem 2017. Potem jednak ich wpływ będzie najpewniej bardzo znaczny. Na tym etapie biopaliwa drugiej generacji będą nie tylko zwiększać bezpieczeństwo ener-

tyczne kraju, ale także dostarczać jego branży transportowej zrównoważone źródło energii.

Oprac. na podst. [www.statoil.pl](http://www.statoil.pl)

### ON z firmy Statoil

Olej napędowy wzbogacony o uszlachetniacz ma pozwolić w utrzymaniu większej czystości i sprawności silników ZS. Najnowszy olej napędowy opracowany w technologii SDP (*Statoil Diesel Protection*) jest przeznaczony do nowoczesnych i precyzyjnie działających silników ZS z układem wtrysku bezpośredniego.

Skład paliwa DieselGold przyczynia się do równomiernego i całkowitego spalania oleju napędowego. W rezultacie jednostka napędowa pracuje płynnie i wydajnie, zmniejsza się zużycie paliwa oraz emisja szkodliwych związków zawartych w spalinach. DieselGold podobnie jak standardowy olej napędowy Statoil – SupraDiesel – sprawdza się także w silnikach starszych generacji.

W badaniach przeprowadzonych przez niezależne laboratorium testowe APL (Automotive Prüftechnik, Landau GmbH, Niemcy) wykazano, że paliwo DieselGold z dodatkiem uszlachetniającym, jako jedyne spośród wszystkich badanych paliw, utrzymywało stały poziom mocy silnika w 32-godzinny cykl pracy.

Dla porównania poziom mocy generowany przez paliwa z innymi dodatkami spadał w tym samym czasie od ponad 3 do ponad 7%. Statoil zapewnił sobie wyłączność na stosowanie wybranego przez siebie dodatku do paliw.

Oprac. na podst. [www.statoil.pl](http://www.statoil.pl)

### Firmy silnikowe

#### Peugeot z silnikiem BMW

Technologiczny alians PSA z BMW trwa już nieprzerwanie od kilku lat. Niebawem ta współpraca wejdzie w kolejny etap. Nowy model Peugeota będzie wyposażony w silnik ZS pochodzący z BMW.

Oprócz silnika, który znajdzie zastosowanie w pojeździe marki Peugeot będą także montowane skrzynie biegów i systemy klimatyzacji opracowane przez BMW. Niemcy będą korzystać z technologii trzycylindrowego silnika benzynowego produkcji francuskiej.

Prezes zarządu koncernu PSA zdementował jednak pogłoski o możliwościach fuzji obu koncernów. Współpracę porównał raczej do wymiany technologicznej, jaką do tej pory Peugeot prowadzi z Mitsubishi.



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

## Books on combustion engines

### Książki o silnikach

#### PRAGMATYCZNE PODSTAWY OCHRONY POWIETRZA ATMOSFERYCZNEGO W TRANSPORCIE DROGOWYM

Merkisz J., Pielecha J., Radzimirski S.  
Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2009

W książce opisano genezę, stan obecny i perspektywy rozwoju pragmatyki dotyczącej ograniczenia negatywnego wpływu motoryzacji na jakość powietrza atmosferycznego. Przedstawiono europejskie, amerykańskie i japońskie przepisy homologacyjne, dotyczące zarówno samochodów osobowych, ciężarowych a także pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych. Podano informacje dotyczące ekologiczności oraz nakreślono kierunki ich rozwoju, które będą wyznacznikiem podczas produkcji pojazdów z silnikami spalinowymi w najbliższych latach.



#### WYBRANE ZAGADNIENIA DIAGNOSTYKI POJAZDÓW

Lotko W. (red.)  
Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom 2009

Czwarte wydanie książki poświęcone jest głównie prawidłowej diagnostyce pojazdów. Zawiera wybrane problemy dotyczące podstaw diagnostyki samochodu. Ponadto odnosi się do najnowszych systemów diagnostycznych opartych na zaawansowanych technologiach cyfrowych. Przykładem tego jest opisany system diagnostyczny EOBD,



## Qualifying as assistant professor

### Habilitacje

**dr hab. inż. Tadeusz Dziubak**

#### *Analiza procesu filtracji powietrza wlotowego do silników pojazdów specjalnych*

Przewód habilitacyjny przeprowadzono w dniu 16 października 2008 roku na Wydziale Mechanicznym Wojskowej Akademii Technicznej.

Tematyka rozprawy dotyczy problemu filtracji powietrza zasysanego do silników spalinowych dużej mocy (samochody ciężarowe, pojazdy specjalne, w tym pojazdy wojskowe: transportery, czołgi, bojowe wozy pniechoty), które są eksploatowane w warunkach znacznie większego zapylenia powietrza (około  $1 \text{ g/m}^3$ ) niż samochody osobowe – poniżej  $0,001 \text{ g/m}^3$ .

Przedstawiono ocenę zanieczyszczeń powietrza, w tym pyłu drogowego i jego głównych parametrów: stężenia w powietrzu, składu chemicznego i granulometrycznego oraz rozmiaru ziaren. Zwrócono uwagę na wpływ parametrów pyłu na zużycie współpracujących tarcioelementów silnika, w tym głównie skójarzenia T-P-C (tłok-pierścienie tłokowe-cylinder), do którego zanieczyszczenia przedostają się bezpośrednio wraz z zasysanym powietrzem. Opisano kolejne etapy stosowania coraz doskonalszych materiałów filtracyjnych, poczynając od siatek aż do złóż z nanowłókien.

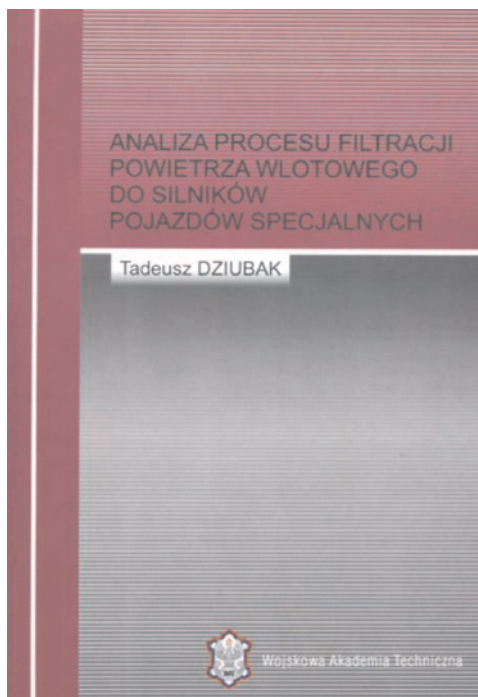
W monografii zawarto obszerną analizę procesu filtracji powietrza wlotowego w filtrze dwustopniowym będącym specyficznym systemem filtracji powietrza (wyposażonym w układ efektywnego odsysania pyłu) w silnikach pracujących w warunkach dużego zapylenia. Szczegółową analizę procesu odpylania powietrza w cyklonach, odsysania pyłu z odpylaczy cyklonowych i filtracji powietrza przez przegrodę porowatą uzupełniono rezultatami wieloletnich prac własnych autora nad filtracją

powietrza w filtrach dwustopniowych pojazdów specjalnych, w tym nad procesem odsysania pyłu z odpylaczy bezwładnościowych.

Przedstawiono analizę teoretyczno-eksperymentalną procesu odsysania pyłu z multicyklonu oraz oryginalną metodykę badań eksperymentalnych wpływu konstrukcji multicyklonu i osadnika pyłu na wartości strumienia odsysania z poszczególnych cyklonów. Wyniki badań wskazują na niedoskonałość istniejących konstrukcji. Na podstawie analizy teoretycznej wykazano, że równomierność

wartości strumienia odsysania z pojedynczych cyklonów multicyklonu można uzyskać przez odpowiednią zmianę struktury wewnętrznej osadnika pyłu, polegającą na podziale komory osadnika na segmenty, a segmenty na kanały odsysania o odpowiednich wysokościach. Opracowano koncepcję układu odsysania, algorytm obliczeń, a następnie przeprowadzono optymalizację wysokości kanałów konstrukcji osadników pyłu multicyklonu, czym wykazano uniwersalność zaproponowanej metody. Wykonano konstrukcję segmentu multicyklonu spełniającą warunek równomierności odsysania z poszczególnych cyklonów multicyklonu.

Wykonano badania eksperymentalne segmentu osadnika pyłu multicyklonu filtru powietrza na podstawie oryginalnej metodyki i wykonano dwuetapowe porównawcze badania stanowiskowe wartości strumienia odsysania i skuteczności odpylania pojedynczych cyklonów segmentu przy klasycznym i zmodyfikowanym osadniku pyłu. Uzyskano



bardziej równomierny rozkład wartości strumienia odsysania i skuteczności odpylania poszczególnych cyklonów segmentu, którego komorę osadnika pyłu wykonano według konstrukcji opracowanej przez autora.

Średnia wartość skuteczności odpylania pojedynczych cyklonów segmentu multicyklonu jest dla obu wariantów w zasadzie taka sama. Jednak segment z osadnikiem, gdzie strukturę komory zmieniono według koncepcji autora ma mniejsze zróżnicowanie skuteczności odpylania, a to powoduje niewątpliwie także mniejsze zróżnicowanie skuteczności ziarnowej i wzrost dokładności odpylania multicyklonu. Dowodzi to celowości wprowadzenia takich zmian w konstrukcji osadnika pyłu.

