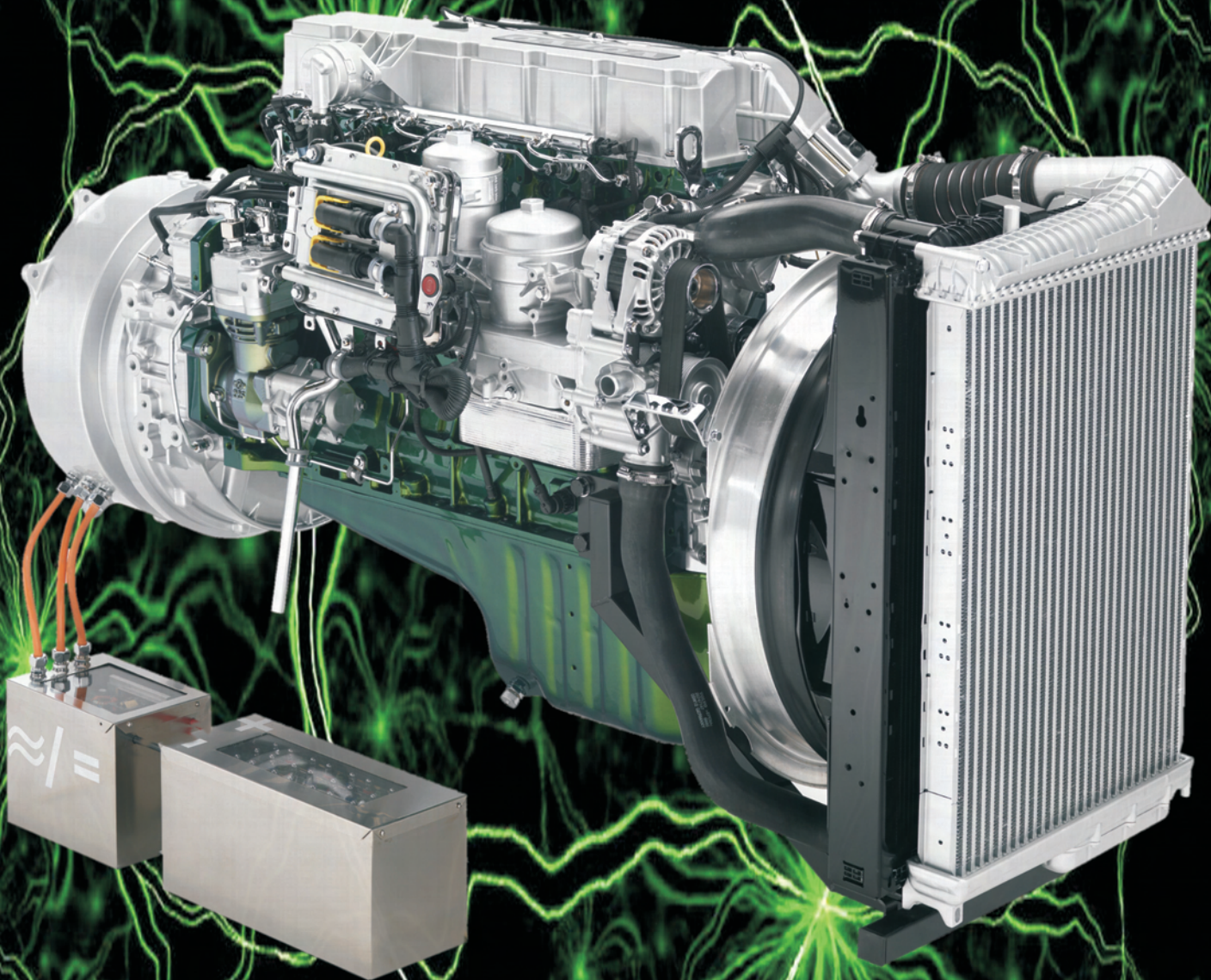




2/2008 (133)



# COMBUSTION ENGINES

## *SILNIKI SPALINOWE*

# BOSMAL<sup>®</sup>

## Ośrodek Badawczo - Rozwojowy Samochodów Małolitrażowych

### Stanowisko do badań samochodowych silników spalinowych w dynamicznych stanach pracy silnika

W OBR SM BOSMAL w Bielsku-Białej, na początku roku 2008 zostało uruchomione, jedno z najnowocześniejszych w Europie, silnikowe stanowisko badawcze.

Jest to zaawansowane technicznie stanowisko badawczo - pomiarowe, służące do badań samochodowych silników spalinowych w dynamicznych stanach pracy, odwzorowujące warunki pracy silnika w samochodzie, takie jak: przyspieszanie, hamowanie, jazda ze zmiennymi prędkościami i przyspieszeniami, jazda pod górę, po autostradzie i w ruchu miejskim.

Stanowisko badawcze wyposażono w hamulec elektryczny z asynchronicznym silnikiem prądu zmiennego (AC) firmy AVL, o bardzo dużej dokładności pomiaru momentu obrotowego tj. 0,3% (obecnie stosowane systemy mają dokładność 1%); w układ pomiaru zużycia paliwa AVL 735S - oparty na pomiarze sił Coriolisa (o niepewności pomiarowej poniżej 0,12%) oraz w zestaw analizatorów spalin.

#### Zestaw pomiarowy składa się z następujących elementów:

- Hamulca - AVL Dynoexact APA 202,
- Systemu zarządzania pomiarami i akwizycji danych - AVL PUMA,
- Panelu sterującego - AVL EMCON 400,
- Symulatora drogi i pojazdu - AVL ISAC 400,
- Systemu kondycjonowania płynów eksploatacyjnych.

#### Podstawowe parametry techniczne:

- Moment maksymalny - 525 Nm,
- Moc maksymalna - 220 kW,
- Maksymalna prędkość obrotowa - 12 000 obr/min.

#### Stanowisko umożliwia między innymi:

- prowadzenie badań silników w warunkach dowolnego cyklu jezdnego (np. może odwzorować cykl NEDC wg Regulaminu EKG ONZ 83.05 i Dyrektywy 72/220/EEC),
- prowadzenie prac rozwojowych konstrukcji silników, dzięki symulacji pracy silnika odwzorowującej rzeczywiste warunki drogowe,
- prowadzenie prac rozwojowych układów dodatkowych i podzespołów silników, takich jak:
  - układy sterujące pracą silnika i jego podzespołów,
  - układy zasilania paliwem,
  - układy oczyszczające spaliny - reaktory katalityczne i filtry cząstek stałych (DPF).

Zapraszamy do współpracy !

**OBR SM BOSMAL**  
ul. Sarni Stok 93  
43-300 Bielsko-Biała  
tel.: 0 33 813 05 39  
fax: 0 33 812 50 38  
www.bosmal.com.pl  
bosmal@bosmal.com.pl





## COMBUSTION ENGINES

*SILNIKI SPALINOWE*

Scientific Magazine

*Czasopismo naukowe*

2/2008 (133)

August 2008

Rok XLVII

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 hab. inż. Mirosław Wyszyński

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

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

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

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

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

dr hab. inż. Krzysztof Wislocki, 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,

mgr Tomasz Pawlak, dr hab. inż. Andrzej Zieliński

### *Editorial*

Contemporary development of combustion engines has been seriously influenced by politically influenced legal decisions related, on one side, to very stringent toxic emission levels and unitary consumption of fuels (non-renewable in particular) on the other. These requirements clash with the pursuit of the vehicle and engine manufacturers of the best possible product economy. The contrary expectations of the vehicle users force the manufacturers to seek the most effective solutions in terms of technology and economy at the same time meeting the required standards.

Recently, engine designers and manufacturers have managed to improve all the operating indexes of combustion engines, which is substantiated by most of the published benchmark tests. This required a considerable effort in the development of the diagnostic methodology and the accompanying processes, not to mention the attempt to understand and control the diagnostic processes in an optimum way. Among such diagnostic methods the optical ones play an important role, which has been discussed in this issue (pages 3–19). Such methods can be successfully applied to optimize the major thermal engine operating elements as well as to diagnose the intra-cylinder processes: fuel delivery, mixture formation, its ignition and combustion. Thus obtained information may significantly impact the further development trends of the charge exchange and fuel delivery systems including its strategies currently realized through appropriate control of multiple injection (pages 26–43).

These works consequently lead to a concentration of power in combustion engines. More and more important in the development of combustion engines is their supercharging. Without supercharging downsizing would be seriously limited; Some important trends in the development of supercharging have been discussed in this issue, in a paper on pages 61–76. A growing concentration of energy in the cylinder encounters a significant barrier which is excessive mechanical and thermal loads, particularly their distribution in the constructional elements under different operating conditions (pages 20–25).

*Editorial Board of the Magazine  
Combustion Engines*

**Contents/Spis treści**

Editorials/Od Redakcji ..... 1

**Design/Konstrukcja**Z. Korczewski: Measurement methods in marine engine endoscopy/  
*Metody pomiarowe stosowane w endoskopii silników okrętowych*  
(2008-SS2-201) ..... 3J. Mysłowski, K. Talaga: Thermal loads of a piston in a diesel  
engine during startup/*Obciążenia cieplne tłoka silnika*  
*wysokoprężnego podczas rozruchu* (2008-SS2-202) ..... 20**Research/Badania**W. Marek: The analysis of fuel vaporization in a distributorless  
pneumatic injection system of a two stroke spark ignition engine/  
*Analiza odparowania paliwa w bezrozdzielaczowym układzie*  
*wtrysku pneumatycznego dwusuwowego silnika spalinowego*  
*o zapłonie iskrowym* (2008-SS2-203) ..... 26D. Pietras, P. Świątek: The selection of calibration parameters  
of a 1.3 Multijet engine management system in the aspect  
of engine performance and exhaust gas composition/*Dobór*  
*kalibracji sterowania silnika 1.3 Multijet w aspekcie jego osiągnięć*  
*i składu spalin* (2008-SS2-204) ..... 36D. Szpica: The assessment of the influence of temperature differences  
in individual ducts of an intake manifold on the unevenness of air  
filling in a cylinder of a combustion engine/*Ocena wpływu*  
*zróźnicowania temperatury przewodów kolektora dolotowego*  
*na nierównomierność napełniania powietrzem cylindrów silnika*  
*spalinowego* (2008-SS2-205) ..... 44A. Koniuszy: The method of generating a tractor engine time density  
characteristics/*Metoda sporządzania charakterystyki gęstości czasowej*  
*silników ciągnikowych* (2008-SS2-206) ..... 54**Design/Konstrukcja**K. Danilecki: Trends in the development of turbocharging systems  
in automotive vehicles/*Kierunki rozwoju systemów turbodoładowania*  
*silników samochodowych* (2008-SS2-207) ..... 61**News/Aktualności**

Aktualności silnikowe ..... 77

**Bibliography/Bibliografia**Qualifying as ass. prof., doctorates/*Habilitacje, doktoraty* ..... 84**Personalies/Personalia**

Wyróżnienie profesora Janusza Mysłowskiego ..... 84

**Reviewers/Recenzenci:**

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz  
 prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszkański  
 dr hab. inż. Marek Brzeżański  
 dr hab. inż. Kazimierz M. Romaniszyn, prof. ATH  
 dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. PP  
 dr inż. Jacek Pielecha  
 dr inż. Zbigniew J. Sroka

Wydawnictwo rejestrowane  
 w bazie danych o zawartości polskich  
 czasopism technicznych  
 – BAZTECH www.baztech.icm.edu.pl

**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 odpo-  
 wiedzialności 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.  
 Koszt numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.*

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

Nakład: 700 egz.

**Printing and binding/Druk i oprawa**

Drukarnia Św. Wojciecha  
 Poznań, ul. Chartowo 5

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

**Cover/Okladka**

I: Hybrydowy napęd firmy Volvo  
 (fot. www.volvo.com)

IV: Elementy systemu common-rail  
 ( $P_{max} = 200$  MPa, do 9 wtrysków/cykl)  
 firmy Denso (fot. www.densomedia-na.com)

## Measurement methods in marine engine endoscopy

*The paper presents selected metrological techniques that may be applied in diagnostic endoscopy in complex machinery including turbine and piston marine engines. The evolution of contemporary endoscopes has been described as well as theoretical background for optical and digital endoscopy. The methods of surface defect measurements of selected elements of marine engine structure have been presented based on a digital recording of endoscopic images: Stereo Probe, Shadow Probe, laser method and RGB.*

Key words: marine engine, technical diagnostic, endoscopy, measurement methods

## Metody pomiarowe stosowane w endoskopii silników okrętowych

*W opracowaniu przedstawiono wybrane techniki metrologiczne, które mogą znaleźć zastosowanie w diagnostycznych badaniach endoskopowych złożonych obiektów technicznych, w tym silników okrętowych – tłokowych i turbinowych. Przybliżono ewolucję współczesnych endoskopów oraz podstawy teoretyczne endoskopii optycznej i cyfrowej. Zaprezentowano metody pomiaru defektów powierzchniowych wybranych elementów struktury konstrukcyjnej silników okrętowych, które bazują na cyfrowym zapisie obrazu endoskopowego: metodę Stereo („Stereo Probe”), metodę Cienia („Shadow Probe”), metodę laserową, metodę RGB.*

Słowa kluczowe: silnik okrętowy, diagnostyka techniczna, endoskopia, metody pomiarowe

### 1. Introduction

A constant development and evolution of diagnostic systems applied in marine piston and turbine combustion engines enables an extension of the functions of the inspection systems by not only measurement of operating parameters but also image recording in the internal space of the engine.

Contemporary piston engines are fitted with sophisticated control systems measuring load characteristics. The basis for routine diagnostic tests is indicating of the engine cylinders under steady operation at representative load ranges. A comparative statistical and content related analysis with the use of analyzers of fast changing values is performed as regards indicator graphs, courses of accelerations (generated by the operation of the mechanisms related to the piston assembly transmitted to the measuring point on the top of the cylinder head) and the courses of other values characterizing the operating processes in the engine cylinders throughout its cycle. So determined diagnostic measures: mean indicated pressure, indicated power output, maximum combustion pressure and the speed of in-cylinder pressure growth  $dp/d\alpha_{OWK}$  etc. provide important information on the general condition of the elements of the combustion system. The test results are used to determine the trends, analyze the changes in the engine condition and make decisions as to further operation.

Nevertheless, in practice, cases of serious engine damage are known caused e.g. by mechanical stability loss leading to a torsional resonance as a consequence of an excessive load spread whose sources were not identified in due time. The occurring torsional vibration of high amplitudes have a destructive impact on the engine and the whole drivetrain of a ship as they cause material fatigue and finally cracking

### 1. Wprowadzenie

Ciągle unowocześnianie i zwiększanie możliwości systemów pomiarowo-diagnostycznych stosowanych w silowniach okrętowych o napędzie z tłokowymi i turbinowymi silnikami spalinowymi, pozwala na rozszerzenie funkcji systemu kontroli, włączając w nie, oprócz standardowego pomiaru parametrów eksploatacyjnych, także funkcje rejestracji obrazu przestrzeni wewnętrznych silników napędowych.

Współczesne silniki tłokowe wyposażone są w coraz doskonalsze kompleksowe systemy kontrolno-pomiarowe, mierzące parametry charakteryzujące stan ich obciążenia. Podstawą realizacji rutynowych badań diagnostycznych jest kolejne indykowanie cylindrów silnika w stanie pracy ustalonej na reprezentatywnych zakresach obciążenia. Z wykorzystaniem specjalistycznych analizatorów wielkości szybkozmiennych przeprowadza się porównawczą analizę statystyczną i merytoryczną rozwiniętych wykresów indykatorowych, przebiegów przyspieszeń drgań generowanych pracą mechanizmów związanych z układem cylindrowym transmitowanych do punktu pomiaru na powierzchni głowicy oraz przebiegów innych wielkości charakteryzujących procesy robocze w cylindrach silnika, sporządzonych w dziedzinie kąta obrotu wału korbowego. Wyznaczane w ten sposób miary diagnostyczne: średnie ciśnienie indykowane, moc indykowana, maksymalne ciśnienie spalania i szybkość wzrostu ciśnienia wewnątrz cylindrowego  $dp/d\alpha_{OWK}$  itp. dają ważną informację o ogólnym stanie technicznym elementów konstrukcyjnych zespołu komory spalania. Wyniki badań wykorzystywane są w analizie trendów, do oceny zmian stanu technicznego silników i do wypracowania decyzji eksploatacyjnej.

of the constructional elements of the torque transmission to the propeller or the bearing nodes.

Similarly, it is difficult to assess the condition of a piston engine based on the operating parameters if the operation of the fuel delivery system is improper. Frequently, the trend lines of the changes in the temperature of the exhaust from individual cylinders change their course to a small extent only and the effect of a failure of one of the injectors is that the piston crown is damaged.

The difficulties in damage diagnosis in the flow part of turbine engines based on the measured thermodynamic parameters that characterize the energy state of the flowing medium are dependent on appropriate interpretation of the symptoms of the defect which are often identified as consequences of constant and inevitable processes of fouling, ageing and deterioration determined by the period of operation. The external symptoms in such states are usually concurrent and difficult to precisely determine. A special case is the problem of diagnostic parameter analysis needed to assess the extent of fouling in the flow channels of the fan assemblies and the effectiveness of their cleaning. A classic mistake in interpretation of the symptoms is the incorrect differentiation of the operating foul of the flow part as a constant process accompanying the engine operation under marine conditions from the state of its inability to operate properly caused by e.g. burning of the edges of the vanes of the turbine. Such a situation may take place as a result of a lack of cleaning of the flow part of the turbine, which, among other things, improves the cooling of the vanes.

Another example of faulty diagnostic reasoning is the assessment of the condition of a turbine engine based on the distribution of the stream of enthalpy throughout the length of the flow part and the evenness of the temperature field of the exhaust on the circumference of the control cross-section downstream the exhaust generator. Very often the slip in the turbine speed and the circumferential temperature distribution unevenness change only slightly and the effect of the injector failure leads to a burning of the flame tube in the combustion chamber. That is why, each time (if the technical conditions allow) on confirming the deformations of the gas dynamic characteristics an endoscopic inspection of the flow part is performed in order to finally validate the diagnosis.