Wykonano badania eksperymentalne procesu odpylania pojedynczego cyklonu z wykorzystaniem licznika cząstek w zależności od strumienia aerozolu i stopnia odsysania. Rezultatem badań było określenie wartości natężenia przepływu powietrza i stopnia odsysania, przy których można uzyskać optymalne charakterystyki oporu przepływu, skuteczności i dokładności odpylania danego typu pojedynczego cyklonu. Tym samym wykazano, że możliwa jest minimalizacja zróżnicowania charakterystyk w poszczególnych cyklonach całego multicyklonu przez zachowanie zbliżonych warunków przepływu w pojedynczych cyklonach, a w szczególności tej samej wartości stopnia odsysania  $m_0$ .

Przebadano skład granulometrycznego pyłu w powietrzu wlotowym i za cyklonem – w powietrzu oczyszczonym. Pył „po przejściu” przez cyklony zmienia zasadniczo skład frakcyjny, a na drugi stopień filtracji dostają się już ziarna pyłu o małych rozmiarach, nieprzekraczających 15–35  $\mu\text{m}$ . Zja-

wisko to ma znaczący wpływ na proces filtracji w przegrodzie porowatej stanowiącej drugi, dokładniejszy stopień oczyszczania powietrza wlotowego do silników spalinowych. Znajomość charakterystyki granulometrycznej pyłu znajdującego się w strumieniu powietrza za cyklonem pozwala na sprecyzowanie warunków doboru przegrody filtracyjnej.

Badania procesu filtracji powietrza na przegrodzie papierowej pracującej w systemie „cyklon – przegroda porowata” służyły problemowi doboru drugiego stopnia filtracji wtedy, gdy pierwszy stopień stanowi odpylacz multicyklonowy. Wykonano badania wpływu składu granulometrycznego pyłu, prędkości przepływu i parametrów papieru filtracyjnego na charakterystyki skuteczności i dokładności oczyszczania oraz opór przepływu przegrody porowatej, pełniącej funkcję drugiego stopnia oczyszczania powietrza. Badania były realizowane na modelowym układzie: pojedynczy cyklon – papierowy wkład filtracyjny. Stwierdzono liniowy związek między oporem papieru filtracyjnego przewidywanego do pracy w systemie „multicyklon – przegroda porowata” a współczynnikiem chłonności, co znacznie uprościłoby metodykę wyznaczania wartości tego współczynnika, niezbędnego do określenia czasu pracy dwustopniowych filtrów powietrza.

To nowa wiedza o charakterystykach drugiego stopnia filtracji, gdyż dotychczas charakterystyki dwustopniowego filtra powietrza, w tym chłonność i wynikający z niej czas pracy filtra, wyznaczano jako całość, pomijając fakt, że warunki działania papieru filtracyjnego jako drugiego stopnia filtracji są zdecydowanie inne niż jego wykorzystanie jako samodzielnego filtra.

## dr hab. inż. Władysław KOZAK

### *Forming the parameters of diesel engine injection*

The qualifying procedure was held on 13 October 2009 in the Faculty of Machines and Transports of Poznań University of Technology.

This research paper addresses the issues concerning fuel injection in compression-ignition engines. The emphasis was put on two main aspects of injection, firstly, the application of the release effect of gas dissolved in diesel fuel to improve the spraying mechanism; secondly, the development of a method of determining values of the function that characterizes the injection parameters.

The introduction describes the main combustion characteristics of SI engines as well as the search for correlation and requirements for the engine combustion system on the basis of theoretical foundations. Moreover, it indicates the possibility of feeding the engine with diesel oil with dissolved gas and it necessitates the method of defining required injection parameters.

In the main body of the research paper the present fuel spray mechanism is described. Furthermore, the major combustion factors as well as trends in the injection parameters setting were discussed. Next, the concept of fuel spraying mechanism assisted with the gas release effect from a fuel-gas solution is explained. The results of injecting fuel sprays (diesel fuel mixed with air, exhaust gas containing varied  $\text{CO}_2$  concentrations, and CNG) were compared. The energy cost-benefit analysis of the solution formation was provided with the emphasis on the benefits of the solution enthalpy increase for the fuel spray mechanism. The gas solubility co-efficient was determined for air, exhaust gas at different  $\text{CO}_2$  concentrations and CNG dissolved in diesel oil. The applicability of the gas release effect in a working engine was evaluated. For this reason some chosen results of extensive research on two engines fed with a solution composed of air and diesel oil were discussed. The following changes were shown: the pressure course in the combustion chamber, the self-ignition delay, together with the heat release rate, caused by the release effect. The beneficial changes in the toxic compounds concentrations were highlighted. The research paper appends a description of the function that characterizes the fuel

### *Kształtowanie parametrów wtrysku do silników o zapłonie samoczynnym*

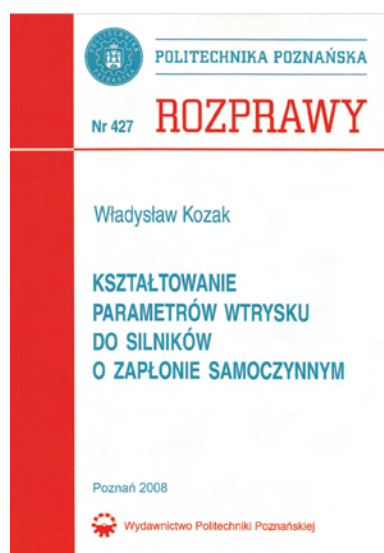
Przewód habilitacyjny przeprowadzono w dniu 13 października 2009 roku na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Przedmiotem rozprawy jest problematyka wtrysku paliwa do silników o zapłonie samoczynnym. Omawiane są dwa podstawowe zagadnienia: 1) wykorzystanie efektu towarzyszącego uwalnianiu gazu rozpuszczonego w oleju napędowym do zmiany mechanizmu rozpylenia, 2) opracowanie metody poszukiwania wartości funkcji sterujących parametrami wtrysku.

W części wprowadzającej rozprawy szczególną uwagę zwrócono na właściwości systemu spalania silników o zapłonie samoczynnym oraz na poszukiwanie związków i wymagań, wynikających z podstaw teoretycznych, dla układu zasilania. Zasygnalizowano możliwość zasilania roztworem oleju napędowego z gazem oraz potrzebę opracowania metody ustalania wymaganych parametrów wtrysku.

W części zasadniczej opisano istniejący mechanizm rozpylenia paliwa. Omówiono podstawowe czynniki determinujące przebieg procesu spalania i tendencje kształtowania parametrów wtrysku. Następnie wyjaśniono koncepcję wspomagania mechanizmu rozpylenia przez efekt towarzyszący uwalnianiu gazu z roztworu. Omówiono wyniki obserwacji strug przy wtrysku do otwartej przestrzeni z użyciem powietrza, spalin o różnym stężeniu  $\text{CO}_2$  i gazu ziemnego. Dokonano oceny energetycznej procesu tworzenia roztworu oraz wskazano na zalety wzrostu entalpii roztworu dla mechanizmu rozpylenia. Zamieszczono uzupełnienie do opracowanej metody pomiaru współczynnika rozpuszczalności gazów w oleju napędowym oraz wyniki pomiarów współczynnika rozpuszczalności trzech gazów: powietrza, spalin o trzech różnych stężeniach  $\text{CO}_2$  i gazu ziemnego. Oceny efektu uwalniania dokonano na pracującym silniku. Omówiono przykładowe wyniki obszernych badań dwóch silników zasilanych roztworem oleju napędowego z powietrzem i spalinami. Pokazano zmiany przebiegu ciśnienia w komorze spalania, opóźnienia samozapłonu i przebiegu szybkości wywiązywania ciepła wywołane efektem uwalniania. Podkreślono korzystne zmiany stężenia szkodliwych składników spalin.

Uzupełnieniem proponowanej zmiany mechanizmu rozpylenia jest opis metody poszukiwania wartości funkcji sterującej parametrami wtrysku w dowolnie wybranym punkcie pracy silnika. Zdefiniowano zmienne decyzyjne i ograniczenia zadania oraz funkcję kryterialną, której utworzenie poprzedzono obszerną dyskusją. Zaproponowano metodę poszukiwania



spray parameters at a specific point of engine work. The critical variables, constraints and the criterion function were defined within the body of an extensive explanation. An optimum solution to the problem has been proposed by the author. The appendixes provide an abridged description of the discussed solutions that include: the critical gradient of the criterion function, the fastest fall modification, improvement possibilities in case of inequality constraint activation.

**dr hab. inż. Wojciech MAREK**

***Study of fuel dosage in an interactive fuelling system in spark ignition combustion engine***

The qualifying procedure was held on 15 April 2009 in the Faculty of Mechanical Engineering Cracov University of Technology.

The monograph present aspects of charge flow through cylinder and exhaust port in two-stroke SI engine. This subject is connected with the comparison of mixture preparation and injection to eliminate a scavenge-loss in chosen feedings systems. There are special in-cylinder injection systems with modified gas movement organization. The CFD Phoenix version 1.5 program was used to calculations of gas, vapor and liquid fuel movement in the cylinder with modification of mixture preparation chamber. There are presented also some example of experimental visualization of mixture injection to the cylinder. In the presented feeding systems the process of preparing liquid hydrocarbon fuel for combustion is one of the main factors influencing on the efficiency of the conversion of chemical energy contained in the fuel into mechanical energy. The most significant are the fuel phase transition, and especially a repeatability of the fuel dose per cycle. In modern two-stroke SI engine applying one or two segments of catalytic converter in exhaust system is needed to fulfil requirements of emission of toxic components in burnt gases. In the monograph catalytic conversion of toxic components in exhaust gas as dependence of mixture preparation is presented obtained from experiment and simulation. The study gives mathematical model of gas flow in a exhaust system with taking into account resistant of gas flow through catalytic converter. On the base of mathematical model calculations of physical parameter of gas was done with overall engine output parameters. This enables optimisation of whole exhaust system at conservation of high temperature in the monolith.

In the paper result of simulation were given in comparison to original engine. Also experimental results made on stand with 250 cc two-stroke two-cylinder engine with the same geometrical parameters of exhaust system as in calculations are included and compared with computational results. The study includes several figures obtained from experiments and computer program based on zero- and one-dimensional model as well from experimental work. In effect of these works the possibilities of fuel injection control in two-stroke engines became estimated. This is a low cost in-cylinder fuel injection system for stratified charge of engine. This process is inseparably associated with the physical properties of fuel, and changes of rate of pressure in gas duct. Spraying and injection of fuel, give additional possibilities of complete evaporation of light fuels, alternative fuels with extended fraction and heavier fuels, such as diesel oil, kerosene and vegetable oil, which may be very beneficial from the viewpoint of practical realization of utilization processes.



rozwiązania optymalnego. W tym zakresie wykorzystano rozwiązania opracowane przez autora rozprawy. Ich skrócony opis zamieszczono w aneksach. Obejmują one: wyznaczenie dopuszczalnych wartości składowych gradientu funkcji kryterialnej, modyfikację metody najszybszego spadku oraz wyznaczenia kierunku poprawy w przypadkach uaktywnienia ograniczeń typu nierównościowego.

***Studium dawkowania paliwa w interaktywnym systemie zasilania silnika spalinowego o zaplonie iskrowym***

Przewód habilitacyjny przeprowadzono w dniu 15 kwietnia 2009 roku na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej

W pracy zawarto studium dawkowania paliwa w bezrozdzielaczowym systemie wtrysku pneumatycznego bezpośrednio do cylindra dwusuwowego silnika o zaplonie iskrowym. Zaprezentowana koncepcja regulacji dawki paliwa w odniesieniu do systemu spalania z pneumatycznym wtryskiem paliwa, za pomocą gorących spalin, jest zadaniem oryginalnym zarówno w sensie wykonawczym, jak i badawczym. Poruszenie tego tematu jest istotne, ponieważ postawione zadania dotyczą podstawowych problemów związanych z zagadnieniami wymiany masy i energii w układach regulacji ze sprzężeniem zwrotnym oraz mają charakter interdyscyplinarny.

Konwencjonalny system przepłukiwania cylindra silników dwusuwowych ZI, przy zasilaniu gaźnikowym, wywołuje nieuniknioną stratę wylotową ładunku (paliwa) dochodzącą do 30%. Zmiana systemu zasilania na wtrysk pneumatyczny bezpośrednio do cylindra po zamknięciu organów rozrządu eliminuje tę wadę. Rozwiązania proponowane przez firmy ORBITAL, IFP, AVL charakteryzują się znacznym skomplikowaniem konstrukcji i systemu sterowania. W monografii przedstawiono rezultaty prac symulacyjnych i stanowiskowych uzyskane podczas badań pneumatycznego wtrysku paliwa za pomocą gorących spalin (wg koncepcji prof. S. Jamuszkiewicza), ze zmodyfikowanym (wg koncepcji autora) systemem organizacji ruchu gazów w cylindrze.

Przeprowadzono analizę działania układu mechatronicznego umożliwiającego w szerokim zakresie zmianę parametrów sterowania dawką paliwa. W tym celu wykorzystano następujące programy komputerowe: CFD Phoenix 1.5, Engine2s do symulacji obiegu termodynamicznego silnika spalinowego oraz Matlab/Simulink do sterowania stanowiska badawczego. W programach tych zaimplementowano, opracowane przez autora, bazy danych i procedury sterowania oparte na modelach zerowymiarowych procesów roboczych silnika ZI, jednowymiarowych modelach przepływu gazu oraz sterowania i wizualizacji w środowisku Matlab/Simulink. Szczególnie istotnym zagadnieniem było dokonanie analizy modelu funkcjonalnego prezentowanego systemu wtrysku pneumatycznego, która posłużyła do opracowania koncepcji sterowania silnikiem spalinowym ZI współpracującym z maszyną elektryczną w zmiennym polu obciążeń, na bazie interaktywnego systemu dawkowania paliwa.

Synteza informacji uzyskanych w ramach studiów porównawczych różnych systemów pneumatycznego wtrysku paliwa posłużyła do opracowania metodologii przeprowadzonych badań. Opisany w pracy system wtrysku pneumatycznego oparty na przedmuchu dawki paliwa gorącymi spalinami charakteryzuje się zmiennym przeciwcieniem w przestrzeni, do której jest dawkowane paliwo (przed zasadniczym procesem wtrysku–przedmuchu do cylindra). Zjawisko to wpływa na pogorszenie jakości dawkowania związanego z niezadowolającą powtarzalnością procesu. Wdrożenie szybkich procedur regulacyjnych, opartych na powiązaniu pomiarów ciśnienia w przestrzeni dawkowania paliwa, z dynamicznym wypracowywaniem skorygowanego impulsu sterującego (czasu wtrysku) w funkcji obciążenia silnika wyeliminowało w znaczącym stopniu wymienioną wadę. W układzie napędowym, gdzie wymagana była stabilizacja prędkości obrotowej odbiornika mocy uzyskano w prosty sposób korekcję dawki paliwa w funkcji obciążenia, spełniając wymagania regulatora jednozakresowego. Ponadto przy zastosowaniu analizowanego systemu możliwe było uwarstwienie ładunku, co w konsekwencji pozwoliło na jakościową regulację mocy silnika. Sterowanie momentem wtrysku jak i dawką wtryskiwanej mieszanki dokonywane było na drodze elektronicznej, co pozwalało dodatkowo optymalizować ten proces w czasie rzeczywistym.

Prezentowany system spalania charakteryzuje się prostotą konstrukcji, a wyposażony w niego silnik cechuje znaczące zmniejszenie stężeń głównie niespalonych węglowodorów i tlenku węgla do poziomu porównywalnego z odpowiadającymi wielkościami silnikami czterusuwowymi zasilanymi wtryskowo.

dr hab. inż. Stanisław POLANOWSKI

**Studium metod analizy wykresów indykatorowych w aspekcie diagnostyki silników okrętowych**

Przewód habilitacyjny przeprowadzono w dniu 16 czerwca 2009 roku na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej

W monografii przedstawiono przegląd systemów monitorujących diagnostycznych i metod diagnozowania sekcji cylindrowych tłokowych silników okrętowych stosowanych w przeszłości i obecnie oraz zaprezentowano osiągnięcia będące wynikiem prac prowadzonych pod kierunkiem autora.

Ważnym wnioskiem wynikającym z przeprowadzonej analizy jest stwierdzenie braku postępu w pozyskiwaniu informacji diagnostycznej z wykresów indykatorowych, pomimo stosowania komputerowych metod przetwarzania i wizualizacji danych pomiarowych. Podjęto zatem własne prace nad poszerzeniem możliwości wykorzystania wyników indykowania silnika do zadań diagnostycznych.

Na potrzeby tych badań sformułowano model procesu sprężania, w którym założono, że w odróżnieniu od modelu politropowego wykładnik krzywej sprężania jest zmienny, lecz w przedziale aproksymacji daje się opisać wielomianem potęgowym, np. wielomianem potęgowym 3. stopnia. Do modelu wprowadzono parametr kąтового położenia GMP, geometryczny stopień sprężania, błąd ucięcia wykresu indykatorowego. Błąd wyznaczenia położenia GMP na wykresie indykatorowym ze spalaniem w przypadku silników wolnoobrotowych nie jest większy niż  $\pm 0,1^\circ$  OWK, podczas gdy położenie GMP utożsamiane z punktem zerowej wartości pochodnej pierwszego rzędu może być obciążone błędem do  $1^\circ$  OWK.

Stosując aproksymację najmniejszych kwadratów wykresu indykatorowego, w przedziale sprężania wyznaczone są: położenie GMP, całkowity stopień sprężania i błąd ucięcia wykresu indykatorowego. Błąd wyznaczenia położenia GMP na wykresie indykatorowym ze spalaniem w przypadku silników wolnoobrotowych nie jest większy niż  $\pm 0,1^\circ$  OWK, podczas gdy położenie GMP utożsamiane z punktem zerowej wartości pochodnej pierwszego rzędu może być obciążone błędem do  $1^\circ$  OWK.

Przyjęto, że dla celu diagnostycznego właściwym modelem wydzielania ciepła jest model wydzielania ciepła netto dla układu otwartego w jego najprostszej formie dla gazu doskonałego i przemiany izentropowej. Zidentyfikowano charakter zniekształceń charakterystyk wydzielania ciepła wnoszonych przez kanały gazowe i zawory indykatorowe w oparciu o wyniki badań wykonanych na laboratoryjnym stanowisku badawczym wyposażonym w średnioobrotowy silnik okrętowy 6AL20/24 firmy Sulzer. Ustalono, że w przypadku silników wolnoobrotowych zniekształcenia te są pomijalne, a w przypadku silników średnioobrotowych są istotne, lecz powtarzalne dla poszczególnych cylindrów i nie są przeszkodą dla diagnostycznego wykorzystania charakterystyk.