A direct visual inspection of machine elements is the oldest method of assessing their deterioration and identifying damage. This however requires visual access. It is not possible in the case of elements inside the operating sections of the engines or the flow part of turbine engines without prior disassembly. The initial periscope application in the 1970s and 1980s was quickly changed to fiber optics called endoscopes. Hence, one of the methods to obtain an arbitrary diagnosis of the condition of marine piston and turbine engines in operation is a visual examination of their internal sections with the use of endoscopes. Any possible doubts of a diagnostic technician as to:

#### **What is happening inside the machine**

Are cleared in a non-invasive, quick cheap and more importantly, unambiguous way:

Pomimo tego, w praktyce eksploatacyjnej znane są przypadki dużych uszkodzeń silników, spowodowanych np. utratą stabilności ich układu mechanicznego i pojawienia się zjawiska rezonansu drgań skrętnych, jako konsekwencji nadmiernego rozrzutu obciążeń pomiędzy cylindrami silnika, którego pierwotne przyczyny nie zostały w porę zidentyfikowane. Występujące wówczas drgania skrętne o znacznych amplitudach mają destrukcyjny wpływ na konstrukcję silnika i całej linii napędowej okrętu, gdyż powodują zmęczenie materiału i w konsekwencji pękanie elementów struktury konstrukcyjnej układu transmisji momentu obrotowego do podnika okrętowego czy węzłów łożyskowych.

Podobnie trudno jest ocenić stan silnika tłokowego na podstawie parametrów eksploatacyjnych przy uszkodzeniach układu zasilania silnika paliwem. Często linie trendu zmian wartości temperatury spalin z poszczególnych cylindrów zmieniają swój przebieg tylko nieznacznie, a w wyniku defektu jednego z wtryskiwaczy przepaleniu ulega denko tłoka.

Natomiast trudności rozpoznawania uszkodzeń w części przepływowej turbinowego silnika spalinowego na podstawie zmian mierzonych parametrów termodynamicznych, charakteryzujących stan energetyczny przepływającego czynnika roboczego, związane są z właściwą interpretacją symptomów powstałego defektu, które często identyfikowane są jako symptomy nieuniknionych i ciągłych procesów zanieczyszczenia, starzenia i zużycia silnika, zdeterminowanych czasem jego eksploatacji. Zewnętrzne objawy w takich stanach są zazwyczaj zbieżne i trudne do jednoznacznego określenia. Szczególnym przypadkiem może być tutaj problem, jakim jest analiza parametrów diagnostycznych potrzebnych do oceny intensywności zanieczyszczenia kanałów przepływowych zespołów wirnikowych, a także efektywności ich mycia. Klasycznym wręcz przykładem błędnej interpretacji symptomów diagnostycznych jest niepoprawne rozróżnienie stanu eksploatacyjnego zanieczyszczenia części przepływowej, jako ciągłego procesu towarzyszącego pracy silnika w warunkach morskich, od stanu jego niezdatności, spowodowanej na przykład nadpaleniem wierzchołków łopatek wirnikowych turbiny. Do takiej sytuacji może dojść wskutek nieprzeprowadzonego w porę lub przeprowadzonego nieskutecznie mycia części przepływowej, które między innymi poprawia efektywność chłodzenia łopatek.

Innym przykładem błędnego wnioskowania diagnostycznego jest ocena stanu technicznego silnika turbinowego na podstawie rozkładu strumienia entalpii na długości części przepływowej i równomierności pola temperatury spalin wylotowych na obwodzie przekroju kontrolnego za wytwornicą spalin. Często poślizg prędkości obrotowej zespołów wirnikowych silnika i wskaźnik nierównomierności obwodowego rozkładu temperatury spalin zmieniają się tylko nieznacznie, a w wyniku defektu wtryskiwacza przepaleniu ulega rura ogniowa komory spalania. Dlatego każdorazowo (jeśli pozwalają na to warunki techniczne), po stwierdzeniu deformacji charakterystyk gazodynamicznych silnika, w celu ostatecznej weryfikacji postawionej diagnozy, przeprowadza się przegląd endoskopowy części przepływowej.

A pre-requisite – „ktema es aei” – is however the technician’s knowledge and expertise on popular and identifiable malfunctions that have occurred in these machines before.

Many years of systematic endoscopic examinations carried out within the periodic preventive inspections of marine engines used in the Polish Navy showed a high level of effectiveness of this method with a simple use of the test equipment.

## 2. Endoscopy – a historical sketch

Visual examination of internal spaces of machines and industrial equipment with the use of endoscopes is currently the basic method of technical diagnosis. The surface structure of the construction material is seen as if through a magnifying glass during the examination which enables detection, identification and quantitative assessment of the malfunctions and material defects eventually leading to the assessment of the level of deterioration and fouling of the constructional elements. Depending on the method of observation and image processing of a surface under examination we can differentiate a classic optical endoscopy utilizing rigid (lens based) borescopes and flexible fiber glass fibroscopes and dynamically developing digital endoscopy utilizing highly sophisticated videoscopes fitted with high resolution micro cameras.

The history of endoscopy, which has its roots in medicine, is very long – it dates back to the times of Hypokrates. Ancient doctors were fascinated by the possibility of looking into the internal parts of a living human body within the reach of human eye illuminating the examined sections with sunlight reflected from a mirror. The oldest chronicles confirm that complex operations of the oral cavity, throat, nose, ear or rectum were performed with the help of a special endoscope – a predecessor of the laryngoscope. The most vital limitation for deeper exploration of the human viscera was lack of special optically shaped speculum and more importantly, lack of sufficient source of light to illuminate the internal parts of the human body. An inventor of a breakthrough device in this matter was a German doctor of Italian origin Philipp Bozzini (1773–1809) who in 1806 in the Medical School of Vienna demonstrated a quasi-endoscope under the name of *lichtleiter* (light conductor) used to examine the women’s urinary bladder (Fig. 1) [4, 11]. The basis of the design of this device was a speculum head fitted with a candle as a source of light and mirror partitions directing the light onto the examined organs. The original Bozzini’s light conductor can be seen in Chicago USA (American College of Surgeons).

Later versions of the light conductor much more perfect in design came to resemble contemporary borescopes (Fig. 2). These are rigid optics of various length and diameter consisting in an eyepiece, a set of cylindrical lenses, usually of the length of 20–25 mm, a prism and a fiber optics channel which is fixed in the metal cylindrical casing. The source of light placed in the end of the probe were initially an alcohol-terpene lamp (invented by Antonin J. Desormeaux in 1853), a glowing platinum filament (patented by Maximilian Nitze in 1879, also the author of the first photographic

Bezpośredni ogląd zewnętrzny elementów konstrukcyjnych maszyn jest najstarszym sposobem wykrycia uszkodzeń i oceny ich zużycia, co jednak wymaga dostatecznego dostępu wzrokowego. Nie jest to możliwe w odniesieniu do części znajdujących się w przestrzeniach roboczych silnika tłokowego, czy też w części przepływowej silnika turbinowego bez ich demontażu. Początkowe stosowanie systemu peryskopowego, jeszcze na przełomie lat 70. i 80. XX wieku, szybko zastąpiono systemami światłowodowymi nazywanymi endoskopami. Tak więc jedną z możliwości uzyskania arbitralnej diagnozy o stanie technicznym silników okrętowych – tłokowych i turbinowych, w warunkach bieżącej eksploatacji zapewnia badanie wizualne polegające na wziernikowaniu jego przestrzeni wewnętrznych z wykorzystaniem endoskopów. W sposób bezinwazyjny, bardzo szybki, tani, a co najważniejsze jednoznaczny rozwiane zostają wątpliwości diagnosty:

### Co dzieje się wewnątrz tej maszyny?

Warunkiem obligatoryjnym – „ktema es aei” – jest jednak posiadanie przez niego wystarczającej wiedzy o znanych i rozpoznawalnych uszkodzeniach, które już kiedyś w tego typu silnikach zaistniały.

Wieloletnie, systematyczne badania endoskopowe, prowadzone w ramach okresowych obsług profilaktycznych silników okrętowych eksploatowanych w Marynarce Wojennej RP, wykazały dużą skuteczność metody, przy prostej obsłudze stosowanej aparatury badawczej.

## 2. Rys historyczny endoskopii

Badanie wizualne powierzchni tworzących przestrzenie wewnętrzne maszyn i urządzeń przemysłowych z zastosowaniem specjalistycznych wzierników, tzw. endoskopów, to obecnie podstawowa metoda diagnostyki technicznej. Struktura powierzchniowa materiału konstrukcyjnego widoczna jest podczas badań jak przez lupę, zazwyczaj z pewnym powiększeniem, co umożliwia wykrycie, rozpoznanie i ewentualną ocenę ilościową występujących defektów i wad materiałowych, a w rezultacie – ocenę stopnia zużycia i zanieczyszczenia badanych elementów konstrukcyjnych. W zależności od zastosowanej metody obserwacji i przetwarzania obrazu wizyjnego badanej powierzchni wyróżnia się klasyczną endoskopię optyczną, z wykorzystaniem do tego

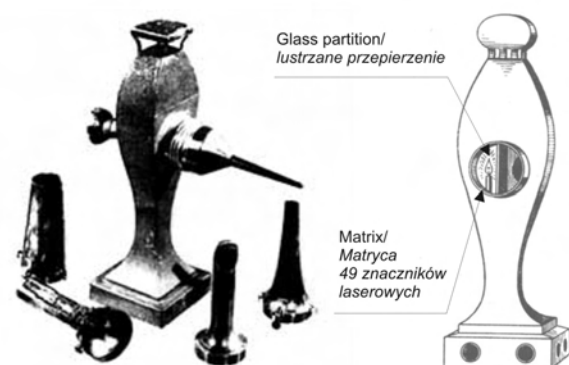


Fig. 1. Bozzini’s lightleiter [3, 10]

Rys. 1. Aparat wziernikowy Bozziniego lightliter [3,10]

cytological atlas published in 1894) and Edison's light bulb (1879). The idea of image transmission through flexible fiber optics patented in 1926 by John Logie'a Baird the inventor of television, revolutionized the problem of boreoscopic illumination. Since 1965 the official solution in this matter (patented by Karl Storz) is the transmission of cold light stream to the window of the probe near the lens of the borescope through separate fiber optics from an external source of light- a halogen bulb and recently HID lamp [5]. In order to assess the emission of visible radiation of the filament characterized by different spectrum hues a notion of hue temperature of the source of light was introduced which, for halogen lamps reaches 3400 K and for HID lamps up to 5900 K. for comparison the hue temperature of daylight is approximately 5500 K [5].

A dynamic development of fiber optics initiated by the invention of John Baird and continued in the scientific research by prof. Harold Hopkins [4] and dr. Basil Hirschowitz [4] led to a construction of a prototype of fibroscope in

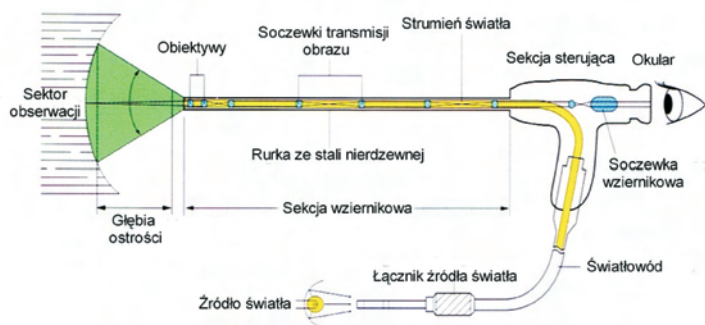


Fig. 2. Schematics of a borescope [7, 12]

Rys. 2. Schemat ideowy boroskopu [7, 12]

1957 by Aemi – an American company. This was a flexible speculum consisting of a bundle of several thousand thin (several micrometers) glass fibers transmitting optical image of an object under examination to the eye of the observer and a cold stream of light to the object under examination from an external source of light (light-tipe) – a strong light bulb of an external illuminator – Fig. 3 [2]. Since each fiber glass transmits the image with different hue and brightness, it is divided into as many points as there are separate fibers in the bundle. Hence the resolution of the observed image is strictly determined by the number of fibers in the bundle. For technical reasons the number of 40,000 fibers is not exceeded (each fiber 8–10  $\mu\text{m}$  is covered with insulation) as it is generally accepted that such resolution is sufficient for diagnostic purposes [7].

The invention of a fibroscope has eliminated many shortcomings of a rigid borescope the most important of which is its maneuverability and security of the diagnostic examination. Unfortunately, fibrosopes also have flaws. Apart from a slightly deteriorated image quality as compared to a borescope they are very sensitive to excessive abrupt maneuvering of the speculum. This leads to cracking of the fibers which shows as black spots on the observed image –

celu sztywnych (soczewkowych) boroskopów i elastycznych (światłowodowych) fibroskopów oraz dynamicznie rozwijającą się endoskopię cyfrową, z zastosowaniem coraz doskonalszych wideoskopów, wyposażonych w miniaturowe kamery cyfrowe o wysokiej rozdzielczości.

Historia endoskopii, która bierze swoje początki z medycyny jest bardzo długa – sięga czasów Hipokratesa. Już starożytni lekarze byli zafascynowani możliwością zaglądania do wewnętrznych obszarów ludzkiego, żyjącego ciała, w zasięgu dostępności ich wzroku, oświetlając je promieniami słonecznymi odbitymi od lustra. Najstarsze kroniki medyczne dowodzą, że przeprowadzano w ten sposób skomplikowane operacje jamy ustnej, gardła, nosa, ucha czy odbytu, z wykorzystaniem specjalistycznego endoskopu – poprzednika współczesnego lustra czołowego laryngologa (laryngoskopu). Najistotniejszym ograniczeniem dla głębszego wnikania do wnętrza ludzkich organów był brak wziernika wyposażonego w odpowiednio ukształtowany układ optyczny, ale co ważniejsze wyposażonego w dostatecznie silne źródło światła zewnętrznego, dające

możliwość oświetlenia przestrzeni wewnętrznych organu. Twórcą przełomowego wynalazku w tym względzie był niemiecki lekarz włoskiego pochodzenia Philipp Bozzini (1773–1809), który w 1806 r. zademonstrował w Wiedeńskiej Akademii Medycznej pseudoendoskop pod nazwą lichtleiter, służący do badań pęcherza moczowego u kobiet (rys. 1) [4, 11]. Postawą konstrukcji tego wynalazku była głowica wziernikowa wyposażona w świecę, jako źródło światła oraz lustrzane przepięrzenia ukierunkowujące strumień świetlny na badane narządy. Oryginalny aparat wziernikowy Bozziniego znajduje się w Chicago USA (*American Collage of Surgeous*).

Późniejsze, bardziej udoskonalone wersje lichtleitiera coraz bardziej przypominały wyglądem współczesne boroskopy (rys. 2). Są to prętowe (sztywne) optyki, o zróżnicowanej średnicy i długości, składające się z okularu, pakietu cylindrycznych soczewek, zwykle o długości 20–25 mm, pryzmatu obiektywu oraz kanału światłowodowego, które montuje się w metalowej cylindrycznej obudowie. Źródłem światła umieszczonym w końcówce sondy (w bezpośrednim sąsiedztwie obiektywu) były początkowo lampa alkoholowo-terpentynowa (wynalazek Antonina J. Desormeauxa z 1853 r.), żarząca się platynowa spirala (patent Maximilian Nitze z 1879 r., również autora pierwszego fotograficznego atlasu cytologicznego opublikowanego w 1894 r.), a także żarówka elektryczna Edisona (1879 r.). Opatentowana w 1926 r. przez wynalazcę telewizji Johna Logie'a Bairda idea transmisji obrazów poprzez elastyczne wiązki włókien optycznych, tzw. światłowody zrewolucjonizowała zagadnienie iluminacji boroskopowej. Od 1965 roku obowiązującym rozwiązaniem w tym względzie (patent Karla Storza) jest transmitowanie zimnego strumienia światła do okienka sondy w pobliże obiektywu boroskopu, za pośrednictwem oddzielnego światłowodu, z zewnętrznego oświetlacza wyposażonego w żarówkę halogenową, a ostatnio ksenonową [5]. Do oceny

Fig. 4. What is interesting is that with age the flexibility of the bundle and the life cycle of the fibers is reduced. It should be noted that cracking of an individual fiber is inevitable throughout the process of fibroscope operation. It is even admissible in the manufacturing process of a new device, yet the total number of defective fibers in the bundle may not exceed 1 per mille [6].

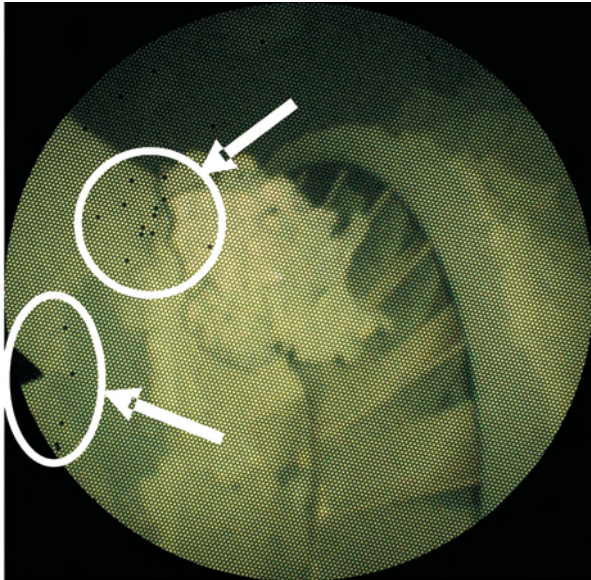


Fig. 4. Image (marine engine turbo compressor) as seen through a fibroscope with cracked fibers (black spots on the photograph) [10]

Rys. 4. Obraz obiektu (turbosprężarka silnika okrętowego) obserwowanego fibroskopem z pękniętymi włóknami wiązki światłowodowej (czarne punkty na fotografii) [10]

A new era of endoscopy came with contemporary optoelectronics and digital technology which resulted in a construction of a videoscope in 1983 (Fig. 5). It is a digital endoscope where the fiber optics was replaced with a miniature digital camera yet, still maintaining the flexibility of the endoscope, remote maneuverability of the speculum and the light-pipe. A CCD camera processes optical image into an electronic one which is digitally transmitted via a bus into a color LCD unit. This solution generates new diagnostic possibilities such as the ability of qualitative assessment of the surface deterioration (the possibility to measure the detected structural changes – defects, discolorations, contrast etc. Another important advantage is the high resolution of the image reaching several hundred thousand pixels which ensures sharpness even under poor illumination. A digital recording of the image as videoinformation in e.g. JPEG can be transmitted on long distances (cellular networks, the internet). This allows a multilateral didactic (training and exchange of experience) or specialized consultations aiding the process of diagnostic reasoning.