Poddano analizie możliwości pozyskiwania informacji diagnostycznej o pracy cylindrów z wielkości pochodnych od wykresów indykatoro-

wych, którymi są moment obrotowy oraz przyspieszenie kątowe wału korbowego.

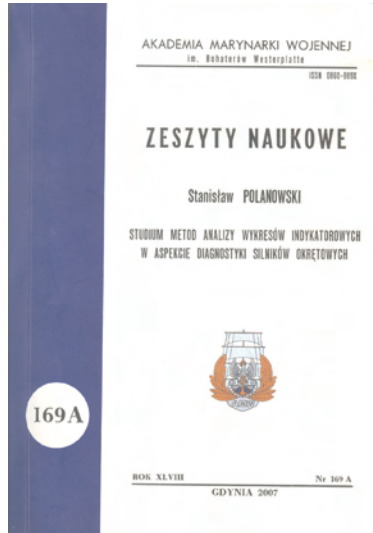
W pracy wykazano, że właściwą metodą do wyznaczania przyspieszeń w oparciu o pomiary kąta obrotu wału może być wielokrotna ruchoma aproksymacja, np. wielomianem potęgowym trzeciego stopnia. Metodę tę zastosowano do wyznaczenia przebiegów przyspieszeń kątowych wału korbowego zespołu sprężarkowego z 12-cylindrowym 2-suwowym gazowym silnikiem napędowym o zapłonie iskrowym. Analiza korelacyjna pokazała, że dla określonych sektorów kąta obrotu wału korbowego wartości współczynnika korelacji są bliskie jedności i w tych przedziałach jest możliwe nie tylko kontrolowanie wypadania zapłonów, lecz także wyznaczanie rozrzutów ciśnień lub obciążeń dla poszczególnych cylindrów.

W pracy przedstawiono także dobór metod obróbki wykresów indykatorowych, przebiegów momentu obrotowego i prędkości kąto-wej w aspekcie ich wygładzania, dekompozycji zakłóceń i wyznaczania pochodnych.

W odniesieniu do analizy wykresów indykatorowych rozpatrzono metody: całopredziałowej aproksymacji funkcjami giętkimi (sklejającymi), analizy falkowej i wielokrotnej ruchomej aproksymacji. Pokazano, że metoda aproksymacji całopredziałowej i metody falkowej mogą generować niedopuszczalne zniekształcenia wyznaczanych pochodnych. Najlepsze wyniki wygładzania wykresów indykatorowych daje metoda wielokrotnej ruchomej aproksymacji umożliwiającą także dekompozycję zakłóceń. Zaproponowano własną klasyfikację obiektów aproksymujących i zamieszczono kilka własnych propozycji takich obiektów.

W odniesieniu do obróbki momentu obrotowego i prędkości kąto-wej rozpatrzono zastosowanie analizy widmowej FFT, średniokwadratowej aproksymacji szeregami trygonometrycznymi, uśredniania synchronicznego oraz ruchomej wielokrotnej aproksymacji.

Na przykładach obróbki rzeczywistych danych pomiarowych pokazano, że właściwą metodą wygładzania przebiegów momentu obrotowego i prędkości kąto-wej w celu wyznaczania przyspieszenia kąto-wego jest ruchoma wielokrotna aproksymacja średniokwadratowa. W odróżnieniu od stosowania FFT, przy którym trudno jest ustalić parametry wymaganego filtra, w przypadku zastosowania ruchomej aproksymacji wystarczy jedynie założyć, że równanie obiektu aproksymującego przybliża aproksymowany przebieg z wystarczająco małym błędem nieadekwatności na założonym ruchomym przedziale aproksymacji. Opisano metodykę diagnozowania sekcji cylindrowych silników okrętowych z wykorzystaniem zaprezentowanych w pracy metod diagnostycznych.



dr hab. inż. Józef PSZCZÓLKOWSKI

**The analysis and modelling of the selfignition engines start-up**

The qualifying procedure was held on 14 October 2009 in the Faculty of Mechanical Engineering of Military University of Technology.

The precise characteristic of elementary processes of the engines with autoignition starting at low ambient temperature was the purpose of the work. There were specified the factors determining them and physical and mathematical models of these processes were worked out. The models were verified experimentally using different types of engines with autoignition. The analysis of combustion engines with autoignition starting properties at low temperature conditions was accomplished. There were characterised the dependences of starting properties on constructional, adjustment and exploitation features of the engine.

There are presented the results of author's experimental researches, results of the analysis and modelling of the elementary starting processes of the engines with autoignition at low ambient temperature.

There was formulated the symbolic definition of the engine start-up as a logical function of its constructional, adjustment and exploitation features.

**Analiza i modelowanie procesu rozruchu silników o zapłonie samoczynnym**

Przewód habilitacyjny przeprowadzono w dniu 14 października 2009 roku na Wydziale Mechanicznym Wojskowej Akademii Technicznej.

Celem pracy była dokładna charakterystyka elementarnych procesów rozruchu silników o zapłonie samoczynnym w niskiej temperaturze, determinujących je czynników oraz opracowanie modeli tych procesów i ich weryfikacja eksperymentalna. W pracy dokonano analizy właściwości rozruchowych tłokowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym w niskiej temperaturze. Scharakteryzowano zależność właściwości rozruchowych od cech konstrukcyjnych, regulacyjnych i eksploatacyjnych silnika.

Przedstawiono wyniki badań własnych autora, wyniki analiz i modelowania procesu rozruchu silników o ZS w niskiej temperaturze otoczenia.

Sformułowano symboliczną definicję rozruchu silnika jako funkcję logiczną wymuszeń zewnętrznych i jego parametrów konstrukcyjnych, regulacyjnych i eksploatacyjnych. Opracowano metodę wyznaczania

There was elaborated a method of actual and normal power characteristic of electric starter determining. There were characterised dynamic properties of the acid battery by describing its polarisation electromotive force. There was characterised engine crankshaft driving by electric starting system by pointing the causes of mean and temporary values of engine resistance torque and crankshaft rotational speed change. There were evaluated the influence and role of factors causing the occurring of the first autoignition and optimal starting methods were justified.

There was elaborated a model of air charge process in started engine cylinder and air charge losses by piston-cylinder leakiness. There was characterised the course of creating and autoignition process of air-fuel mixture in engine starting conditions. There were identified and interpreted the phenomena of autoignition creating after the full engine work cycle and ignition decay in cylinder, in which the autoignition process took place at the previous work cycle – the so called 8-th tact operating effect.

There was elaborated a model of the crankshaft rotational speed influence on engine starting: there were defined and interpreted the engine starting rotational speeds: minimal, optimal, maximum, boundary and indispensable, the starting triple point and engine starting areas. There were defined and justified the started engine adjustment characteristics. On these bases there were formulated the conditions of diesel engine start-up.

There were identified: the influence of the chosen fuels features on diesel engine start-up and the factors causing the selfignition engine exhaust gases smokiness during its warm-up period after starting. There were determined and interpreted the chosen dependences of light extinction coefficient in exhaust gases on some constructional, adjusting and exploitation parameters of the started engine.

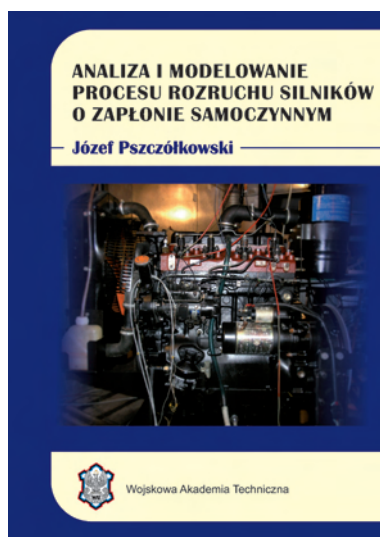
zeczywistej i normowanej charakterystyki mocy rozrusznika w warunkach uruchamiania silnika. Scharakteryzowano właściwości dynamiczne akumulatora kwasowego za pomocą opisu jego siły elektromotorycznej polaryzacji.

Scharakteryzowano proces napędzania wału korbowego silnika za pomocą układu rozruchowego wskazując przyczyny zmiany wartości średniej i chwilowej momentu oporu i prędkości obrotowej wału silnika. Dokonano oceny istotności wpływu czynników powodujących powstanie pierwszego zapłonu i uzasadniono optymalne metody rozruchu silników. Opracowano model przemian powietrza w cylindrze i strat ładunku przez nieszczelność zespołu tłok-cylinder uruchamianego silnika. Scharakteryzowano procesy tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej i jej zapłonu w warunkach rozruchu.

Dokonano identyfikacji i interpretacji zjawisk powstania zapłonu po zakończeniu pełnego cyklu pracy silnika oraz zaniku zapłonu w cylindrze, w którym wystąpił on w cyklu poprzednim - czyli tzw. pracy silnika w ośmiotakcie. Opracowano model wpływu prędkości obrotowej napędzanego wału korbowego na rozruch silników o zapłonie samoczynnym: zdefiniowano i zinterpretowano pojęcia minimalnej, optymalnej, maksymalnej, koniecznej i granicznej rozruchowej prędkości obrotowej, a także potrójnego punktu rozruchowego i obszarów rozruchowych silnika o zapłonie samoczynnym. Zdefiniowano i uzasadniono kryteria i warunki optymalności wybranych parametrów regulacyjnych silnika dla warunków rozruchu

zapewniające najmniejszą wartość czasu rozruchu. Na tej podstawie sformułowano warunki rozruchu silników o zapłonie samoczynnym.

Dokonano identyfikacji wpływu cech wybranych paliw na rozruch silników o zapłonie samoczynnym. Zidentyfikowano czynniki powodujące zwiększone zadymienie spalin silników o zapłonie samoczynnym w okresie nagrzewania po uruchomieniu. Wyznaczono i zinterpretowano wybrane zależności współczynnika ekstynkcji światła w spalinach w czasie nagrzewania silnika od niektórych parametrów konstrukcyjnych, regulacyjnych i eksploatacyjnych uruchamianego silnika.



## Doctorates

### Doktoraty

**Dr inż. Andreas Gosch**

***Aplikacja metody taksonomicznej do wyboru technologii recyklingu opon samochodowych***

Promotor: dr hab. inż. Kazimierz Lejda – Politechnika Rzeszowska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Cezary Bocheński – Instytut Transportu Samochodowego w Warszawie, prof. dr hab. inż. Feliks Stachowicz – Politechnika Rzeszowska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej 8 lipca 2009 r.

Rozprawa dotyczy opracowania metodyki doboru efektywnej technologii recyklingu opon dla średniej wielkości przedsiębiorstwa prowadzącego działalność w zakresie recyklingu. Problem zagospodarowania zużytych opon pochodzących z różnych środków transportowych i roboczych maszyn samobieżnych stanowi obecnie istotny problem logistyczny, gospodarczy i ekonomiczny w skali każdego kraju, w tym szczególnie w krajach o rozwiniętej motoryzacji. Rozwiązanie tego problemu, jak wykazały doświadczenia wielu państw wysokorozwiniętych, nie może być sprawą tylko concernów samochodowych. Większość producentów w tym zakresie współpracuje z różnymi firmami, które kooperują w odzyskiwaniu surowców pochodzących z recyklingu lub je zagospodarowują, stąd więc współpraca z zakładami metalurgicznymi, producentami opon i akumulatorów, przemysłem rafineryjnym paliw i olejów napędowych, a nawet cementowniami, firmami budowlanymi i drogowymi. Celem nadrzędnym recyklingu motoryzacyjnego stał się odzysk całkowity materiałów w postaci recyklingu produktowego, materiałowego i energetycznego. Stosowane technologie recyklingowe muszą spełniać obowiązujące normy ochrony środowiska.

Do zrealizowania postawionego celu rozprawy zebrano bogaty materiał statystyczny z przedsiębiorstw krajowych i zagranicznych (głównie Niemcy i Austria) prowadzących recykling opon metodą granulacji, co pozwoliło na sformułowanie tezy i zakresu rozprawy. W celu rozwiązania zagadnienia w sposób naukowy wykorzystano metodę taksonomiczną, która umożliwia porównanie i wybór najbardziej efektywnej technologii spośród rozpatrywanych. Do analizy przyjęto 15 technologii opisanych przez 13 różnych parametrów, ze szczególnym uwzględnieniem tych wielkości, które decydują o walorach proekologicznych prowadzonych procesów. Przy budowie modeli taksonomicznych, poprzez dokonanie normalizacji parametrów, uzyskujemy wielkości bezwymiarowe. Metoda taksonomiczna w przestrzeni rozpatrywanych parametrów, w sposób graficzny, daje uporządkowanie dendrytowe, wskazując na technologię skonfigurowaną najbliższej wzorcowej.

Na zakres rozprawy składają się następujące zasadnicze treści: analiza studialna skutków oddziaływania motoryzacji na środowisko oraz wynikające stąd problemy ekologiczne i społeczne, charakterystyka struktur i rodzajów recyklingu pojazdów oraz uregulowań prawnych dotyczących tej problematyki, opis technologii recyklingu opon w wybranych krajach UE i USA, aplikacja metody taksonomicznej do oceny technologii granulacji opon w ankietowanych przedsiębiorstwach, dobór efektywnej technologii granulacji opon dla średniej wielkości przedsiębiorstwa, podsumowanie oraz wnioski poznawcze, użytkowe i rozwojowe.

Zrealizowana rozprawa doktorska wpisuje się w zakres istotnych zagadnień związanych z ochroną środowiska naturalnego. Przeprowadzone szerokie badania, uzyskane wyniki oraz ich dodatkowa weryfikacja macierzami diagonalnymi Czekanowskiego pozwoliły na osiągnięcie zamierzonych celów dysertacji i potwierdzenie sformułowanych tezy.

### **An application of the taxonomy method to choose the proper tires recycling technology**

The thesis contents deals with finding the method of selection the effective tires recycling technology, which can be used in medium enterprise of that activity. The disposal problem of tires used in various road transportation vehicles and wheel machines is the crucial problem in logistic, administration, and economy area of any countries, particularly in those one, which are highly motorized. The experience of many developed countries shows the solution of the problem can not be an issue of only motor enterprises. Most of them cooperate with different companies in reclaiming and utilization of recycled materials. This partnership is established with such branches as: metallurgy, petroleum chemistry, tire and battery manufacturing, or even cement industry and building and road engineering. The overriding goal of motorization recycling is full reclamation, including parts, materials, and energy recovery. All recycling technologies must fulfill environment protection standards.

To achieve the dissertation target, the rich statistic data have been collected. These information come from domestic and foreign enterprises (mainly from Germany and Austria), which recycle tires by rubber granulation. It allowed to formulate the theses and set the scope of the work. To resolve the matter problem in scientific way the taxonomy method has been

used. It allows to compare and choose the most effective technology from among all considered one. For analysis 15 technologies have been selected; each of them was characterized by 13 different parameters, where the special attention was paid to these one, which determine the pro-ecological features of given technology. By normalization of the parameters at building taxonomy models, we receive nondimensional values. Then, by graphical representation of whole parameters space we get a dendritic order, indicating the technology of the closest arrangement to the reference one.

The thesis scope consist of following issues: analysis of motorization effects turning against the environment and the public, the kind and structure characteristics of vehicle recycling, law regulations in the matter area, description of tire recycling technologies used in the specific countries of EU and US, the application of taxonomy method for rating tires granulation technology used in the surveyed companies, choosing effective method of tires granulation for a medium enterprise, summary, and knowledge, usable and developmental conclusions.

The thesis matches the essential questions on natural environment protection. The wide range research, received results and its verification with diagonal matrices of Czekanowski let to achieve intended goals of the dissertation and testified formulated theses.

### **Dr inż. Małgorzata Pawlak**

#### **Modelowanie emisji związków szkodliwych w spalinach silników statków w rejonie Zatoki Gdańskiej**

Promotor: prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny – Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Jerzy Merkiś – Politechnika Poznańska, dr hab. inż. Kazimierz Lejda, prof. nadzw. Politechniki Rzeszowskiej

Stopień naukowy doktora nauk technicznych został nadany przez Radę Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w dniu 13 października 2009 r.

Przedmiotem rozprawy było opracowanie modelu emisji związków szkodliwych w spalinach silników napędu głównego statków morskich pływających w rejonie Zatoki Gdańskiej, w aspekcie rozprzestrzeniania się tych zanieczyszczeń w aglomeracji miejskiej Trójmiasta. Na podstawie danych statystycznych pozyskanych z nawigacyjnego Systemu Automatyk Identyfikacji (AIS) charakteryzujących ruch statków w rejonie

Zatoki Gdańskiej oraz charakterystyk emisji związków szkodliwych w spalinach, wyznaczono natężenie emisji związków szkodliwych w określonym okresie w badanym rejonie morza. Przedstawiono opracowany model symulacyjny ruchu jednostek pływających i emisji związków szkodliwych w ich spalinach. Opracowany model umożliwia przeprowadzanie probabilistycznej symulacji ruchu statków w określonym rejonie morza, jak również umożliwia wyznaczanie emisji związków szkodliwych w spalinach tych statków. Opracowany model pozwala m. in. na zmianę wartości danych wejściowych, np. prędkości chwilowych, liczby kategorii statków, liczby i długości tras żeglugowych, wartości intensywności emisji, przez co może być wykorzystany do badania emisji związków szkodliwych w spalinach statków operujących w dowolnych akwenach. Możliwość szybkiego dostosowania programu do zmieniających się warunków jest szczególnie istotna w przypadku zmian w ruchu statków, np. ze względu na sytuację ekonomiczną czy polityczną.

## **Profesor dr hab. inż. dr h.c. Janusz Mysłowski** **70-lecie urodzin**

Profesor Janusz Mysłowski urodził się 9 grudnia 1938 r. we Lwowie. Dzieciństwo spędził w Zaleszczykach i Lwowie. W roku 1946 wyjechał z ojcem do Polski, gdzie kontynuował naukę w szkole podstawowej. W roku 1957 ukończył z wyróżnieniem prestiżową szkołę średnią Conradinum w Gdańsku i rozpoczął studia na Wydziale Inżynieryjno-Ekonomicznym Transportu Politechniki Szczecińskiej, które ukończył w 1963 roku. W tym też roku rozpoczął pracę jako asystent w Katedrze Taboru i Sprzętu Samochodowego w tej uczelni. Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Mu Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Łódzkiej w 1972 roku. Stopień doktora habilitowanego uzyskał w roku 1989 na Wydziale Maszyn Roboczych i Pojazdów Politechniki Poznańskiej. W roku 1997 Prezydent RP nadał Mu tytuł profesora,



a w roku 2003 został mianowany na stanowisko profesora zwyczajnego w Politechnice Szczecińskiej.