### 3. Measurement methods applied in digital endoscopy

During an endoscopic inspection of the internal parts of machines we often lack reference for determining of the

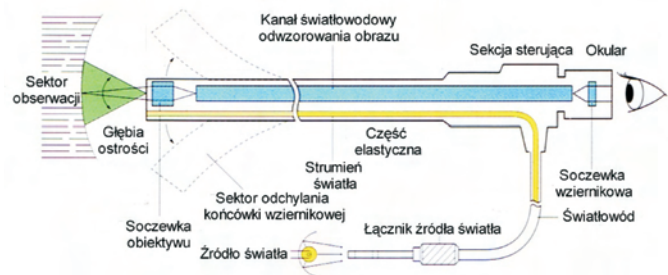


Fig. 3. Schematics of a fibroscope [7, 12]

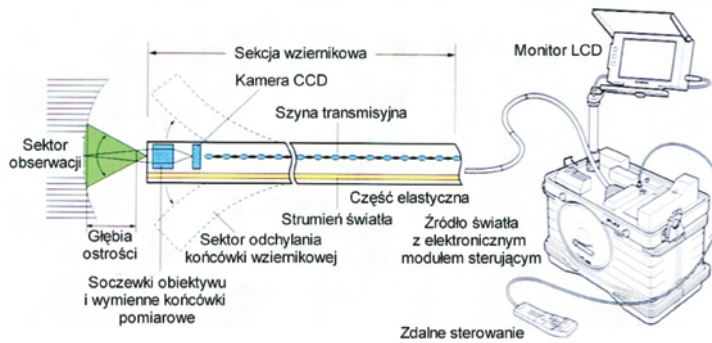
Rys. 3. Schemat ideowy fibroskopu [7, 12]

emisji promieniowania widzialnego żarnika, charakteryzującego się różnymi barwami widmowymi, wprowadzono pojęcie temperatury barwy źródła światła, która dla żarówek halogenowych osiąga wartość do 3400 K, a dla żarówek ksenonowych – do 5900 K. Dla porównania, temperatura barwy źródła światła dziennego wynosi około 5500 K [5].

Dynamiczny rozwój technologii światłowodowej, zapoczątkowany przez wynalazek Johna Bairda i kontynuowany w badaniach naukowych prof. Harolda Hopkinsa [4], a także dra Basila Hirschowitza [4] pozwolił na skonstruowanie w 1957 r., przez amerykańską firmę Aemi prototypu fibroskopu – elastycznego, giętkiego wziernika składającego się z wiązki kilkudziesięciu tysięcy ultracienkich (kilka mikrometrów) włókien szklanych transmitujących optyczny obraz badanego obiektu do obserwatora (obrazowód) oraz przewodzących zimny strumień światła do badanego obiektu z zewnętrznego źródła światła (światłowód) – silna żarówka zewnętrznego oświetlacza (rys. 3) [2]. Ponieważ każde z włókien szklanych transmituje obraz obiektu o zróżnicowanej barwie i jasności, jest on podzielony na tyle punktów, ile pojedynczych włókien szklanych zawiera wiązka światłowodowa. A zatem rozdzielczość obserwowanego obrazu jest ściśle zdeterminowana liczbą włókien światłowodu. Ze względów technologicznych nie przekracza się liczby 40 000 włókien (każde włókno o średnicy 8–10  $\mu\text{m}$  jest pokryte warstwą izolacyjną), uznając, że taka rozdzielczość jest w zupełności wystarczająca na potrzeby diagnostyczne [7].

Wynalezienie fibroskopu wyeliminowało wiele wad sztywnych boroskopów, z których najistotniejsza dotyczy względów manualnych, przy jednoczesnej poprawie bezpieczeństwa prowadzonych badań diagnostycznych. Niestety, fibroskopy optyczne mają również wady. Oprócz nieznacznie obniżonej jakości obrazu, w stosunku do boroskopu, są one bardzo wrażliwe na nadmierne, trwałe i gwałtowne manewrowanie sondą wziernikową. Powoduje to pęknięcie włókien szklanych, które objawia się czarnymi kropkami na obserwowanym obrazie (rys. 4). Co ciekawe, wraz z wiekiem obniża się elastyczność wiązki światłowodowej i wyraźnie skraca się czas „życia” jej włókien. Należy zaznaczyć, że pęknięcie pojedynczego włókna światłowodu jest zjawiskiem nieuniknionym w eksploatacji fibroskopu. Jest ono dopuszczalne nawet w fazie produkcji nowego urządzenia, jednak wówczas sumaryczna liczba pękniętych

dimensions of the detected defects. The observed size is a function not only of the real dimensions of the defect but also of the distance of the lens from the examined surface. Since the machine manufacturers provide the admissible values related to surface defects of the most susceptible constructional elements the identification of the actual dimensions of the defect is a key diagnostic issue.



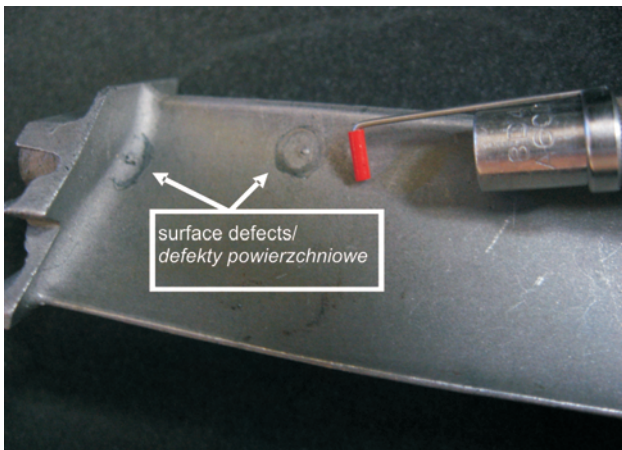
Rys. 5. Schematics of a videoendoscope [7, 12]

Rys. 5. Schemat ideowy wideoskopu [7, 12]

włókien w wiązce światłowodowej nie może przekraczać 1 promila [6].

Nową erę endoskopii otworzyła współczesna optoelektronika i technika cyfrowa, co zaowocowało skonstruowaniem w 1983 r. wideoskopu (rys. 5). Jest to endoskop cyfrowy, w którym, zachowując elastyczność sondy i możliwość zdalnego sterowania końcówką wzornikową, dla przesyłania obrazu wiązkę światłowodową obrazowodu zastąpiono miniaturową kamerą cyfrową umieszczoną w końcówce sondy wzornikowej (w miejsce obiektywu), pozostawiając przy tym światłowodowy układ doprowadzania strumienia świetlnego. Kamera CCD przetwarza obraz optyczny na elektroniczny, który w zapisie cyfrowym transmitowany jest sondą (szyną transmisyjną) na monitor kolorowy LCD. Takie rozwiązanie stwarza nowe możliwości diagnostyczne, włączając możliwość dokonania ilościowej oceny stopnia degradacji badanych powierzchni (możliwość pomiaru wykrytych zmian strukturalnych – defektów, odbarwień, kontrastu itd. Równie istotną zaletą jest uzyskanie wysokiej rozdzielczości obrazu, rzędu kilkuset tysięcy pikseli, która zapewnia jego wyrazistość, nawet przy

a)



b)

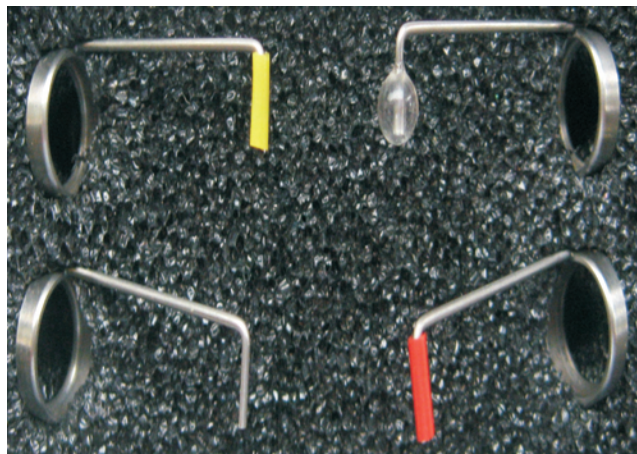


Fig. 6. A comparative fibroscopic measurement of surface defects of a turbine engine vane: a) end of the fibroscope fitted with a calibrated reference frame, b) a set of calibrated reference frames

Rys. 6. Pomiar porównawczy defektów powierzchniowych łopatki silnika turbinowego fibroskopem optycznym: a) widok końcówki sondy wzornikowej fibroskopu wyposażonej w kalibrowaną kształtkę pomiarową, b) komplet kalibrowanych kształtek pomiarowych

The traditional optical approach provides a comparison which is a calibrated reference frame fitted at the end of the fibroscope (Fig. 6) [9].

It is important to select an appropriate lens head to ensure angular constraint of the field of view in the direction ahead – Fig. 7a or b, or possibly sideways – Fig. 7c. Depending on the distance between the lens and the examined surface the field of view is selected in such a way that it enables a maximum enhancement of the examined surface while maintaining the sharpness of the image.

Digital endoscopy brings entirely new possibilities. Digital image analyzers working with Stereo, Laser or Shadow measurement heads, based on the theory of triangulation are capable of precise determination of the distance of the lens

slabo oświetlonej powierzchni. Zapis cyfrowy obrazu, jako wideoinformacja w formacie np. JPEG, może być przesyłany na znaczne odległości w sieci komórkowej, bądź internetowej. Pozwala to na prowadzenie wielostronnej konsultacji specjalistycznej, wspierającej proces wnioskowania diagnostycznego, bądź konsultacji dydaktycznych mających na celu szkolenie i wymianę doświadczeń.

### 3. Metody pomiarowe stosowane w endoskopii cyfrowej

Podczas oglądu przez endoskop optyczny powierzchni ograniczających przestrzenie wewnętrzne maszyny często brakuje wzorców odniesienia, które można wykorzystać do określenia wymiarów wykrytych defektów. Obserwowany

from the examined surface, hence they determine the dimensions of the surface defects. The measurement heads enable a digital processing of the stereoscopic effects which allows the images to give the impression of three-dimensional space (focus depth, layout, solidness).

### 3.1. Stereo method

The basis of the *Stereo* method (Fig. 8) is proper utilization of the properties of a prism dispersing the image, which enables a digital camera to record it from two points limited by the spacing of the parallax lens, analogically to human brain receiving information about the surroundings from a pair of eyes spaced a few centimeters from one another (65 mm base) [3]. The images received from the parallax lens differ from each other and the effect of the realization of the calculation algorithm is the resultant image on a high resolution LCD display. The distance of the lens from the examined surface is determined through counting of the pixels in the horizontal plane of the display between the analogical points of the left and right view of the observed element. The larger the distance from the observed surface the larger the distance between the cursor of the left and right view on the display – Fig. 9.



Fig. 7. Replaceable heads fitted on the end of the fibroscope: a) direction of viewing – ahead, view angle 80 degrees, b) direction of viewing – ahead, view angle 60 degrees, c) direction of viewing – sideways, view angle 80 degrees

Rys. 7. Wymienne głowiczki obiektywowe nakładane na końcówkę sondy wzornikowej: a) kierunek obserwacji na wprost, kąt pola widzenia 80 stopni, b) kierunek obserwacji na wprost, kąt pola widzenia 60 stopni, c) kierunek obserwacji boczny, kąt pola widzenia 80 stopni

In the subsequent stage of the measurement technology the technique has to be selected. The following metrological options of the digital measurement realization using the Stereo method available with top manufacturers OLYMPUS and EVEREST [7, 12, 14] are known:

- length,
- multi-segment length, broken line length (circumference),
- distance of the point from the base straight line,
- depth (protrusion),
- area.

In each metrological option the accuracy of measurement is determined, which can reach 95–98% [12, 14] assuming the operator's high level of expertise.

wymiar jest funkcją nie tylko rzeczywistego wymiaru defektu, ale również odległości obiektu sondy wzornikowej od badanej powierzchni. Ponieważ producenci maszyn podają dopuszczalne wartości defektów powierzchniowych najbardziej newralgicznych elementów konstrukcyjnych, określenie rzeczywistych wymiarów defektu jest kluczowym zagadnieniem diagnostycznym.

W tradycyjnym, optycznym podejściu do tego zagadnienia stosuje się metodę porównawczą, wykorzystując do tego celu kalibrowane kształtki pomiarowe nakładane na końcówkę sondy wzornikowej fibroskopu – rys. 6 [9].

Należy przy tym dobrać odpowiednią głowiczkę obiektywową, która zapewni optymalne kątowe ograniczenie pola widzenia w kierunku obserwacji na wprost – rys. 7a lub b, ewentualnie w kierunku obserwacji bocznym – rys. 7c. W zależności od odległości pomiędzy obiektywem i badaną powierzchnią dobiera się taką szerokość pola widzenia, która umożliwi maksymalne powiększenie badanej powierzchni przy zachowaniu wymaganej głębi ostrości (wyrazistości obrazu).

Zupełnie nowe możliwości wnoszą w tym względzie endoskopia cyfrowa. Cyfrowe analizatory obrazu, współpracujące z głowicami pomiarowymi typu Stereo, Cień czy Laser, bazujące na teorii triangulacji są w stanie precyzyjnie określić odległość obiektu sondy wzornikowej od obserwowanej powierzchni, a stąd wyznaczyć wymiary wykrywanych defektów powierzchniowych. Głowice pomiarowe dają możliwość cyfrowego przetwarzania efektów stereoskopowych, co pozwala zwymiarować widziane obrazy w taki sposób, aby dawały wrażenie quasi-trójwymiarowości z ich głębią, bryłowością i wzajemnym rozmieszczeniem.

### 3.1.1. Metoda Stereo

Podstawą metody *Stereo* (rys. 8) jest odpowiednie wykorzystanie właściwości pryzmatu rozszczepiającego obraz, co umożliwia kamerze cyfrowej jego rejestrację z dwóch punktów ograniczonych rozstawem soczewek paralaktycznych, analogicznie do mózgu ludzkiego, otrzymującego informacje o otaczającym świecie od pary oczu umieszczonych w odległości kilku centymetrów od siebie (jest to tzw. baza oczna wynosząca około 65 mm) [3]. Obrazy przekazywane z soczewek paralaktycznych różnią się od siebie, a efektem realizacji algorytmu obliczeniowego jest wyznaczenie wypadkowego obrazu cyfrowego na monitorze LCD o wysokiej rozdzielczości. Odległość obiektu od obserwowanej powierzchni wyznaczana jest przez zliczanie pikseli w płaszczyźnie poziomej monitora komputera pomiędzy analogicznymi punktami lewego i prawego widoku obserwowanego elementu. Im jest większy dystans do obserwowanej powierzchni, tym większa jest odległość pomiędzy kursorami lewego i prawego widoku na ekranie monitora – rys. 9.

W kolejnym etapie technologii pomiaru należy dokonać wyboru techniki pomiarowej. Znane są następujące opcje metrologiczne realizacji pomiaru cyfrowego w metodzie Stereo oferowane przez czołowych producentów sprzętu endoskopowego, tj. OLYMPUS i EVEREST [7, 12, 14]:

- długość,
- długość wielosegmentowa, długość łamanej (obwód),

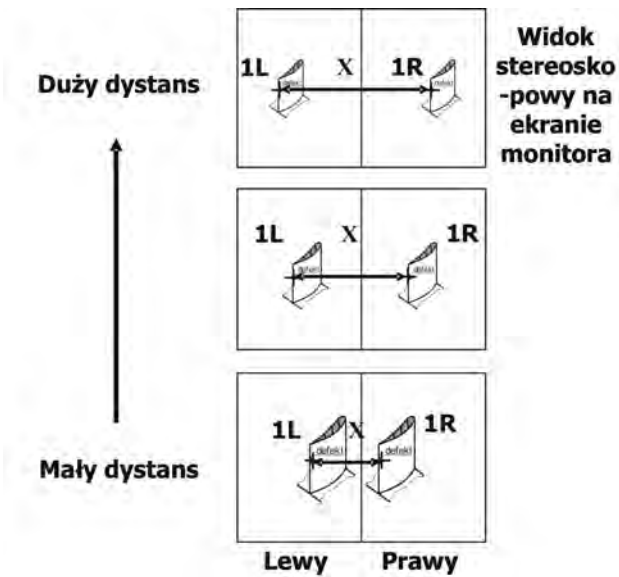


Fig. 9. Stereoscopic view on an LCD display

Rys. 9. Widok stereoskopowy na ekranie monitora LCD

Figure 10 shows the recorded results of the endoscopic examinations of the vanes in marine turbine combustion engines conducted by the author of this paper. In order to determine the dimensions of the detected surface defects the Stereo method was applied with the use of a videoscope EVEREST-XL PROTМ (courtesy the manufacturer's general distributor in Poland). The presented numerical data show that the key metrological issue is obtaining high accuracy indexes, which guarantees a satisfactory result of the measurement. The accuracy is determined by the magnification of the examined surface and the quality of its illumination i.e. the distance of the end of the endoscope from the examined surface and deviations of its position from the perpendicular. The shorter the distance from the examined defect the higher the accuracy index. A measurement from a distance smaller than 15 mm ensures the highest accuracy provided that the high level of image sharpness is maintained. As we can see only in cases a and c the result of the measurement is satisfactory, which validates the importance of the diagnostic technician's expertise.

### 3.2. Shadow method

Another field where the triangulation method in digital endoscopy is applied to determine the dimensions of the surface defects is the shadow method – Fig. 11. The speculum is fitted with a specialized optics generating a shadow (projector) of a characteristic shape (most frequently a straight line) on the examined surface. The shadow projection is performed while the angle of the speculum position against the observed surface and the angle of observation sector is known. A shadow generated near the defect is localized and recorded by a CCD camera placed in the head. The closer is the head to the examined surface the closer is the shadow line to the left side of the display. Since we know the position of the shadow generating the image on the display we can easily calculate the enhancement of this image, hence determine the

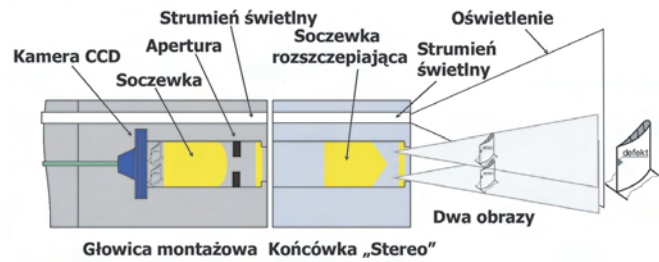


Fig. 8. Schematics of the Stereo measurement method [14]

Rys. 8. Schemat ideowy metody pomiarowej Stereo [14]

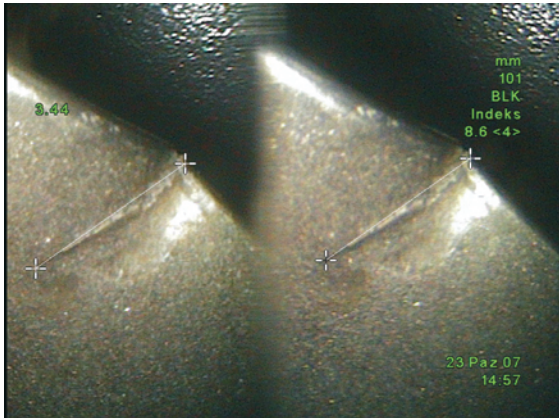
- odległość punktu od prostej bazowej
- głębokość (wypukłość),
- pole powierzchni (obszar).

W każdej opcji metrologicznej określa się dokładność pomiaru, która przy wysokiej wprawności operatora sięgać może 95–98% [12, 14].

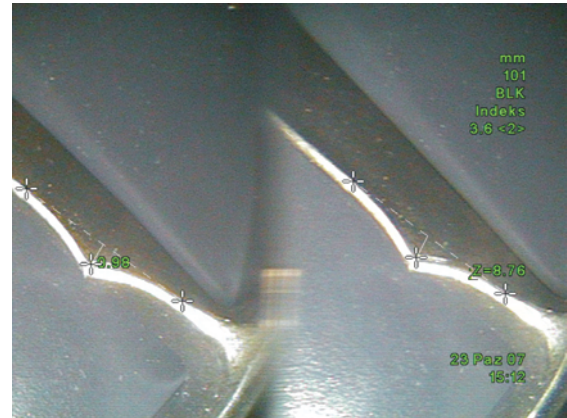
Na rysunku 10 przedstawiono zarejestrowane wyniki badań endoskopowych łopatek wirnikowych okrętowych turbinowych silników spalinowych, przeprowadzonych przez autora niniejszego artykułu. Do określenia wymiarów wykrytych defektów powierzchniowych zastosowano metodę Stereo, przy wykorzystaniu wideoskopu pomiarowego EVEREST-XL PROTМ (dzięki uprzejmości przedstawicieli firmy na Polskę). Z zaprezentowanych danych liczbowych wynika, że kluczowym zagadnieniem metrologicznym jest uzyskanie wysokich wartości indeksów dokładności, co gwarantuje satysfakcjonujący wynik pomiaru. Dokładność pomiaru jest zdeterminowana powiększeniem badanej powierzchni i jakością jej oświetlenia, a więc odległością końcówki wziernikowej od badanej powierzchni i odchylen jej położenia od kierunku prostopadłego. Im mniejszy jest dystans do obserwowanego defektu, tym wyższe wartości przyjmuje indeks dokładności. Największą dokładność gwarantuje pomiar dokonywany z odległości mniejszej od 15 mm, pod warunkiem utrzymania dużej głębi ostrości rejestrowanego obrazu. Jak widać, tylko w przypadku a i c wynik pomiaru uznać można za zadowalający, co potwierdza kluczową rolę doświadczeń manualnych operatora (diagnosty).

### 3.2. Metoda Cienia

Innym obszarem zastosowania teorii triangulacji do wyznaczania wymiarów defektów powierzchniowych jest stosowana w endoskopii cyfrowej metoda Cienia – rys. 11. Końcówka głowicy wziernikowej wideoskopu wyposażona jest w specjalistyczną optykę generującą w strumieniu świetlnym (jak projektor) na powierzchnię badanego elementu cień o charakterystycznym kształcie (najczęściej linii prostej). Projekcja cienia odbywa się przy znanym kącie położenia głowicy wziernikowej w stosunku do obserwowanej powierzchni i znanym kącie sektora obserwacji. Cień generowany w pobliżu wykrytego defektu jest następnie lokalizowany i rejestrowany przez kamerę CCD umieszczoną w głowicy montażowej. Im bliżej obserwowanej powierzchni znajduje się głowica wziernikowa, tym bliżej lewej strony ekranu monitora znajduje się linia cienia. Ponieważ znane



a) measurement of the length of indentation on vane edge – 3.44 mm, with accuracy index 8.6, which corresponds to 0.2 mm  
 a) pomiar długości wgniecenia na krawędzi splywu lopatki – 3,44 mm, przy indeksie dokładności pomiaru 8,6, co odpowiada 0,2 mm



b) measurement of the length of indentation on vane edge point-straight method – 0.98 mm, with accuracy index 3.6, which corresponds to 0.5 mm  
 b) pomiar głębokości wgniecenia na krawędzi splywu lopatki metodą „punkt-prosta” – 0,98 mm, przy indeksie dokładności pomiaru 3,6, co stanowi 0,5 m



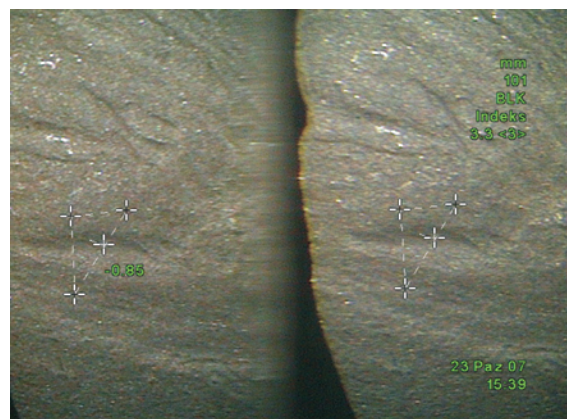
c) measurement of the diameter of the bulge on vane surface – 0.83 mm, with accuracy index 10.9, which corresponds to 0.1 mm  
 c) pomiar średnicy „wypływu” powierzchniowego w korycie lopatki – 0,83 mm, przy indeksie dokładności pomiaru 10,9, co odpowiada 0,1 mm



d) measurement of the surface protrusion of the bulge on vane surface – 0.29 mm, with accuracy index 10.3, which corresponds to 0.1 mm  
 d) pomiar wypukłości „wypływu” powierzchniowego w korycie lopatki – 0,29 mm, przy indeksie dokładności pomiaru 10,3, co odpowiada 0,1 mm



e) measurement of the area of the envelope (closed broken line) of the bulge on vane surface – 0.45 mm<sup>2</sup>, with accuracy index 10.8, which corresponds to 0.1 mm<sup>2</sup>  
 e) pomiar pola powierzchni obwiedni (zamknięta) „wypływu” powierzchniowego w korycie lopatki – 0,45 mm<sup>2</sup>, przy indeksie dokładności pomiaru 10,8, co odpowiada 0,1 mm<sup>2</sup>



f) measurement of the depth of the surface attrition on vane surface – 0.85 mm, with accuracy index 3.3, which corresponds to 0.7 mm  
 f) pomiar głębokości ubytku powierzchniowego w korycie lopatki – 0,85 mm, przy indeksie dokładności pomiaru 3,3, co odpowiada 0,7 mm

Fig. 10. The results of measurements of surface defects on vanes of marine turbine combustion engines with the use of the Stereo method

Rys. 10. Wyniki pomiaru defektów powierzchniowych na łopatkach wirnikowych okrętowych turbinowych silników spalinowych z wykorzystaniem metody Stereo

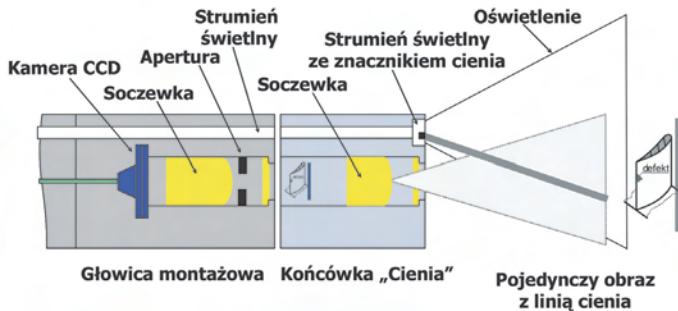


Fig. 11. Schematics of the shadow method [14]

Rys. 11. Schemat ideowy metody pomiarowej Cienia [14]

linear distance between individual pixels and then the real dimensions of the surface defects – Fig. 12 and 13.

The technician confirms the position of the shadow line on the display matrix by putting a cursor line on the shadow (dotted line Fig. 12a). Thus, the digital coordinates of the shadow line are determined e.g. Fig. 12a the digital position of the shadow line on the display matrix corresponds to 150

jest położenie cienia generującego obraz na matrycy ekranu monitora LCD, można w prosty sposób wyliczyć powiększenie tego obrazu, a stąd wyznaczyć wymiar liniowy odległości pomiędzy pojedynczymi pikselami, a następnie rzeczywiste wymiary wykrywanych defektów powierzchniowych – rys. 12 i 13.

Operator potwierdza położenie linii cienia na matrycy monitora przez nałożenie na cień linii kursora (linia przerywana na rys. 12a). W ten sposób ustalane są cyfrowe współrzędne linii cienia, np. na rys. 12a cyfrowe położenie linii cienia na matrycy monitora odpowiada 150 pikselom liczonemu od lewej strony ekranu. Z danych kalibracyjnych zastosowanej głowicy pomiarowej przechowywanej w komputerowej bazie danych wideoskopu wynika, że odpowiada to odległości obiektywu od obserwowanej powierzchni wynoszącej (przykładowo) 20 mm.

Algorytm obliczeniowy komputera, wykorzystując proste zależności trygonometryczne, wyznacza współrzędną X1 na matrycy monitora – rys. 13, z zależności (1), stąd wymiar W określony jest za pomocą równania (2).

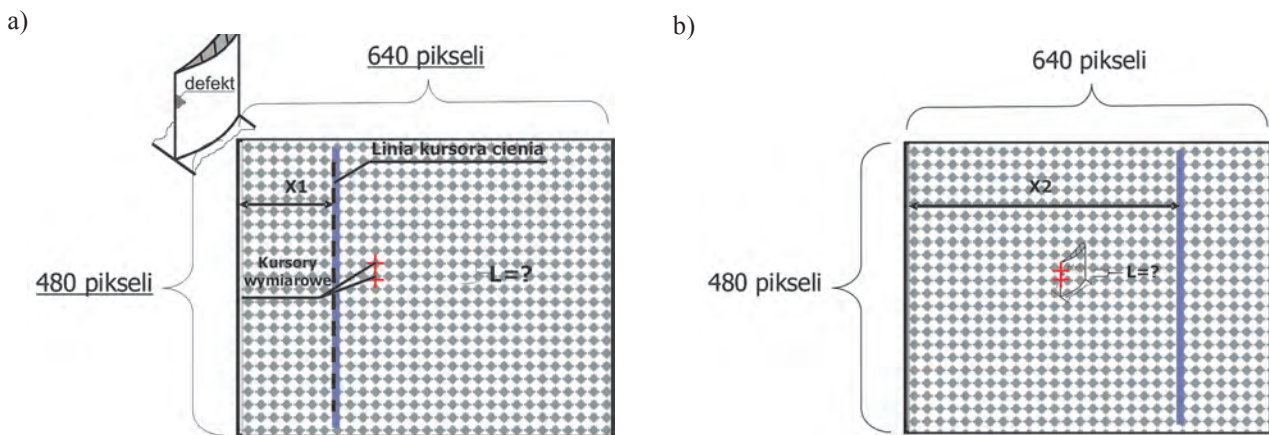


Fig. 12. Display unit matrix in the shadow method [14]: a) small distance from the object, high magnification, shadow to the left of the object, b) large distance from the object, low magnification, shadow to the right of the object

Rys. 12. Widok matrycy ekranu monitora LCD w metodzie Cienia [14]: a) mały dystans do obiektu, duże powiększenie, cień po lewej stronie obiektu, b) duży dystans do obiektu, małe powiększenie, cień po prawej stronie obiektu

pixels counted from the left of the display. From the calibration data of the measurement head stored in the videoscope database we know that this corresponds to the distance of the lens 20 mm from the observed surface.

The computer algorithm, using simple trigonometric dependences, determines the coordinate X1 on the display matrix – Fig. 13, from the dependence:

$$X1 = \operatorname{tg} \alpha \cdot 20 \text{ mm} = \operatorname{tg} 25^\circ \cdot 20 \text{ mm} = 9.32 \text{ mm} \quad (1)$$

hence, dimension W is:

$$W = 2 \cdot 9.32 \text{ mm} = 18.64 \text{ mm} \quad (2)$$

For a given resolution of the display matrix – 640 pixels against X which corresponds to 18.64 mm we can determine (from the proportions) the distance between the individual pixels of 0.029 mm. Hence, the actual dimensions of the defect L as the distance between the cursors (Fig. 12a) is calculated by multiplying the conversion coefficient 0.029 mm/pixel by the number of pixels between the cursors mar-

Dla danej rozdzielczości matrycy monitora LCD wynoszącej względem X – 640 pikseli, co odpowiada wymiarowi 18,64 mm można określić (z proporcji) odległość pomiędzy pojedynczymi pikselami wynoszącą 0,029 mm. A zatem rzeczywisty wymiar wykrytego defektu L, jako odległość pomiędzy kursorami wymiarowymi (rys. 12a), oblicza się, mnożąc współczynnik przeliczeniowy 0,029 mm/piksel przez liczbę pikseli pomiędzy kursorami wymiarowymi zaznaczonymi przez operatora (współrzędne pionowe i poziome) odczytaną przez komputer z matrycy monitora.

W metodzie Cienia dostępne są następujące opcje pomiarowe:

- długość,
- długość skośna,
- długość wielosegmentowa, długość łamanej (obwód),
- odległość punktu od prostej bazowej,

ked by the technician (vertical and horizontal coordinates) and read by the computer for the display matrix.

In the shadow method the following options are available:

- length,
- skew length,
- multi-segment length, broken line length (circumference),
- distance of the point from the base straight line,
- depth (protrusion),
- diameter of the marked area (taken by a gauge).

Figure 14 shows the recorded results of the endoscopic examinations of the same turbine vanes of marine combustion engines that were previously examined by the *stereo* method. This time the shadow method was applied for the detection of the surface defects.

A very strong advantage of the shadow method is the possibility of precise interpretation of whether we see an attrition or a deposit. Such diagnostic problems occur in the examination of internal parts of piston or turbine combustion engines. Very frequently, due to optical and illuminative effects a simple foul of the surface of the air or exhaust flow channels (mineral deposits or products of fuel combustion – carbon) is interpreted as a corrosive or erosive attrition of the material. As we can see in Fig. 15a these doubts can be cleared by the nature of the deformation of the shadow line. If the surface is indented (larger distance from the head) the shadow line is refracted and shifted to the right on the display, if it is bulged (closer to the head) refraction and a shift to the left on the display occurs. Figure 15b shows an example result of a depth measurement of a concave profile taken by EVEREST XL PROT.M. On the display we can see the result – 1.65 mm at accuracy index 10.1, which corresponds to 0.25 mm.

The shadow method is characterized by its utilitarian values, which is confirmed by the diagnostic tests on marine engines and a very high accuracy that may reach up to 95% if proper diagnostic conditions are maintained [14]. The most important elements conditioning the high measurement accuracy is the maximum proximity of the head and the examined surface (the shadow line is shifted to the left as the head approaches the surface) and keeping the head in a position perpendicular to the surface (the shadow line goes perpendicularly to the base of the display).

### 3.3. Laser method

The laser method is the youngest measurement technology in digital endoscopy. In technical diagnostics two ways of using laser beams are known for measuring surface defects of elements of industrial machinery. The first one is the multipoint laser method, patented by KARL STORZ GmbH & Co. KG – Fig. 16 [13]. The idea behind this measurement is to determine the distance of the examined surface from the head of the endoscope through a base surface composed of at least 3 (out of 49) best fitted marker matrix laser points,

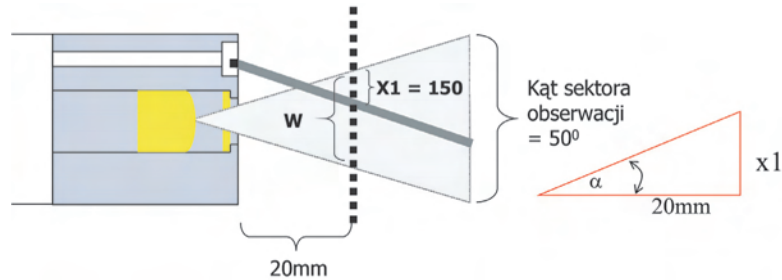


Fig. 13. Schematics of the shadow method [14]

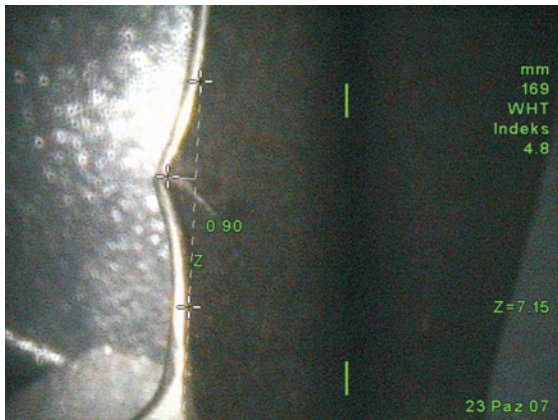
Rys. 13. Schemat ideowy metody Cienia [14]

- głębokość (wypukłość),
- średnica zaznaczonego obszaru (przez przymiar kołowy).