Swoją działalność naukową i dydaktyczną profesor Janusz Mysłowski związał przede wszystkim z Politechniką Szczecińską. Na niej od roku 1976 kierował Samodzielnym Zakładem Techniki i Eksploatacji Samochodów, a później, do 2009 roku – Katedrą Eksploatacji Pojazdów Samochodowych, już po przekształceniu Politechniki na Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny.

Zainteresowania naukowe profesora koncentrują się wokół zagadnień eksploatacji pojazdów i silników spalinowych, rozruchu silników spalinowych w niskich temperaturach otocze-

nia, doładowania silników spalinowych, ich elastyczności oraz zasilania paliwami pochodzenia roślinnego. Efektem prowadzonych prac były liczne publikacje naukowe w czasopiśmie krajowych i zagranicznych oraz referaty wygłaszane na konferencjach międzynarodowych.

Dorobek naukowy prof. dr. hab. inż. Janusza Mysłowskiego stanowią: 12 monografii i podręczników (w tym 6 jako współautor), 8 skryptów (3 współautorskie), 154 publikacji w czasopiśmie (w tym 29 w zagranicznych), 71 referatów na konferencjach krajowych i zagranicznych oraz 65 prac naukowo-badawczych i 5 patentów.

Wśród najważniejszych monografii należy wymienić:

- Doładowanie bezsprężarkowe silników z zapłonem samoczynnym. WNT, Warszawa 1995,
- Rozruch silników samochodowych z zapłonem samoczynnym. WNT, Warszawa 1996,
- Elastyczność tłokowych silników spalinowych. WNT, Warszawa 2000 (współautor J. Kołtun),
- Pojazdy samochodowe. Doładowanie silników. WKiŁ, Warszawa 2002, wydanie II rozszerzone WKiŁ, Warszawa 2006,
- Поршневые двигатели транспортных средств. Wydawnictwo FGOU WPO „KGTU”, Kaliningrad 2008 (współautorzy: S.I. Barsukow, W.W. Puchow, L.W. Knaub, W.W. Czernijenko, A.N. Kursanow, A.V. Werłamow, M.I. Konstantinow, S.W. Mielniczenko, I.D. Sztorgin, A.W. Bielochwost, O.W. Klyus).

Listę tę uzupełniają prace wydane przez Wydawnictwo Politechniki Szczecińskiej oraz inne wydawnictwa lokalne:

- Moment obrotowy trakcyjnego silnika z zapłonem samoczynnym, Szczecin 1989,
- Doładowanie silników spalinowych typu Comprex, Szczecin 1991,
- Rozruch silników z zapłonem samoczynnym w niskich temperaturach otoczenia, Szczecin 1992 (współautorzy: M. Uzdowski, H. Kilar, J. Kołtun),
- Elastyczność spalinowych silników wysokoprężnych, Szczecin 1998 (współautor J. Kołtun),
- Tendencje rozwojowe silników spalinowych o zapłonie samoczynnym. Wyd. Autobusy, Radom 2006 (współautor Jaromir Mysłowski),
- Эксплуатация автомобильных двигателей. Влияние низких температур на эксплуатацию дизелей. Wyd. KEPS Szczecin 2007 (współautor R. Szadziul).

Profesor Mysłowski ma też ogromny dorobek dydaktyczny. Wypromował ponad 317 magistrów inżynierów i 145 inżynierów. Skupił wokół siebie grupę młodych pracowników nauki zajmujących się badaniami rozruchu silników spalinowych oraz ich doładowaniem, co umożliwiło im dalszy rozwój naukowy. Wypromował 11 doktorów oraz uczestniczył w przewodach i opracował 16 recenzji prac doktorskich oraz 9 rozpraw habilitacyjnych. Dorobek ten uzupełnia 7 opiniowanych wniosków na stanowisko profesora uczelnianego i 4 wnioski o tytuł profesora, a także przygotowanie recenzji 51 książek dla wydawnictw centralnych (w tym 3 w jęz. rosyjskim) oraz 116 projektów badawczych KBN.

Profesor Mysłowski jest także znanym i cenionym organizatorem życia naukowego. Od 20 lat w cyklu 2-letnim organizuje konferencje monograficzne dotyczące rozruchu silników spalinowych SYMROZ, a od 12 lat – konferencje na temat doładowania silników spalinowych TURBO (na przemian z SYMROZ).

Od wielu lat współpracuje także z Kaliningradzkim Państwowym Uniwersytetem Technicznym, a za znaczący wkład w rozwój współpracy międzynarodowej polskich uczelni z uczelniami rosyjskimi został wyróżniony tytułem doktora honoris causa tej uczelni (2008 r., por. *Combustion Engines* 2/2008, vol. 133).

Profesor Mysłowski od wielu lat bierze czynny udział w działalności wielu znaczących gremiów naukowych, w sposób bezpośredni lub pośredni związanych z problematyką pojazdów samochodowych i silników spalinowych. Należą do nich: Sekcja Podstaw Konstrukcji Komitetu Budowy Maszyn PAN, Sekcja Spalania Komitetu Termodynamiki i Spalania PAN, Sekcja Technicznych Środków Transportu Komitetu Transportu PAN, Komisja Naukowo-Problematyka Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa przy Oddziale PAN w Lublinie, Komisja Motoryzacji PAN oddział w Krakowie, Komitet Redakcyjny Wydawnictw Komunikacji i Łączności, Główna Komisja ds. Rzeczoznawstwa PZMot, Rada Zarządzająca Centrum Certyfikacji Rzeczoznawców PZM, Komitet Programowy Centrum Certyfikacji Rzeczoznawców PZMot. Jest także członkiem – założycielem Bałtyckiego Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników z siedzibą w Kaliningradzie.

Tak intensywna działalność naukowa, dydaktyczna i organizacyjna jest bardzo wysoko ceniona w polskim środowisku naukowym. Za swoje osiągnięcia Profesor był wielokrotnie nagradzany, m.in. odznaczeniami: Srebrnym i Złotym Krzyżem Zasługi (1978, 1984), Gryfem Pomorskim (1985), Medalem Komisji Edukacji Narodowej (1995, 1996), Medalem Towarzystwa Wiedzy Powszechnej (2000), Złotą Odznaką Towarzystwa Wiedzy Powszechnej (2004), Srebrnym i Złotym Medalem im. Emanuela Kanta (Rosja 2002, 2004), Srebrnym Medalem Bałtyckiego Towarzystwa Inżynierów Mechaników (Kaliningrad 2008) oraz licznymi nagrodami Ministra Nauki, Szkolnictwa Wyższego i Techniki (1979, 1980, 1981, 1982), Ministra Edukacji Narodowej i Sportu (2003), Rektora Politechniki Szczecińskiej (wielokrotnie), a także został uhonorowany wyróżnieniem Polskiej Akademii Nauk oddział w Lublinie za działalność wydawniczą w latach 2000-2007. Posiada również Medal Honorowy Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych przyznany za szczególne osiągnięcia w rozwoju silników spalinowych.

Zarząd Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych i Redakcja kwartalnika *Combustion Engines* składają Panu Profesorowi serdeczne gratulacje z okazji Jubileuszu 70-lecia urodzin oraz tak wielu cennych osiągnięć w rozwoju nauki i kształceniu młodych inżynierów i naukowców. Z całego serca życzymy Panu Profesorowi dużo zdrowia i wielu sił do kontynuowania pracy naukowej i dydaktycznej w gronie wdzięcznych uczniów i przyjaciół.

## Prof. dr hab. inż. Cezary Bocheński 1937 – 2009 Memories/*Wspomnienie*

Ze smutkiem przyjęliśmy wiadomość o nagłej śmierci prof. dr hab. inż. Cezarego Bocheńskiego w dniu 8 października 2009 r. Ta bolesna wiadomość zaskoczyła wszystkich, którzy znali Profesora jako Osobę bardzo aktywną, pełną ambitnych planów badawczych i zamierzeń na przyszłość. Odejście prof. Bocheńskiego odbieramy jako ogromną stratę dla środowiska naukowego silników spalinowych.

Profesor dr hab. inż. Cezary Bocheński ukończył studia na Wydziale Mechanicznym, Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej w 1962 r. Stopień doktora nauk technicznych uzyskał w tej samej jednostce w 1973 r. na podstawie rozprawy pt. „Analiza przebiegu spalania pojedynczej dawki paliwa ciekłego wtryskiwanej do komory o stałej objętości”. Stopień doktora habilitowanego na podstawie wyróżnionej rozprawy habilitacyjnej pt. „Dymienie a konstrukcja i eksploatacja silników wysokoprężnych stosowanych w rolnictwie” otrzymał na Wydziale Techniki Rolniczej Akademii Rolniczej w Lublinie w 1990 r., a tytuł naukowy profesora – w roku 2000.

W początkowym okresie działalności zawodowej prof. Bocheński był zatrudniony na Politechnice Warszawskiej, gdzie zajmował się projektowaniem silników, dydaktyką i pracami badawczymi na zlecenie przemysłu. W latach 1972–75 pracował w Anstalt für Verbrennungsmotoren (AVL) u prof. H. Lista w Grazu (Austria), gdzie kontynuował działalność w zakresie konstrukcji i badań silników oraz uczestniczył w projektach przemysłu motoryzacyjnego. W latach 1975–1980 pracował w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie, gdzie zajmował się problematyką eksploatacji pojazdów oraz kierował Pracownią Paliw i Smarów. Pracę na Wydziale Techniki Rolniczej i Leśnej SGGW – w Zakładzie Motoryzacji Rolnictwa – podjął w 1980 r., współdziałając (od 1997 r.) z Politechniką Warszawską. Zainteresowania naukowe Profesora w tym okresie były bardzo szerokie, obejmowały bowiem m.in. problematykę toksyczności spalin, zagadnienia paliw i materiałów eksploatacyjnych oraz diagnostyki pojazdów i technologii napraw.