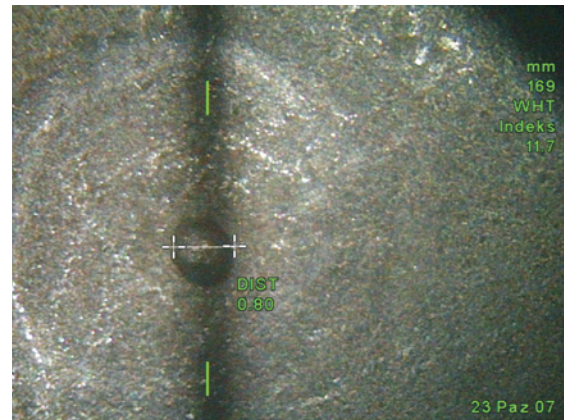
Na rysunku 14 przedstawiono zarejestrowane wyniki badań endoskopowych tych samych łopatek wirnikowych okrętowych turbinowych silników spalinowych, które wcześniej poddano analizie wymiarowej z wykorzystaniem metody *Stereo*. Tym razem do określenia wymiarów wykrytych defektów powierzchniowych zastosowano metodę *Cienia*.

Bardzo istotną zaletą metody *Cienia* jest możliwość natychmiastowego rozstrzygnięcia wątpliwości odnośnie do właściwej interpretacji (jednoznacznego rozróżnienia) defektów powierzchniowych skutkujących ubytkiem bądź nawarstwieniem materiału. Tego typu problemy diagnostyczne występują w ocenie stanu technicznego przestrzeni roboczych silników spalinowych: tłokowych bądź turbinowych. Często z powodu efektów optycznych i świetlnych zwykle zanieczyszczenie powierzchni kanałów przepływowych powietrza lub spalin w postaci osadów mineralnych lub produktów spalania paliwa (nagaru) interpretowane są jako korozyjne lub erozyjne ubytki materiału konstrukcyjnego. Jak widać na rys. 15a, tego typu wątpliwości rozstrzyga obserwowany na monitorze wideoskopu charakter deformacji linii cienia rzucanego na badaną powierzchnię. Wgłębieniu powierzchni (jej większemu oddaleniu od głowicy wzornikowej) towarzyszy załamanie i przesunięcie linii cienia w prawą stronę ekranu, a jej wypukłości (jej większemu przybliżeniu do głowicy wzornikowej) – załamanie i przesunięcie linii cienia w lewą stronę ekranu. Na rysunku 15b przedstawiono przykładowy wynik pomiaru głębokości wklęsłego profilu powierzchniowego dokonanego wideoskopem EVEREST typu XL PROT.M. Na ekranie monitora widoczny jest rezultat – 1,65 mm, przy indeksie dokładności pomiaru 10,1, co odpowiada 0,25 mm.

Metodę *Cienia* charakteryzują potwierdzone w badaniach diagnostycznych silników okrętowych walory użytkowe, a także bardzo duża dokładność, która przy zachowaniu wymaganych warunków pomiaru osiągać może nawet 95% [14]. Najistotniejszym czynnikiem dużej dokładności pomiaru jest maksymalne przybliżenie głowicy wzornikowej do badanej powierzchni (linia cienia przesuwana się w lewo w miarę przybliżania do powierzchni głowicy wzornikowej) oraz utrzymanie prostopadłego do tej powierzchni położenia głowicy wzornikowej (linia cienia przebiega prostopadle do podstawy ekranu monitora).



a) measurement of the depth of the indentation on vane edge by point straight method – 0.90 mm, with accuracy index 4.8, which corresponds to 0.25 mm  
 a) pomiar głębokości wgniecenia na krawędzi spływu łopatki metodą „punkt–prosta” – 0,90 mm, przy indeksie dokładności pomiaru 4,8, co stanowi 0,25 mm



b) measurement of the diameter of the bulge on the surface of the vane – 0.80 mm, with accuracy index 11.7, which corresponds to 0.2 mm  
 b) pomiar średnicy „wyprysku” powierzchniowego w korycie łopatki – 0,80 mm, przy indeksie dokładności pomiaru 11,7, co odpowiada 0,2 mm



c) measurement of protrusion of the bulge on vane surface – 0.20 mm, with accuracy index 12.0, which corresponds to 0.15 mm  
 c) pomiar wypukłości „wyprysku” powierzchniowego w korycie łopatki – 0,20 mm, przy indeksie dokładności pomiaru 12,0, co odpowiada 0,15 mm



d) measurement of diameter of the bulge with a gauge – 0.80 mm, with accuracy index 11.6, which corresponds to 0.1 mm  
 d) pomiar średnicy „wyprysku” powierzchniowego przy mierniku kołowym – 0,80 mm, przy indeksie dokładności pomiaru 11,6, co odpowiada 0,1 mm



e) measurement of the area of envelope (closed broken line) of the bulge on vane surface and vane edge – 0.55 mm<sup>2</sup>, with accuracy index 11.5, which corresponds to 0.1 mm<sup>2</sup>  
 e) pomiar pola powierzchni obwiedni (łamana zamknięta) „wyprysku” powierzchniowego w korycie łopatki i spływu łopatki – 0,55 mm<sup>2</sup>, przy indeksie dokładności pomiaru 11,5, co stanowi 0,1 mm<sup>2</sup>



f) measurement of length of the indentation profile of the vane on the edge – 2.93 mm, with accuracy index 8.3, which corresponds to 0.1 mm  
 f) pomiar długości profilu wgłębienia koryta łopatki przy krawędzi natarcia – 2,93 mm, przy indeksie dokładności pomiaru 8,3, co odpowiada 0,1 mm

Fig. 14. The results of the measurements of the surface defects on the vanes of marine turbine combustion engines with the use of the shadow method  
 Rys. 14. Wyniki pomiaru defektów powierzchniowych na łopatkach okrętowych turbinowych silników spalinowych z wykorzystaniem metody Cienia

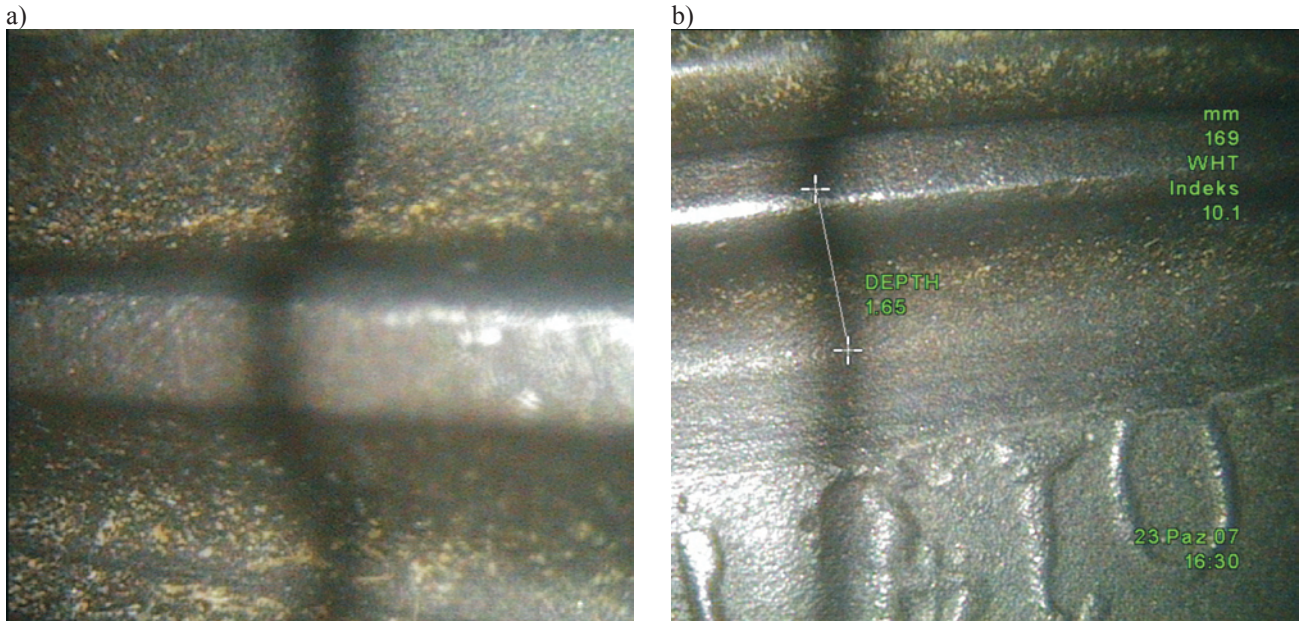


Fig. 15. Measurements of the surface defects with the use of the *shadow* method: a) deformations of the shadow lines on the indentations and bulges of the examined surface, b) measurement of the depth of the concave surface

Rys. 15. Pomiar nierówności powierzchniowych z wykorzystaniem metody Cienia: a) deformacje linii cienia na wgłębieniach i wypukłościach badanej powierzchni, b) pomiar głębokości wklęsłego profilu powierzchniowego

projected on the observed element from a dispersing optical unit. The shorter the distance to the examined surface the larger the shift of the laser markers to the left of the display. In the next stage of the measurement the image of the surface is recorded (still image) and then, through triangulation, the dimensions of the defect is determined (similarly to OLYMPUS and EVEREST): length, depth (protrusion), area, distance from the point from the base straight line – Fig. 16b.

Another way to use laser for surface defect measurement is scanning patented by REMOTE VISION SOLUTIONS Pty Ltd – Fig. 17 [8]. It is used, but not limited to, the Boeing service teams to search for defects in the plane fuselage. The optical system of a laser scanner disperses the laser beams in a set of rotating mirrors. The dispersed laser beam cast on the examined surface is reflected onto a converging lens and a measuring detector. The amount of the reflected light depends on the condition of the surface. If the scanning beams reflects from a defected surface absorption of light will take place resulting from a lower amount of reflected light. As a consequence the intensity of the reflected light (the concentration of the light on the converging lens) is lower than in the case of a defect free surface. The dimensional assessment of the defective elements is performed based on spectral analysis of the dispersed laser beam in a computer analyzing software – Fig. 17b. The application of cylindrical optics in the laser scanning system considerably extends its range of application (the laser beam is dispersed into a continuous circumference line) enabling to assess smaller surfaces e.g. the internal parts of piston engines particularly inside a cylinder.

### 3.4. RGB method

A digital image stored in the videoscope computer is composed of different elements i.e. pixels each of which is specified as a group of red green and blue image components.

### 3.3. Metoda laserowa

Metoda laserowa jest najmłodszą technologią pomiarową stosowaną w endoskopii cyfrowej. W diagnostyce technicznej znane są dwa sposoby wykorzystania promieni laserowych do pomiaru defektów powierzchniowych elementów maszyn i urządzeń przemysłowych. Pierwszy to tzw. znacznikowa (wielopunktowa) metoda laserowa, opatentowana przez niemiecki koncern KARL STORZ GmbH & Co. KG – rys. 16 [13]. Istotą pomiaru wielopunktowego jest wyznaczenie odległości głowicy wziernikowej wideoskopu od badanej powierzchni (powiększenia rzeczywistego obrazu) na podstawie płaszczyzny bazowej utworzonej z co najmniej 3 najlepiej dopasowanych (spośród 49) punktów laserowych matrycy znaczników, rzucanych na obserwowany element z rozpraszającego układu optycznego sondy pomiarowej. Im mniejszy jest dystans do badanej powierzchni, tym większe jest przesunięcie znaczników laserowych w lewą stronę ekranu monitora. W kolejnym etapie realizacji pomiaru rejestrowany jest obraz powierzchni (stop-klatka), a następnie z wykorzystaniem teorii triangulacji, wyznaczane są wymiary wykrytego defektu, w następujących opcjach (podobnie jak w systemach pomiarowych OLYMPUS i EVEREST): długość, głębokość (wypukłość), obszar, odległość punktu od prostej bazowej – rys. 16b.

Drugim sposobem wykorzystania promieni laserowych do pomiaru defektów powierzchniowych jest metoda skaningowa opatentowana przez australijską firmę REMOTE VISION SOLUTIONS Pty Ltd – rys. 17 [8]. Jest ona między innymi stosowana przez grupy serwisowe Boeinga do poszukiwania defektów powierzchniowych na kadłubie samolotu. Układ optyczny skanera laserowego dokonuje transformacji (rozproszenia) promienia laserowego w układzie wirujących

This format is called RGB. Their appropriate mixing generates all other hues. Each of the RGB hues is characterized by shade, brightness, saturation and clearness. It should be noted that a color, as a unique property of material objects discerned through the sense of vision depends on their physical and chemical structure, the manner of absorbing and reflecting light, the nature of the light itself, ambient air properties and the local specificity (light reflexes). Taking the characteristic features of colors into consideration, we can, in a simple way, perform a spectral analysis of the color composite of the recorded image of the examined surface and, thus, assess its structure. Since some surface defects (changes of physical properties of materials) are characterized by a strictly defined spectral pattern, through comparative spectral analysis we can discern unfavorable changes in the material structure in the early phase of their development. The analyses of the properties of the spectral image on the hue boundaries (sharpness, brightness, surface density) may provide additional diagnostic information.

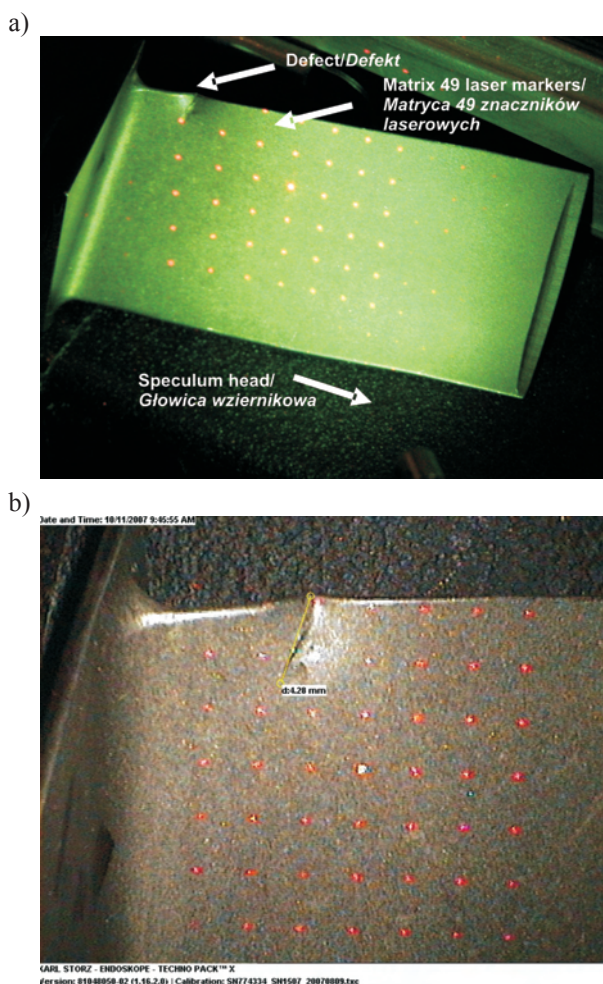


Fig. 16. Measurement of a turbine vane defect with the use of the marker method by STORZ: a) a view of the turbine vane after projecting the laser matrix, b) measurement of the length of the indentation on the edge of the vane  
 Rys. 16. Pomiar defektu łopatki turbinowej z wykorzystaniem znacznikowej metody laserowej STORZ: a) widok łopatki turbinowej po nałożeniu laserowej matrycy wideoskopu, b) pomiar długości wgniecenia na krawędzi sphywu łopatki turbinowej

zwierciadeł. Rozproszona wiązka laserowa padająca na badaną powierzchnię ulega odbiciu, które ukierunkowane jest na soczewkę skupiającą i detektor pomiarowy. Ilość odbitego światła laserowego zależna jest od stanu badanej powierzchni. Jeżeli skanujący promień laserowy przesunie się nad defektem powierzchniowym, nastąpi absorpcja wynikająca z mniejszej ilości odbitego światła. W konsekwencji natężenie odbitego światła (gęstość strumienia świetlnego na soczewce skupiającej) jest mniejsze niż w przypadku powierzchni wolnej od defektu. Ocena wymiarowa wykrytych defektów powierzchniowych dokonywana jest na podstawie analizy spektralnej rozproszonej wiązki laserowej w komputerowym programie analizującym skanera – rys. 17b. Zastosowanie optyki cylindrycznej w układzie skanera laserowego bardzo zwiększa jego walory aplikacyjne (promień laserowy rozpraszany jest w ciągłą linię obwodową), dając możliwość oceny stanu technicznego mniejszych powierzchni, np. przestrzeni wewnętrznych silników spalinowych, w szczególności przestrzeni wewnątrzcyldrowych silników tłokowych.

### 3.4. Metoda RGB

Obraz cyfrowy zapisany w komputerze wideoskopu składa się z oddzielnych elementów, tzw. pikseli, z których każdy specyfikowany jest jako grupa wartości barw czerwonego, zielonego i niebieskiego komponentu obrazu w tym punkcie, tzw. format RGB. Z ich odpowiedniego zmieszania można uzyskać wszystkie inne barwy. Każdą z barw formatu RGB charakteryzuje odcień, stopień jasności (lub jaskrawości), stopień nasycenia i czystość. Należy podkreślić, że barwa jako szczególna właściwość przedmiotów materialnych wyróżniana wzrokowo zależna jest od ich struktury fizykochemicznej, od sposobu absorbowania i odbijania promieni świetlnych przez obserwowaną powierzchnię, od charakteru samego światła, od właściwości powietrza i od specyfiki otoczenia (refleksy świetlne). Biorąc pod uwagę charakterystyczne cechy barw, można dokonać prostej analizy spektralnej kompozytu kolorowego zarejestrowanego obrazu powierzchni elementu konstrukcyjnego i na tej podstawie ocenić jej strukturę. Ponieważ pewne defekty powierzchniowe, jako zmiany właściwości fizycznych materiału konstrukcyjnego, charakteryzują się ściśle określonym wzorcem widma barw, można za pośrednictwem analizy porównawczej obrazów widmowych rozpoznać niekorzystne zmiany struktury we wczesnym stadium ich rozwoju. Dodatkowe informacje diagnostyczne mogą wnosić analizy cech zapisu cyfrowego na granicach poszczególnych barw: ich ostrość, jaskrawość, gęstość powierzchniowa itd.

Interesujące badania nad diagnostycznym wykorzystaniem informacji zawartych w cyfrowych obrazach części silników lotniczych (w szczególności łopatek turbinowych) prowadzi zespół prof. Józefa Błachnio z Politechniki Białostockiej. W opracowaniu [1] zaproponowano metodę oceny zmian mikrostruktury warstwy wierzchniej łopatek wirnikowych turbin silników lotniczych na podstawie analizy sygnału świetlnego odbitego od ich powierzchni. Dokonywany rozkład widmowy RGB zarejestrowanego obrazu łopatki daje jakościową i ilościową ocenę stopnia przegrzania jej struktury. Możliwe jest również określenie

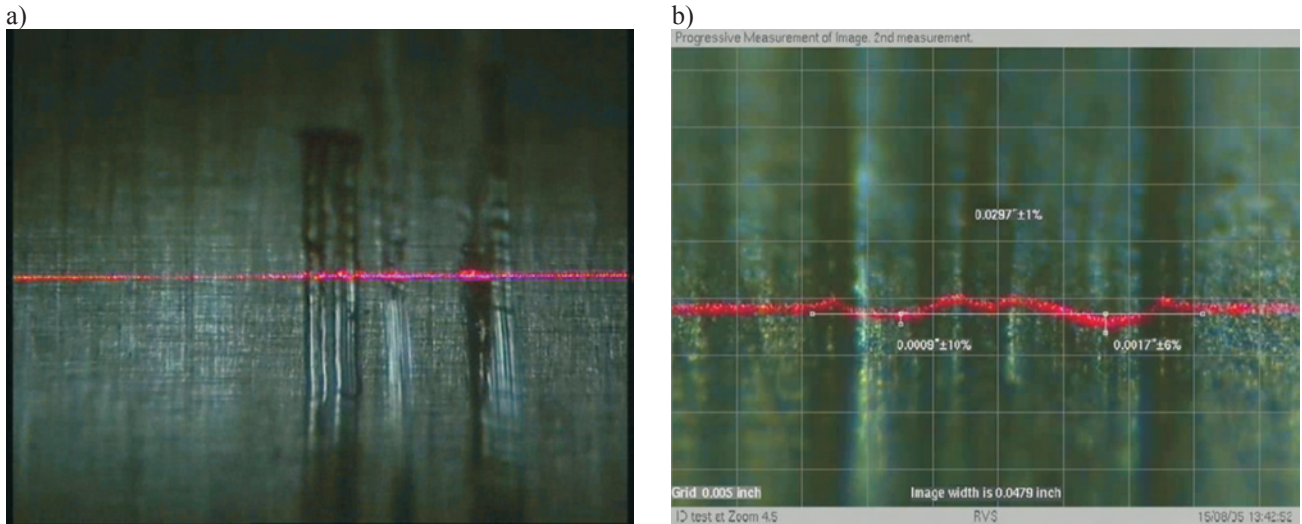


Fig. 17. Measurement of surface defects (traces of friction) with the use of scanning laser method SMDS [7]: a) laser beam scanning the surface, b) measurement of the surface deformations (surface indentations and bulges) by a laser method

Rys. 17. Pomiar defektów powierzchniowych (ślady tarcia) z wykorzystaniem skanerowej metody laserowej SMDS [7]: a) promień laserowy skanujący badaną powierzchnię, b) pomiar deformacji powierzchniowych (wgnębienia i wypukłości powierzchni) metodą laserową

Interesting research related to diagnostic use of information stored in digital images of parts of aviation engines (turbine vanes in particular) has been conducted by a team of professor Józef Błachnio from Białystok University of Technology. In paper [1] a method of assessment of microstructural surface changes of turbine vanes in aviation engines has been proposed based on the analysis of the light signal reflected from the surface. The performed RGB spectral analysis of the recorded image of a vane provides a qualitative and quantitative assessment of the level of structure overheating. Determining of other surface defects including surface attrition is also possible. The key condition for the repeatability of the RGB measurement and consequently the credibility of the diagnostic reasoning is providing identical conditions of the photography – a specially designed test stand (reflexes eliminated). This obviously necessitates a retrieval of the vanes from the turbine which is not always possible in operating conditions.

Within the diagnostic tests of marine engines run by the author's team an attempt to apply the RGB method has been made to assess the level of carbon deposit in the combustion chamber. The recorded results of routine endoscopic examinations of machines operation were used – Fig. 18. The images were stored in the JPEG format. Even though the tests were only preliminary a stress was put on the behavior of a comparable light intensity on the piston crown at the same crankshaft angle. Due to the specific character of the assessment (intensity of the surface attrition only) the authors gave up full analysis of the intensity of color distribution and fully analyzed the intensity of the distribution of the shade of gray of monochromatic images. The presented method is based on Able Image Analyser v3.6, which analyzes images in terms of its pixel intensity of individual colors or pixel intensity of shades of gray.

innych defektów powierzchniowych materiału konstrukcyjnego, a także intensywności zanieczyszczenia powierzchni łopatk. Kluczowym warunkiem powtarzalności pomiaru metodą RGB, a w konsekwencji wiarygodności wnioskowania diagnostycznego jest zapewnienie identycznych warunków fotografowania łopatek, na specjalnie w tym celu skonstruowanym stanowisku badawczym (wyeliminowanie efektów refleksyjnych). Wiąże się to oczywiście z konieczności demontażu łopatek z silnika, a to nie zawsze jest możliwe w warunkach eksploatacji.

W ramach badań diagnostycznych silników okrętowych prowadzonych przez zespół badawczy autora niniejszego opracowania podjęto również próbę zastosowania metody RGB do oceny stopnia zanieczyszczenia nagarem powierzchni ograniczającej komorę spalania układu cylindrowego. Wykorzystano w tym celu zarejestrowane wyniki rutynowych badań endoskopowych silnika w bieżącej eksploatacji – rys. 18. Zdjęcia zapisano w formacie JPEG. Pomimo iż podejmowane badania miały ty charakter tylko pilotażowy, to jednak podczas akwizycji obrazów zwracano szczególną uwagę na zachowanie porównywalnego natężenia oświetlenia obserwowanych powierzchni denka tłoka, dokonując zapisu w tym samym jego położeniu względem GMP. Ze względu na charakter dokonywanej oceny (tylko intensywność zanieczyszczenia powierzchni) zrezygnowano z pełnej analizy intensywności rozkładu barw na rzecz intensywności rozkładu odcieni szarości obrazów monochromatycznych. Przedstawiona metoda bazuje na programie użytkowym Able Image Analyser v3.6, który analizuje obraz pod względem intensywności występowania pikseli danego koloru lub pikseli odcieni szarości.

Z danych liczbowych zamieszczonych na histogramach oraz w tabeli 1, sporządzonych dla 3 różnych przypadków zanieczyszczenia powierzchni denka tłoka rozpatrywanego silnika okrętowego wynika, że możliwa jest nie tylko jako-

From the numerical data in the histograms and Table 1, made from 3 different cases of piston crown attrition in the marine engine under analysis we can infer that not only the qualitative but also quantitative assessment of the attrition level of the combustion chamber is possible (piston crown in this case). Yet, a serious problem limiting the utilitarian features of this method is the repeatability of the conditions of image acquisition which cannot be ensured on a ship during its operation.

ściowa, ale również ilościowa ocena intensywności zanieczyszczenia sadzą powierzchnię zespołu komory spalania (w tym przypadku denka tłoka). Jednak istotnym problemem znacznie ograniczającym walory użytkowe proponowanej metody jest powtarzalność warunków akwizycji obrazu, która w warunkach eksploatacji silników na okręcie nie może być zapewniona.

Digital image of a surface of a piston crown – marine engine/  
Obraz cyfrowy powierzchni denka tłoka silnika okrętowego

Level of monochromatic image saturation with shades of gray/  
Poziom nasycenia obrazu monochromatycznego odcieniami szarości

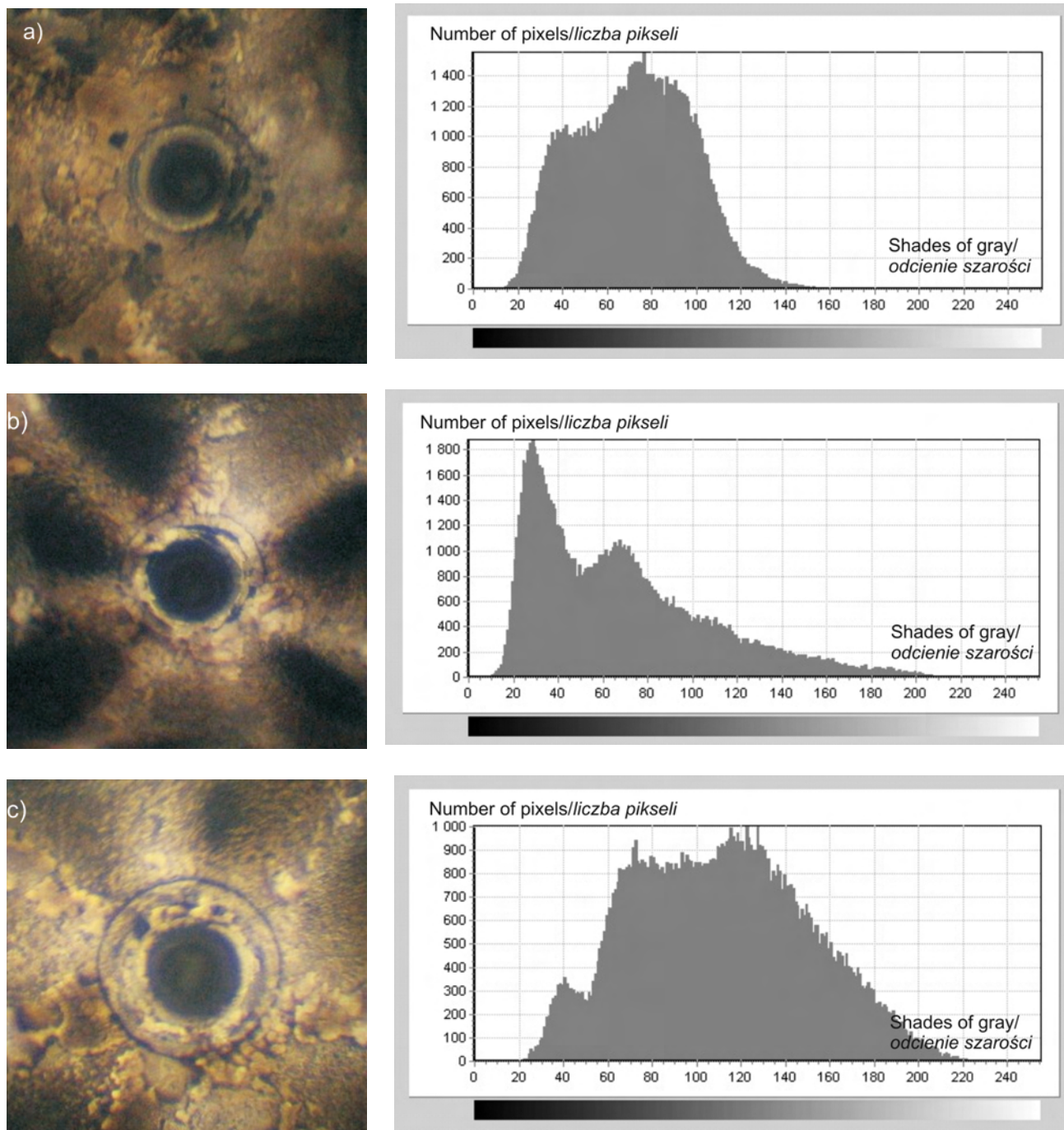


Fig. 18. Results of measurements of the intensity of carbon deposit on a piston crown – RGB method  
Rys. 18. Wyniki pomiaru intensywności zanieczyszczenia nagarem powierzchni denka tłoka metodą RGB

#### 4. Conclusions

Detection of material defects through endoscopy is one of the youngest methods in technical as opposed to medical diagnostics, which since ancient times has been the key method for identification of pathology inside the human body.

The here presented optical (qualitative) and digital (quantitative) methods of endoscopy are more and more frequently used in the assessment of technical condition of complex machinery. These methods are an efficient diagnostic tool which is also popular among marine engine technicians (marine piston and turbine engines) of both the navy and commercial shipowners.

The implementation of endoscopy in routine diagnostic inspections of marine engines in the Polish Navy enables the evaluation and prognostics of deterioration and early failure detection inside the machinery susceptible to damage. This allows a rational planning of the process of machinery operation while the costs are considerably lowered up to 25÷30%.

As a result of the systematic endoscopic inspections a plethora of material defects have been identified which if neglected could have led to a serious engine damage. In many cases the engines did not show any clearly visible symptoms of failure (operation of an engine with a cracked cylinder sleeve or damaged vanes of a turbo compressor) [10, 15].

#### Bibliography/Literatura

- [1] Błachnio J., Bogdan M.: A non-destructive method to assess a degree of overheating of gas turbine vanes. *Journal of Polish CIMAC. Diagnosis, Reliability and Safety*. Vol. 2, No. 2, 2007.
- [2] Breen J., Stellingwerff M.: Application of optical and digital endoscopy. *Proceedings 2<sup>nd</sup> EAEA-Conference*. Vienna 1995.
- [3] Brześcińska W.: *Fotogrametria*. Wydawnictwo Szkolne i Pedagogiczne. Kraków 1998.
- [4] Doglietto F., Prevedello D.M., Jane J.A., Han J., Laws E.R.: A brief history of endoscopic transsphenoidal surgery – from Philipp Bozzini of the first World Congress of Endoscopic Skull Base Surgery. *Neurosurgery Focus*. Vol. 19, 2005.
- [5] Gardner A.P.: How to excel in endoscopic photography. *British Journal of Urology*. No. 81, 1998.
- [6] Hlebowicz J.: *Endoskopia przemysłowa*. Biuro Gamma. Warszawa 2000.
- [7] *Industrial endoscopy system guide*. Version 2. Oferta OLYMPUS Industrial.
- [8] *InspectCam SDMS laser measurement system*. Fast and Accurate. Oferta REMOTE VISION SOLUTIONS Pty Ltd.
- [9] Korczewski Z.: Endoscopic examination of naval gas turbines. *Polish Maritime Research*, No. 4, 1998.
- [10] Korczewski Z.: Identyfikacja uszkodzeń układów turbodoładowania w eksploatacji silników okrętowych. *Zeszyty Naukowe AMW nr 4(171)/2007 r.*, s. 57-78.
- [11] Rainer M.E.: Philipp Bozzini – the father of endoscopy. *Journal of Endourology*. No. 17, 2003.
- [12] *Remote visual inspection*. Product guide. Oferta OLYMPUS Industrial.
- [13] *Techno pack with multipoint measuring system*. Oferta KARL STORZ – Endoscope. Industrial Group.
- [14] *XL PRO videoprobe measurement system*. Oferta EVEREST VIT.
- [15] *Sprawozdania z badań diagnostycznych tłokowych i turbinowych silników spalinowych eksploatowanych na okrętach MWRP – Prace badawcze AMW, Gdynia 1992–2008*.

Table 1. Absolute and percentage values of the level of saturation with shades of gray of a monochromatic image of the surface of the piston crown for cases in Fig. 18a, b and c

Tabela 1. Wartości bezwzględne i procentowe poziomu nasycenia odcieniami szarości obrazu monochromatycznego powierzchni denka tłoka dla przypadków z rys. 18a, b i c

Fig. 18	a		b		c	
Interval	Count	Percent	Count	Percent	Count	Percent
0–49	24069	23.36	42771	41.51	5822	5.65
5–99	64290	62.39	39844	38.67	37114	36.02
100–149	14593	14.16	15571	15.11	42301	41.05
150–199	89	0.09	4662	4.52	16919	16.42
200–249	0	0.00	193	0.19	885	0.86
250–55	0	0.00	0	0.00	0	0.00

#### 4. Podsumowanie

Wykrywanie wad materiałowych maszyn i urządzeń przemysłowych z wykorzystaniem endoskopów jest jedną z najmłodszych metod diagnostyki technicznej, w przeciwieństwie do diagnostyki medycznej, która od czasów starożytnych jest uznawana za kluczową metodę poszukiwania stanów patologicznych wewnątrz ludzkiego ciała.

Przedstawione w artykule optyczne (jakościowe) i cyfrowe (ilościowe) metody wzornikowania przestrzeni wewnętrznych z wykorzystaniem endoskopów i wideoskopów przemysłowych są coraz chętniej stosowane w ocenie stanu technicznego złożonych obiektów technicznych. Stanowią bardzo efektywne narzędzie diagnostyczne, po które również coraz częściej sięgają eksploatownicy silników okrętowych (tłokowych i turbinowych) zarówno flot wojennych, jak i wielu armatorów cywilnych jednostek pływających.