Szczególne miejsce w działalności naukowej prof. Bocheńskiego w ostatnim czasie zajmowały zagadnienia recyklingu i paliw odnawialnych. Do końca pracy na Wydziale Inżynierii Produkcji SGGW w Warszawie (1.10.2007 r.) pełnił funkcję kierownika Zakładu Infrastruktury Technicznej.

Istotny rozdział w działalności Profesora stanowiła współpraca z zagranicznymi ośrodkami naukowo-badawczymi, w tym m.in.: AVL (Austria), NAMI (ZSRR), Kötuki (Węgry), Ingenieur Hochschule Berlin Wartenberg (Niemcy), Fachhochschule Darmstadt (Niemcy) i Uniwersytet Rolniczy w Dublinach (Ukraina).

Imponujący dorobek naukowy prof. Cezarego Bocheńskiego obejmuje około 250 pozycji, w tym 120 oryginalnych prac twórczych, ponad 20 książek i skryptów, liczne projekty, ekspertyzy i recenzje projektów badawczych. Wydane w ostatnim okresie opracowania książkowe to: „Wybrane zagadnienia z technicznej obsługi pojazdów i maszyn”, „Biodiesel – paliwo rolnicze” i „Paliwa i oleje smarujące w rolnictwie”. Wcześniejsze publikacje Profesora, jak na przykład „Diagnostyka silników wysokoprężnych” (WKiŁ 1996, współautor T. Janiszewski), czy „Badania kontrolne samochodów” (WKiŁ 2000) stanowią trwałe kanony polskiej literatury technicznej. Tak bogaty dorobek prof. Bocheńskiego uzupełnia 7 patentów i 17 prac naukowo-badawczych zastosowanych w praktyce.

W ramach działalności dydaktyczno-wychowawczej Profesor opracował liczne programy przedmiotów studiów, uruchomił studium podyplomowe rzeczoznawstwa pojazdów i maszyn, prowadził kursy diagnostyki pojazdów. Był promotorem wielu prac doktorskich i dyplomowych, a także wspaniałym wykładowcą i wychowawcą młodzieży.

Profesor współorganizował i uczestniczył w komitetach naukowych wielu konferencji, m.in.: EKODiesel, MOTROL, Biopaliwa, KONES, Diagnostyka maszyn roboczych i pojazdów. Był inicjatorem cyklicznej konferencji Problemy recyklingu.

Działalność Profesora nie ograniczała się tylko do pracy zawodowej, ale dużo poświęcał się także pracy społecznej. Działalność społeczną rozwijał w takich organizacjach, jak: Polskie Towarzystwo Recyklingu (przewodniczący), Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich, Polska Izba Gospodarcza – Ekorozwój, Komitet Techniki Rolniczej PAN, Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa PAN, Zespół Rzecznawców Techniki Samochodowej i Ruchu Drogowego, Polskie Towarzystwo Naukowe Motoryzacji, Stowarzyszenie Zbiorowego Zarządzania Prawami Autorskimi Twórców Dzieł Naukowych i Technicznych.

Wiele zawdzięcza prof. Bocheńskiemu również Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych. Profesor

był jednym z inicjatorów powstania PTNSS (legitymacja członkowska nr 3). Zasiadał również w komitetach naukowych międzynarodowych kongresów silników spalinowych, organizowanych przez PTNSS.

Za swoją działalność prof. Cezary Bocheński był odznaczony m.in.: Złotym Krzyżem Zasługi, Medalem Komisji Edukacji Narodowej, Medalem za Zasługi dla SGGW. Kilkakrotnie był wyróżniony nagrodami Ministra Komunikacji, Ministra Edukacji Narodowej oraz nagrodami Rektora SGGW i Politechniki Warszawskiej.

Pomimo ogromnego zaangażowania w działalność zawodową i społeczną, Profesor zawsze znajdował czas dla swojej rodziny oraz zainteresowań związanych z żeglarstwem, malarstwem, architekturą i historią sztuki.

Przy swoich dużych osiągnięciach naukowych prof. Bocheński był człowiekiem skromnym i bezpośrednim.

Szlachetność charakteru Profesora powodowała, że był Osobą powszechnie lubianą, a jednocześnie mającą duży autorytet. Osoby, które poznały Profesora dobrze pamiętają jego serdeczność i otwartość, energię i optymizm. Wyrazem uznania i szacunku jakim cieszył się prof. Bocheński była bardzo duża liczba osób przybyłych na uroczystości pogrzebowe, w tym liczne grono przedstawicieli środowisk naukowych.

Profesor Cezary Bocheński pozostanie na zawsze w naszej pamięci jako wybitny uczony, a jednocześnie pełen ciepła i życzliwości wspomniały Kolega i Przyjaciel. Będzie Go nam bardzo brakowało.

*Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz*  
*Prezes Polskiego Towarzystwa Naukowego*  
*Silników Spalinowych*

## Conferences

### Konferencje



## VIII MIĘDZYNARODOWA KONFERENCJA NAUKOWA SILNIKI GAZOWE 2010 KONSTRUKCJA – BADANIA – EKSPLOATACJA – PALIWA ODNAWIALNE

Instytut Maszyn Tłokowych i Techniki Sterownia Politechniki Częstochowskiej przy współudziale Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych organizuje w dniach 20-23 czerwca 2010 r. w Ośrodku Wypoczynkowym Orle Gniazdo-Hucisko, położonym w malowniczym sercu Jury Krakowsko-Częstochowskiej, VIII Międzynarodową Konferencję Naukową SILNIKI GAZOWE 2010 – konstrukcja – badania – eksploatacja – paliwa odnawialne.

Celem konferencji jest wymiana doświadczeń i informacji związanych z rozwojem konstrukcji, badań eksperymentalnych i modelowych, technologii wytwarzania i eksploatacji tłokowych silników spalinowych zasilanych różnymi paliwami gazowymi pochodzenia mineralnego i paliwami odnawialnymi.

Honorowy patronat nad konferencją objęła Minister Nauki i Szkolnictwa Wyższego – prof. Barbara Kudrycka oraz JM Rektor PCz – prof. Maria Nowicka-Skowron, a patronat

medialny: *Combustion Engines – Silniki Spalinowe, Czysta Energia, Instal – Teoria i praktyka w instalacjach.*

#### Kalendarium Konferencji:

Zgłoszenie uczestnictwa i przesłanie skrótu referatu	31.01.2010
Wpłata za uczestnictwo – termin ostateczny	28.02.2010
Nadesłanie pełnego tekstu referatu – termin ostateczny	15.03.2010
<b>Obrady konferencji</b>	<b>20-23.06.2010</b>

Językami konferencji jest polski i angielski z tłumaczeniem symultanicznym.

**Informacje szczegółowe:** [www.silnikigazowe.pl](http://www.silnikigazowe.pl)  
dr inż. Adam DUŻYŃSKI  
tel: (34) 3250501 [duzynski@imtiits.pcz.czest.pl](mailto:duzynski@imtiits.pcz.czest.pl)

## Instrukcja przygotowania artykułów do kwartalnika *Combustion Engines/Silniki Spalinowe*

Zgłoszenie artykułu do wydania w kwartalniku *Combustion Engines* następuje:

- 1) drogą elektroniczną na adres [silniki@ptnss.pl](mailto:silniki@ptnss.pl) albo [redakcja@ptnss.pl](mailto:redakcja@ptnss.pl), lub łącząc się bezpośrednio ze strony PTNSS <http://www.ptnss.pl>
- 2) drogą pocztową na adres redakcji:  
Redakcja Kwartalnika Silniki Spalinowe  
Instytut Silników Spalinowych i Transportu  
Politechnika Poznańska  
ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań.  
Plik z artykułem powinien być dostarczony na nośniku cyfrowym lub pocztą elektroniczną na podany adres.

Artykuł nie powinien przekraczać 8 stron maszynopisu (z ilustracjami). W przypadku artykułów o większej objętości możliwe jest ich wydanie w dwóch częściach.

O przyjęciu artykułu do druku decyduje Komitet Redakcyjny po otrzymaniu:

- 1) **deklaracji Autorów o Prawach autorskich**, dostępnej na stronie internetowej PTNSS <http://www.ptnss.pl> opcja *Wydawnictwo/Silniki Spalinowe*, zakładka *Zgłoszenia*,
- 2) pozytywnej opinii recenzenta zewnętrznego wyznaczonego przez redakcję,
- 3) przesłaniu ostatecznej wersji artykułu (jeżeli potrzeba poprawy/uzupełnienia wyniknęła z recenzji).

### Zasady przygotowania wersji dwujęzycznej

Artykuły naukowe wydawane są w kwartalniku *Combustion Engines* w dwóch wersjach językowych: angielskiej i polskiej.

Artykuł dostarczony do redakcji tylko w jednej wersji językowej, po naniesieniu poprawek recenzyjnych i redakcyjnych, zostaje przekazany do tłumaczenia pod warunkiem zgody autorów na poniesienie kosztów tłumaczenia. Artykuły dostarczone w dwóch wersjach językowych kierowane są do odpłatnej weryfikacji językowej.

### Sposób pisania artykułu

Przygotowując artykuł należy wzorować się na artykułach wydanych we wcześniejszych zeszytach zwracając uwagę na układ, sposób podziału na rozdziały, kolejność umieszczenia streszczenia, tekstu zasadniczego, wykazu skrótów i oznaczeń, wykazu literatury i danych identyfikacyjnych autorów.

Artykuł rozpoczyna Streszczenie o objętości 5–8 wierszy oraz Słowa kluczowe.

Artykuł powinien być przygotowany w standardowym edytorze tekstów (np. Word); użyta czcionka, jej wielkość oraz format są dowolne.

**Wzory** należy pisać czcionką prostą i numerować przy prawym marginesie (w edytorze równań stosować: czcionka 10 pkt., indeksy i wykładniki potęg – 7 pkt.).

Należy wyjaśnić wszystkie użyte we wzorze wielkości z wyjątkiem skrótów powszechnie stosowanych; w przypadku ich znacznej liczby należy opracować **wykaz skrótów i oznaczeń** i umieścić go na końcu tekstu.

**Rysunki** w postaci elektronicznej, w ogólnie stosowanych formatach należy przesłać w postaci nadającej się do reprodukcji.

Oznaczenia wszystkich wielkości umieszczanych na wykresach muszą być wyjaśnione. Tytuły i opisy ilustracji należy opracować w dwóch językach. Stosuje się ciągłą numerację rysunków.

**Tabele** muszą być numerowane (numeracja ciągła) i mieć tytuły dwujęzyczne.

Za treścią artykułu trzeba umieścić **spis literatury** w porządku alfabetycznym, zgodnie z zasadami zapisu bibliograficznego. Należy w nim uwzględniać jedynie pozycje rzeczywiście wykorzystane i cytowane w tekście. Zapis bibliograficzny powinien być kompletny: autor, tytuł, wydawnictwo, miejsce i rok wydania. Powołania na literaturę w tekście podawać w nawiasach kwadratowych.

Na końcu artykułu należy zamieścić **zdjęcie** oraz **notkę o autorze/autorach**, zawierającą tytuły naukowe, miejsce pracy oraz adres e-mailowy.

Dokładniejsze informacje i sugestie dotyczące sporządzania artykułów można znaleźć w opracowaniu: Wisłocki K.: *Zasady pisania artykułów i opracowań naukowych*. *Combustion Engines Mag. (Silniki Spalinowe)*, PTNSS-2008-SS4-407 oraz na stronie internetowej: <http://www.ptnss.pl>, *Wydawnictwo*.





# INSTYTUT TRANSPORTU SAMOCHODOWEGO

ul. Jagiellońska 80, 03-301 Warszawa  
tel.: (+48 22) 811 32 31, fax: (+48 22) 811 09 06

e-mail: [info@its.waw.pl](mailto:info@its.waw.pl) [www.its.waw.pl](http://www.its.waw.pl)

[www.its.waw.pl](http://www.its.waw.pl) [Info@its.waw.pl](mailto:Info@its.waw.pl) [www.its.waw.pl](http://www.its.waw.pl) [Info@its.waw.pl](mailto:Info@its.waw.pl) [www.its.waw.pl](http://www.its.waw.pl)

**Instytut Transportu Samochodowego** jest jednostką naukowo-badawczą powstałą w 1952 roku.

Jego działalność koncentruje się na czterech podstawowych, strategicznych kierunkach związanych z:

- \* organizacją i funkcjonowaniem oraz efektywnością transportu samochodowego w warunkach gospodarki rynkowej,
- \* ograniczeniem negatywnego wpływu motoryzacji na bezpieczeństwo uczestników ruchu drogowego,
- \* ochroną środowiska naturalnego przed szkodliwymi skutkami rozwoju motoryzacji,
- \* innowacyjnymi rozwiązaniami konstrukcyjno-materiałowymi środków transportu samochodowego oraz ich podzespołów.



Wyżej wymienione kierunki obejmują zagadnienia ekonomiczne, edukacyjne, organizacyjno-prawne i techniczne, ze szczególnym uwzględnieniem możliwości osiągnięcia standardów Unii Europejskiej. Instytutowe zakłady, pracownie i laboratoria wyposażone są w najbardziej precyzyjną aparaturę, niejednokrotnie unikatową w tej części Europy. Wszystkie laboratoria badawcze posiadają akredytacje PCA, zaś Instytut jako całość posiada wdrożony, certyfikowany system zarządzania jakością wg wymagań normy PN-EN ISO 9001:2009 oraz AQAP 2110:2006, osiem akredytowanych przez Polskie Centrum Akredytacji (PCA) jednostek organizacyjnych, a także trzy laboratoria badawcze posiadające akredytację OiB MSWiA.



AQAP 2110:2006  
PN-EN ISO 9001:2009



CA-OiB-006.01/2009  
CA-OiB-007.01/2009  
CA-OiB-008.01/2009



AC 077



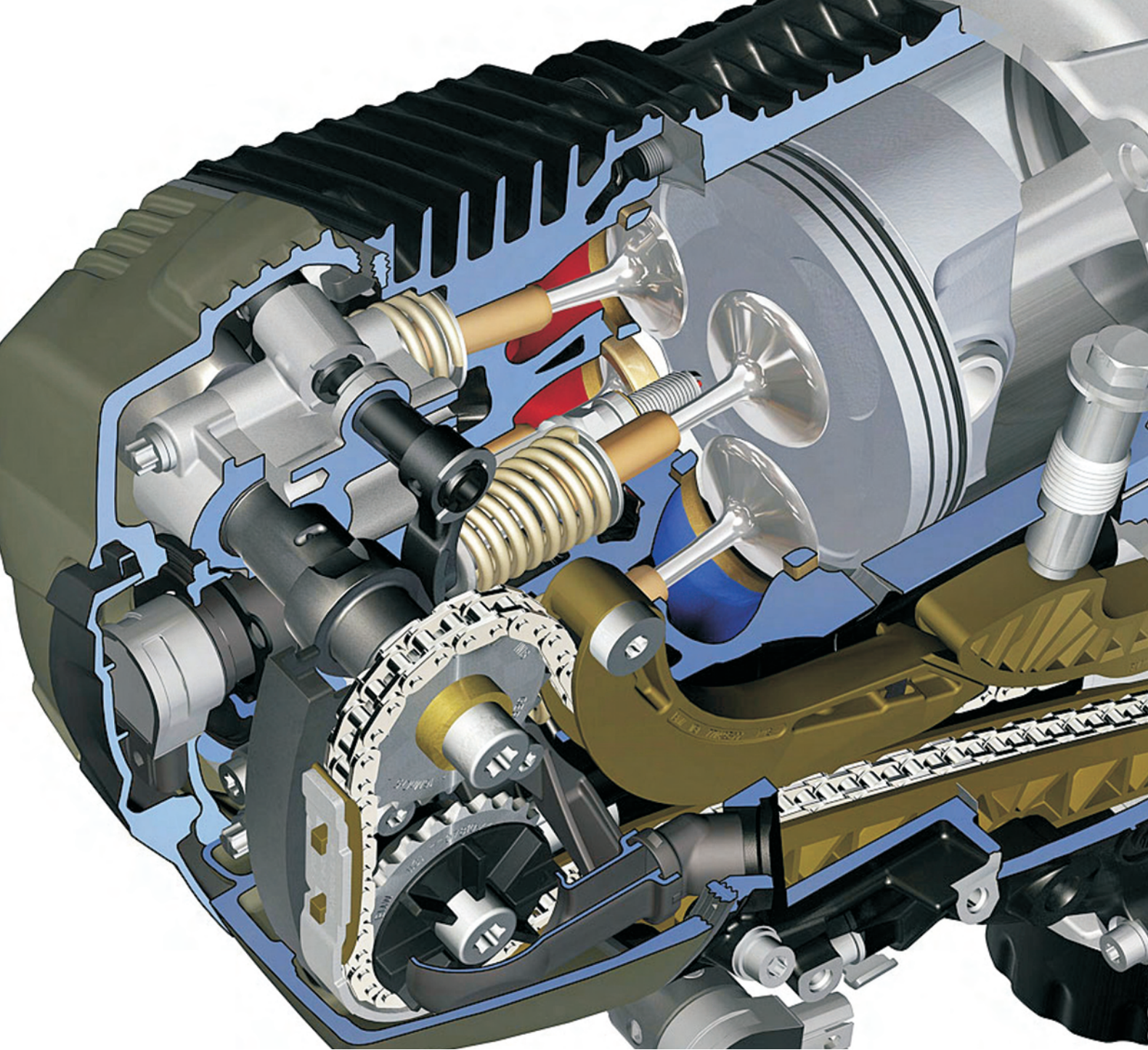
AK 012



AC 015



AB 089  
AB 202  
AB 502  
AB 503  
AB 504



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  
Wsparający

**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

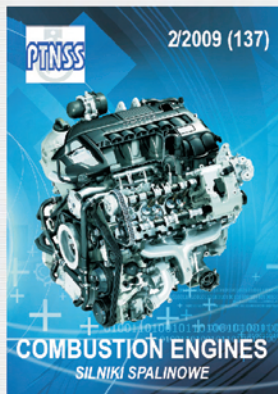
Zgłoszenia

Zapowiedź

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



[www.ptnss.pl](http://www.ptnss.pl)