Wdrożenie metod endoskopowych do rutynowych badań diagnostycznych silników okrętowych eksploatowanych w Marynarce Wojennej RP daje możliwość oceny i prognozowania intensywności zużycia oraz wczesnego wykrycia uszkodzeń w ich przestrzeniach roboczych zagrażających awarię. Pozwala to racjonalnie planować proces eksploatacji silników według aktualnego stanu technicznego, przy znacznym obniżeniu kosztów eksploatacji, jak się szacuje – nawet do 25÷30%.

W wyniku prowadzonych systematycznie przeglądów endoskopowych zidentyfikowano wiele defektów materiałowych, które w przypadku dalszego rozwoju stanowią istotne zagrożenie dla niezawodności silnika. W wielu przypadkach silniki nie generowały obserwowalnych symptomów zaistniałych uszkodzeń, czego przykładem może być kontynuacja pracy z pękniętą tuleją cylindrową czy z mechanicznymi uszkodzeniami ułopatkowania wirnika turbosprężarki [10, 15].

Artykuł recenzowany.

Mr Zbigniew Korczewski, DSc, DEng – Commodore and Professor in the Polish Naval Academy in Gdynia.

Kmdr dr hab. inż. Zbigniew Korczewski – Dziekan Wydziału Mechaniczno-Elektrycznego, Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni.



## Thermal loads of a piston in a diesel engine during startup

*The paper presents the issue of thermal loads of a piston in a combustion engine with direct injection during startup. Theoretical assumptions have been described as well as the programme of engine test bed and simulation research based on the previous results of tests in the low temperature test chamber. Differences taking place in the piston thermal loads have been discussed as well as their influence on an efficient startup at low ambient temperatures.*

Key words: combustion engine, start-up

## Obciążenia cieplne tłoka silnika wysokoprężnego podczas rozruchu

*W artykule przedstawiono problematykę obciążeń cieplnych tłoka silnika spalinowego o wtrysku bezpośrednim podczas rozruchu. Opisano założenia teoretyczne oraz program badań hamownianych i symulacyjnych skonstruowany na podstawie wcześniejszych wyników badań w komorze niskich temperatur. Omówiono różnice występujące w obciążeniach termicznych tłoka i ich wpływ na skuteczny rozruch w niskich temperaturach otoczenia.*

Słowa kluczowe: silnik, rozruch w niskich temperaturach

### 1. Introduction

Piston combustion engines are currently a common drive for different types of vehicles and machines. The modernisation and introduction of new construction and operating solutions of combustion engines very often occurs with the same or relatively unchanged design solutions, or at least with the basic geometrical elements of the main engine parts unchanged. This is connected with the increase of mechanical and thermal loads on parts surrounding the combustion chamber.

Thermal loads are one of the factors that influence the strength of elements. They can be considered as:

- thermal loads of the combustion chamber,
- thermal loads of the engine parts that surround the combustion chamber.

The assessment of the thermal load of a piston can be made based on the analysis of its thermal fields. Calculations of thermal loads in steady states have been sufficient so far. At unsteady thermal loads, the temperatures in particular points of a piston are variable in time.

The engine start is an unsteady state of the engine operation. During the engine startup, its operating parameters and the heat exchange are changed in time. Then, an unsteady heat exchange takes place, depending on time. During a cold start, particularly at low ambient temperatures, the engine is not heated, and the parts surrounding the combustion chamber are subject to sudden temperature surges.

Getting to know the piston temperature distribution not only during the normal engine operation but also during its unsteady operation is very essential. It is important to ensure an optimum – as far as the utilitarian issues are concerned – compatibility of operation and co-operation of elements within a wide range of engine operating conditions, both steady and transient (unsteady) ones. It is necessary to design a piston and manufacturer it from such materials that a

### 1. Wstęp

Tłokowe silniki spalinowe są obecnie powszechnym źródłem napędu różnego rodzaju pojazdów, maszyn i urządzeń. Modernizacja oraz wprowadzanie nowych rozwiązań konstrukcyjno-eksploatacyjnych silników spalinowych odbywa się bardzo często przy tych samych lub nieznacznie zmienionych rozwiązaniach konstrukcyjnych, albo niezmiennych zasadniczych wymiarach geometrycznych głównych części silnika. Wiąże się to ze zwiększeniem obciążeń mechanicznych i cieplnych części otaczających komorę spalania.

Obciążenia cieplne są jednym z czynników, które wpływają na wytrzymałość elementów. Można rozpatrywać je jako:

- obciążenia cieplne komory spalania,
- obciążenia cieplne części silnika otaczających komorę spalania.

Ocenę obciążenia cieplnego tłoka można uzyskać na podstawie analizy jego pól temperatur. Dotychczas wystarczające były obliczenia obciążeń cieplnych w stanach ustalonych. Przy nieustalonych obciążeniach cieplnych, temperatury w poszczególnych miejscach tłoka zmieniają się w czasie.

Rozruch silnika jest stanem nieustalanej pracy silnika. W czasie rozruchu silnika jego parametry pracy oraz wymiana ciepła zmieniają się w miarę upływu czasu. Występuje wtedy nieustalona wymiana ciepła, zależna od czasu. Podczas zimnego rozruchu, zwłaszcza w niskich temperaturach otoczenia, silnik jest nienagrany, a części otaczające komorę spalania poddane są nagłym przyrostom temperatury.

Poznanie rozkładu temperatury tłoka, nie tylko w czasie normalnej pracy silnika, ale też w czasie jego nieustalanej pracy jest bardzo istotne. Ważne jest zapewnienie optymalnej, ze względów użytkowych, zgodności pracy i współpracy elementów w szerokim zakresie warunków pracy silników i

correct operation is ensured. The piston cannot be subject to premature wear, or damage, and in the general understanding, it cannot cause a faulty engine operation. It must be characterised by high resistance to mechanical and thermal loads as well as reliability and durability. It must meet all the operating requirements in the whole engine operating range. At the engine operation in unsteady conditions, the highest intensity of wear takes place in the cylinder-ring-piston assembly.

## 2. Assumptions to the study

The issue concerning thermal loads of a piston in a diesel engine during startup is not widely presented in the literature. A piston during operation of a combustion engine gets in direct contact with the working medium, the temperature and the pressure of which changes periodically over a wide range. The maximum values of the cycle temperatures in Diesel engines can reach 1800–2300 K, and the average cycle temperatures can even exceed 900 K. High temperatures and hard operating conditions require the pistons to maintain particular strength parameters not only within the given temperature ranges. It is important for a piston to meet its requirements over the whole operating range already from the moment of the engine start. A piston operates at different operating conditions. Increased wear in the cylinder-ring-piston assembly shows how vital a stage the engine startup is, particularly at low temperatures.

Therefore, in the authors' opinion it seems important to get to know the phenomena characteristic of the piston thermal load during startup of a diesel engine at low temperatures. In a direct injection diesel engine, there is a specially shaped combustion chamber in the piston head. A discharge of almost all the heat delivered together with the fuel takes place in that space, which significantly increases its thermal load. It seems necessary to settle the following research problems/issues:

1. Determining of the piston thermal fields distribution depending on the diesel engine starting temperature.
2. Analysis of the piston thermal fields distribution at different starting temperatures, and thus determining of its thermal loads.
3. Comparison of the piston thermal fields distribution in a steady condition and in unsteady conditions of heat exchange.

The presented objective is accomplished based on:

- starting tests in the low temperature test chamber in the engine laboratory of the Faculty of Automotive Vehicles Operation at Technical University of Szczecin with the use of testing and research equipment available to the author,
- modelling and simulation of piston thermal loads of the 359 engine with numerical methods by means of the COSMOS/Works 4.0 computer software that uses the finite element method.

The paper presents piston thermal loads of the 359 engine during its starting at negative ambient temperatures. One may think that at the state of an unsteady heat exchange, the initial temperature during startup of a diesel engine influences the

to zarówno ustalonych, jak i przejściowych (nieustalonych). Potrzebne jest to do prawidłowego projektowania tłoka i wykonania go z takich materiałów, aby jego eksploatacja była prawidłowa. Tłok nie może ulec przedwczesnemu zużyciu ani tym bardziej uszkodzeniu, a w ogólnym rozumieniu – powodować nieprawidłową pracę silnika. Musi charakteryzować się dużą wytrzymałością na obciążenia mechaniczne i cieplne oraz niezawodnością i trwałością. Spełniać musi wszystkie wymogi eksploatacyjne w całym zakresie pracy silnika. Przy pracy silnika w warunkach nieustalonych największa intensywność zużycia istnieje w zespole cylinder–pierścienie tłokowe–tłok.

## 2. Założenia artykułu

Problematyka dotycząca obciążeń cieplnych tłoka silnika wysokoprężnego podczas rozruchu nie jest obszernie przedstawiana w literaturze. Tłok podczas pracy silnika spalinowego styka się bezpośrednio z czynnikiem roboczym, którego temperatura oraz ciśnienie zmieniają się okresowo w szerokim zakresie. Maksymalne wartości temperatury obiegu w silnikach o zapłonie samoczynnym mogą osiągnąć 1800–2300 K, a średnie temperatury obiegu mogą przekraczać nawet 900 K. Wysokie temperatury oraz trudne warunki pracy powodują, że tłoki powinny charakteryzować się szczególnymi parametrami wytrzymałościowymi materiałów i to nie tylko w podanych zakresach temperaturowych. Ważne jest, aby tłok spełniał te wymagania podczas całej pracy i to już od momentu uruchomienia silnika. Tłok pracuje w różnych warunkach eksploatacyjnych. O tym, jak istotnym etapem jest rozruch silnika, szczególnie w niskich temperaturach, świadczy zwiększone zużycie w układzie cylinder–pierścienie tłokowe–tłok.

Dlatego, zdaniem autorów, ważne wydaje się poznanie zjawisk towarzyszących obciążeniu cieplnemu tłoka podczas rozruchu silnika wysokoprężnego w niskich temperaturach. W silniku o zapłonie samoczynnym o wtrysku bezpośrednim, w denku tłoka znajduje się odpowiednio ukształtowana komora spalania. W przestrzeni tej odbywa się wywiązywanie prawie całej ilości ciepła doprowadzonego z paliwem, co znacznie zwiększa jej obciążenie cieplne. Wydaje się konieczne rozstrzygnięcie następujących problemów badawczych:

1. Wyznaczenie rozkładu pól temperatur tłoka w zależności od temperatury rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym.
2. Przeprowadzenie analizy rozkładu pól temperatur tłoka w różnych temperaturach rozruchu, a tym samym określenie jego obciążeń cieplnych.
3. Porównanie rozkładów pól temperatur tłoka w stanie ustalonym i w stanach nieustalonych wymiany ciepła.

Przedstawione cele realizowane są w oparciu o:

- badania rozruchowe w komorze niskich temperatur w laboratorium silnikowym Katedry Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Politechniki Szczecińskiej przy użyciu dostępnej aparatury kontrolno-badawczej,
- modelowanie i symulacje obciążeń cieplnych tłoka silnika 359 metodami numerycznymi za pomocą programu komputerowego COSMOS/Works 4.0 wykorzystującego metodę elementów skończonych (MES).

distribution of the piston thermal fields in a way different than in a steady condition.

### 3. Object of testing

The tests consisted in two stages. The first stage covered the starting tests of a diesel engine. These tests were carried out on the 359 engine. It is an engine made by a Polish manufacturer (FSC Starachowice), commonly used in STAR 200 trucks and off-road vehicles such as STAR 266 and STAR 244. The 359 engine is a six-cylinder, in-line vertical diesel engine with direct fuel injection.

The piston of the 359 engine is a piston of the "autothermic" type. It has got embedded steel stabilising inserts at the height of the piston pin. Application of such steel inserts reduces thermal expansion of the piston as the piston warms up and reduces changes of its shape in the direction perpendicular to the pin axis. The piston is made of aluminium alloy (Al-Si eutectic alloy), and it also has a cast iron load-bearing insert, embedded with "Al-fin" method under the upper sealing ring. The piston head is of open type of toroidal shape, where there is a combustion chamber off-set in relation to the piston axis by 6 mm.

### 4. Starting tests of the 359 engine

Preparation to the starting test consisted in cooling of the engine together with fuel and starting battery in the low temperature test chamber. The test was carried out for four different ambient temperatures: 258, 263, 268 and 273 K. After the set temperature had been reached in the measuring points, the engine together with fuel and battery was subject to stabilisation for approximately 12 hours.

The starting characteristic of the 359 engine has been shown in Fig. 1, depending on the ambient temperature. The following have been presented in the starting characteristic:

- time of occurrence of first ignitions depending on the ambient temperature,

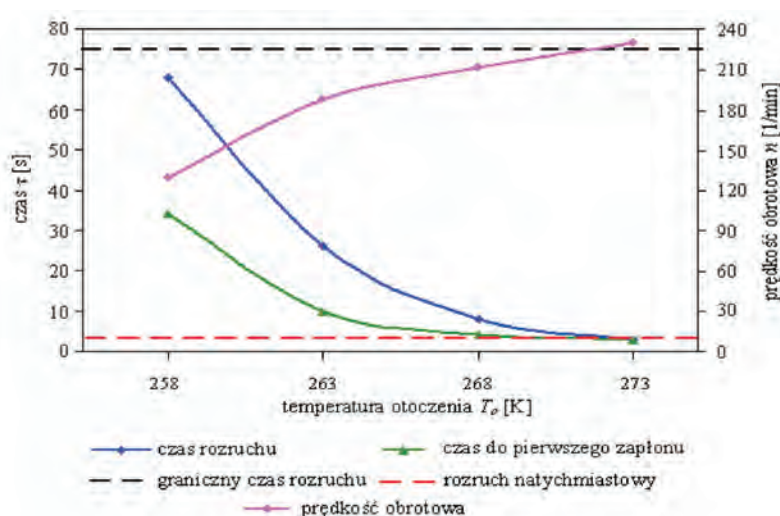


Fig. 1. Starting characteristic of the 359 engine  
Rys. 1. Charakterystyka rozruchowa silnika 359

W pracy przedstawiono obciążenia cieplne tłoka silnika 359 podczas jego rozruchu w ujemnych temperaturach otoczenia.

Można sądzić, że w stanie nieustalanej wymiany ciepła, temperatura początkowa podczas rozruchu silnika wysokoprężnego wpływa na rozkład pól temperatur tłoka w inny sposób niż w stanie ustalonym.

### 3. Obiekt badań

Badania obejmowały dwa etapy. Pierwszy etap stanowiły badania rozruchowe silnika o zapłonie samoczynnym. Ze względu na dostępność i możliwości techniczne badania te przeprowadzono na silniku 359. Jest to silnik produkcji krajowej (FSC Starachowice), powszechnie używany w pojazdach samochodów ciężarowych STAR 200 oraz terenowych STAR 266 i STAR 244. Silnik 359 jest sześciocylindrowym, rzędowym, pionowym silnikiem wysokoprężnym o bezpośrednim wtrysku paliwa.

Tłok silnika 359 jest typu „autothermic”. Posiada wtopione stalowe wkładki stabilizujące na wysokości sworznia tłokowego. Zastosowanie tych wkładek stalowych zmniejsza rozszerzalność cieplną tłoka w miarę jego nagrzania i ogranicza zmiany jego kształtu w kierunku prostopadłym do osi sworznia. Tłok wykonany jest ze stopu aluminium (stop eutektyczny Al-Si) i ma także żeliwną wkładkę nośną, zatapianą metodą „Al-fin” pod górny pierścień uszczelniający. Denko tłoka jest typu otwartego o kształcie toroidalnym. W denku znajduje się komora spalania przesunięta względem osi tłoka o 6 mm.

### 4. Badania rozruchowe silnika 359

Przygotowanie do próby rozruchu polegało na wychłodzeniu w komorze niskich temperatur silnika wraz z paliwem i akumulatorami rozruchowymi. Badania realizowano dla czterech różnych temperatur otoczenia: 258, 263, 268 i 273 K. Po osiągnięciu zadanej temperatury w punktach pomiarowych silnik wraz z paliwem i akumulatorami poddawano stabilizacji przez około 12 godzin. Charakterystykę rozruchową silnika 359 w zależności od temperatury otoczenia pokazano na rys. 1 i 2.

Na charakterystyce rozruchowej przedstawiono:

- czas wystąpienia pierwszych zapłonów w zależności od temperatury otoczenia,
- niezbędny czas obracania rozrusznikiem do chwili uzyskania samodzielnej pracy silnika w zależności od temperatury otoczenia,
- zależność średniej prędkości obrotowej od temperatury otoczenia,
- graniczny czas rozruchu,  $\tau_{gr} = 75$  s.

### 5. Symulacja obciążeń cieplnych tłoka silnika 359 podczas rozruchu

Przepływ ciepła jest zjawiskiem przebiegającym w czasie. O jego intensywności decydują warunki brzegowe oraz stan cieplny badanego obiektu w chwili początkowej. Do określenia pola temperatury w ciele stałym

- essential time for the starter revolutions until the operation of the engine is obtained,
- depending on the ambient temperature,
- dependence of the average engine speed on the ambient temperature,
- limit starting time,  $\tau_{gr} = 75$  s.

**5. Simulation of thermal loads of the 356 engine piston during startup**

The heat flow is a phenomenon that takes place in time. Its intensity is decided by the boundary conditions and the thermal state of an object under testing at the initial moment. A differential equation of unsteady thermal conductivity is used for the determining of the thermal field in a solid body. This equation, in the three-dimensional Cartesian reference system, in an anisotropic solid body with internal heat sources with the efficiency  $q_v$ , has got the form of:

$$c_p \cdot \rho \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_x \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_y \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_z \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v \tag{1}$$

for  $T = T(x, y, z, \tau)$ ,  $c_p = \text{const}$ ,  $\rho = \text{const}$  and  $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z = \text{const}$ ,

where:  $c_p$  – specific heat [J/kg·K],  $\rho$  – material density [kg/m<sup>3</sup>],  $T$  – temperature [K],  $\tau$  – time [s],  $\lambda_x$  – thermal conductivity in the x direction [W/m·K],  $\lambda_y$  – thermal conductivity in the y direction [W/m·K],  $\lambda_z$  – thermal conductivity in the z direction [W/m·K],  $q_v$  – volumetric efficiency of a heat source [W/m<sup>3</sup>].

This equation gives the most general difference between the temperature, the time and the space coordinates that must be met for any thermal field in a solid body. In order to determine the thermal field in the model of the tested object, this equation must be supplemented with the conditions of the solution uniqueness. In order to carry out modelling and simulation of thermal loads of the piston in the COSMOS/Works 4.0 software, the uniqueness conditions have been determined [1, 3, 4]. The algorithm of proceeding for solution of the heat flow through the tested object with the application of the COSMOS/Works 4.0 system [2] has been presented in the form of a block diagram in Fig. 3.

**6. Analysis of thermal loads of the 359 engine piston during startup**

Example of distribution of the 359 engine piston thermal field in a plane parallel to the axis of the piston pin during startup at the ambient temperature of 258 K before occurrence of first ignitions is presented in Fig. 4.

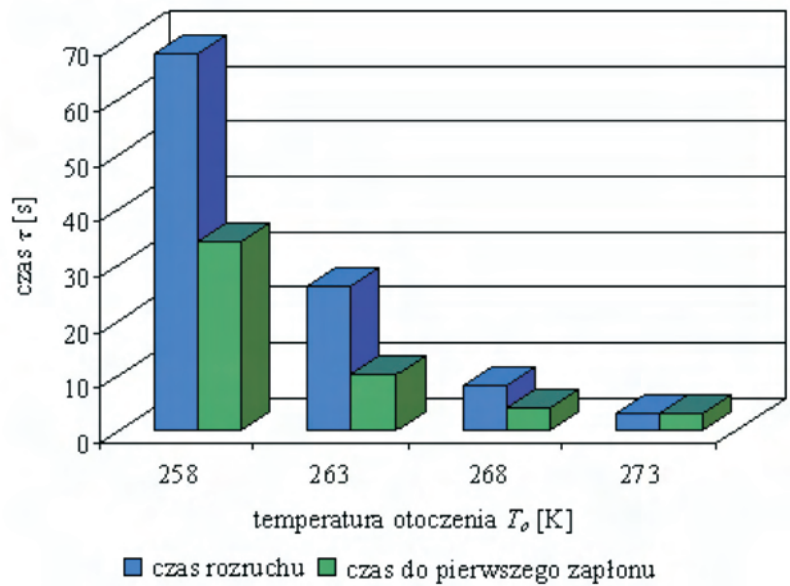


Fig. 2. Dependence of the 359 engine starting time on the ambient temperature

Rys. 2. Zależność czasu rozruchu silnika 359 od temperatury otoczenia

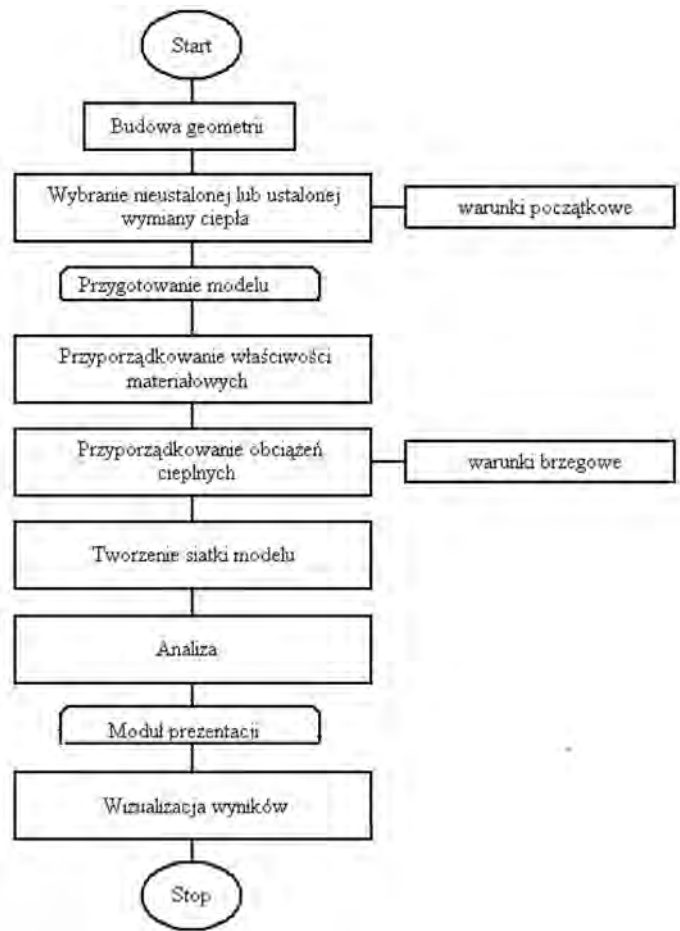


Fig. 3. Block diagram of the algorithm of calculations with the finite element method COSMOS/Works 4.0

Rys. 3. Schemat blokowy algorytmu obliczeń metodą elementów skończonych COSMOS/Works 4.0

TLOK359-258 :: Thermal Time Step : 34  
Units : Kelvin

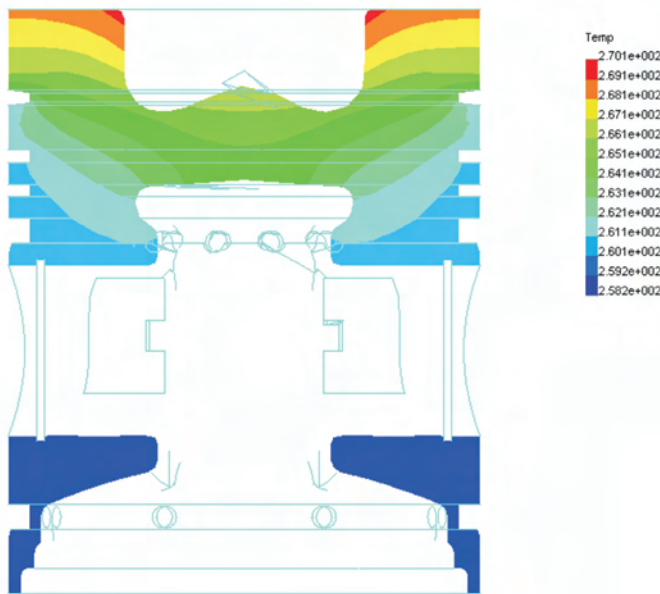


Fig. 4. Distribution of the 359 engine piston thermal field in the plane parallel to the axis of the piston pin during startup at the ambient temperature of 258 K after 34 s

Rys. 4. Rozkład pola temperatury tłoka silnika 359 w płaszczyźnie równoległej do osi sworzniia tłokowego podczas rozruchu w temperaturze otoczenia 258 K po 34 s

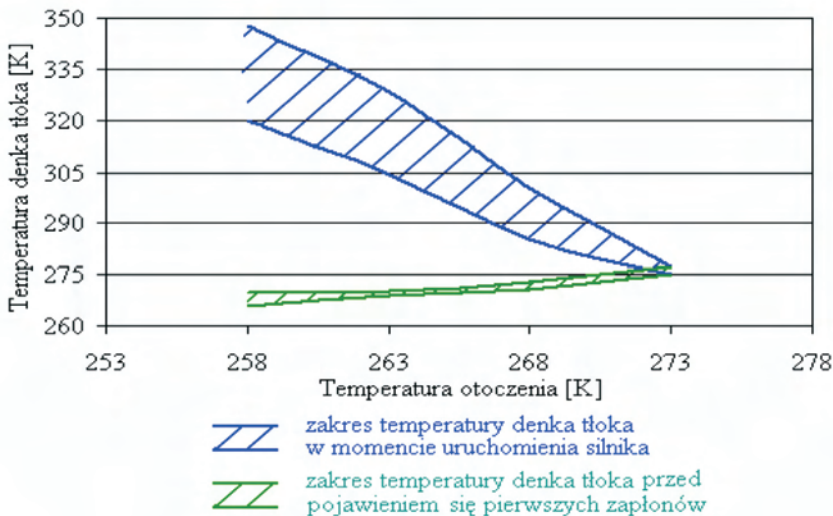


Fig. 5. Range of the piston head temperature variations depending on the ambient temperature

Rys. 5. Zakres zmian temperatury denka tłoka w zależności od temperatury otoczenia

### 7. Conclusions

The executed simulation tests have confirmed the thesis that the initial temperature at the state of unsteady heat exchange significantly influences the distribution of the thermal fields of the piston and it is different than in the state of steady heat exchange. On the basis of the executed simulation tests and distribution of temperatures one can formulate the following conclusions:

1. Thermal load of the piston during the engine startup is closely related to the values of the ambient temperature, at which startup of the engine took place.

służy równanie różniczkowe nieustalonego przewodzenia ciepła. Równanie to w przestrzennym, kartezjańskim układzie odniesienia, w anizotropowym układzie stałym z wewnętrznymi źródłami ciepła o wydajności  $q_v$ , ma postać (1) dla  $T = T(x, y, z, \tau)$ ,  $c_p = \text{const}$ ,  $\rho = \text{const}$  and  $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z = \text{const}$ , gdzie:  $c_p$  – ciepło właściwe [J/kg·K],  $\rho$  – gęstość materiału [kg/m<sup>3</sup>],  $T$  – temperatura [K],  $\tau$  – czas [s],  $\lambda_x$  – współczynnik przewodzenia ciepła w kierunku  $x$  [W/m·K],  $\lambda_y$  – współczynnik przewodzenia ciepła w kierunku  $y$  [W/m·K],  $\lambda_z$  – współczynnik przewodzenia ciepła w kierunku  $z$  [W/m·K],  $q_v$  – wydajność objętościowa źródła ciepła [W/m<sup>3</sup>].

W celu przeprowadzenia modelowania i symulacji obciążeń cieplnych tłoka w programie COSMOS/Works 4.0 określono warunki jednoznaczności [1, 3, 4]. Algorytm postępowania rozwiązania przepływu ciepła przez badany obiekt przy zastosowaniu systemu COSMOS/Works 4.0 [2] przedstawiony jest na schemacie blokowym na rys. 3.

### 6. Analiza obciążeń cieplnych tłoka silnika 359 podczas rozruchu

Przykład rozkładu pola temperatury tłoka silnika w płaszczyźnie równoległej do osi sworzniia tłokowego podczas rozruchu w temperaturze otoczenia 258 K, przed pojawieniem się pierwszych zapłonów, przedstawiono na rys. 4.

### 7. Wnioski

Wykonane badania symulacyjne potwierdziły tezę, że w stanie nieustalonej wymiany ciepła, temperatura początkowa w sposób istotny wpływa na rozkład pól temperatur tłoka i jest on odmienny niż w stanie ustalonej wymiany ciepła. Na podstawie przeprowadzonych badań symulacyjnych i otrzymanych na ich podstawie rozkładów temperatur można sformułować następujące wnioski:

1. Obciążenie cieplne tłoka podczas rozruchu silnika jest ściśle związane z wartościami temperatury otoczenia, w której przeprowadzono uruchamianie silnika.
2. Rozkład pól temperatur tłoka w przypadku stanu ustalonego jest odmienny niż w stanach nieustalonych podczas rozruchu silnika.
3. Temperatura denka tłoka przed pojawieniem się pierwszych zapłonów jest tym większa, im większa jest temperatura otoczenia, przy której następuje rozruch silnika. Przy temperaturze początkowej 258 K średnia

2. The distribution of the thermal fields of the piston is different in the case of a steady state as opposed to the unsteady states during the engine startup.
  3. The higher the ambient temperature at which the startup of the engine takes place the higher the temperature of the piston head before the occurrence of first ignitions. At the initial temperature of 258 K, the average value of the piston head is 268 K, and at the initial temperature of 273 K, the average temperature of the piston head is 276 K.
  4. The lower is the ambient temperature at which the starting of the engine takes place the higher the temperature of the piston head at the moment the engine starts. At the initial temperature of 258 K, the average temperature of the piston head is 335 K, and at the initial temperature of 268 K, the average temperature of the piston head is only 293 K.
  5. The lower the ambient temperature the higher the difference in temperatures between the hottest and the coldest layer of the piston both before the occurrence of first ignitions and at the moment of the engine startup.
  6. The highest temperature increments take place in the upper parts of the piston (piston head and piston crown). For the ambient temperature of 258 K, these increments are the highest and they reach up to 90 K.
  7. In the plane perpendicular to the axis of the piston pin, there is an asymmetry of the temperature distribution – the piston temperature in its upper parts, towards the off-set of the combustion chamber is higher and ranges from 3 up to 12 K.
  8. The first upper ring groove is characterised by high temperature difference between the upper and the lower groove surface in comparison to other ring grooves. The difference in the temperature reaches even up to 15 K at the initial temperature of 258 K and, at the initial temperature of 268, the difference is lower and it is 9 K.
  9. When comparing the ranges of the piston head temperatures before the occurrence of first ignitions and at the moment of the engine startup – depending on the initial temperature – one can determine the ambient temperature, at which the engine startup is immediate.
- wartość temperatury denka tłoka wynosi 268 K, zaś przy temperaturze początkowej 273 K średnia temperatura denka tłoka wynosi 276 K (rys. 5).
  4. Temperatura denka tłoka w momencie podjęcia przez silnik samodzielnej pracy jest tym wyższa, im niższa jest temperatura otoczenia, przy której następuje rozruch silnika. Przy temperaturze początkowej 258 K średnia wartość temperatury denka tłoka wynosi 335 K, zaś przy temperaturze początkowej 268 K średnia temperatura denka tłoka wynosi tylko 293 K (rys. 5).
  5. Różnica temperatury między najcieplejszą a najchłodniejszą warstwą tłoka jest tym większa, im mniejsza jest temperatura otoczenia, zarówno przed pojawieniem się pierwszych zapłonów oraz w momencie uruchomienia silnika.
  6. Największe przyrosty temperatury występują w górnych częściach tłoka (denku tłoka i koronie). Dla temperatury otoczenia 258 K, przyrosty te są największe i wynoszą nawet 90 K.
  7. W płaszczyźnie prostopadłej do osi sworznia tłokowego występuje asymetria rozkładu temperatury – temperatura tłoka w jego górnych częściach, w kierunku przesunięcia komory spalania, jest wyższa i zawiera się w granicach 3–12 K.
  8. Pierwszy górny rowek pierścieniowy w porównaniu z pozostałymi rowkami pierścieniowymi charakteryzuje się dużą różnicą temperatury pomiędzy górną a dolną powierzchnią rowka. Różnica temperatury dochodzi nawet do 15 K, przy temperaturze początkowej 258 K, przy temperaturze początkowej 268 K różnica ta jest mniejsza i wynosi 9 K.
  9. Porównując zakresy temperatury denka tłoka przed pojawieniem się pierwszych zapłonów i w momencie uruchomienia silnika, w zależności od temperatury początkowej, można wyznaczyć temperaturę otoczenia, przy której rozruch silnika jest natychmiastowy.

Artykuł recenzowany.

## Bibliography/Literatura

- [1] Budzik G., Jaskólski J.: Obciążenia cieplne tłoków silników spalinowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej. Rzeszów 2004.
- [2] COSMOS/Works User's Guide. Structural Research and Analysis Corporation. Los Angeles 1997.
- [3] Jaskólski J., Budzik G.: Przegląd zastosowań metody elementów skończonych do wyznaczania pól temperatury w tłoku. Czasopismo Techniczne 2M/1999, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej. Kraków 1999.
- [4] Kwaśniewski S., Sroka Z., Zabłocki W.: Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 1999.

Prof. Janusz Mysłowski, DSc, MEng – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Szczecin University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski – profesor na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki Politechniki Szczecińskiej.



Mr Krzysztof Talaga, PhD, MEng – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Szczecin University of Technology.

Dr inż. Krzysztof Talaga – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki Politechniki Szczecińskiej.



## The analysis of fuel vaporization in a distributorless pneumatic injection system of a two stroke spark ignition engine

*The paper presents the results of simulation tests of the process of fuel vaporization inside a gas conduit of a distributorless pneumatic injection system of a two stroke spark ignition engine induced by hot exhaust gas. For the simulation a CFD Phoenix has been used. The fuel delivery has been modeled for the phase when the medium flow is seized. A temporal and spatial analysis of the fuel film and the gaseous phase of the fuel has been presented. The results of the said simulations could constitute a basis for validation of a real engine of the investigated type.*

Key words: SI two stroke engine, fuel vaporization, pneumatic injection

## Analiza odparowania paliwa w bezrozdzielaczowym układzie wtrysku pneumatycznego dwusuwowego silnika spalinowego o zapłonie iskrowym

*W artykule zaprezentowano wyniki badań symulacyjnych procesu odparowania paliwa wewnątrz przewodu gazowego bezrozdzielaczowego układu wtrysku pneumatycznego za pomocą gorących spalin, w dwusuwowym silniku spalinowym o zapłonie iskrowym. W symulacji użyto programu CFD Phoenix. Dostarczanie paliwa zamodelowano do przewodu gazowego w fazie, gdy ustaje w nim przepływ czynnika. Przedstawiono rozkład (w czasie i w przestrzeni) zarówno filmu paliwowego, jak i fazy gazowej dawki paliwa. Wyniki przytoczonych symulacji mogą być przydatne do weryfikacji konstrukcyjnej modelu funkcjonalnego silnika, będącego przedmiotem badań. Wyniki przytoczonych symulacji mogą być przydatne do weryfikacji konstrukcyjnej modelu funkcjonalnego silnika będącego przedmiotem badań.*

Słowa kluczowe: dwusuwowy silnik ZI, odparowanie paliwa, wtrysk pneumatyczny

### 1. Introduction

The use of two stroke spark ignition engines is currently limited to certain small industrial applications, two wheeled vehicles – particularly those of low capacity – and drivetrains in motor boats. High exhaust losses, containing the fuel mix of high hydrocarbon content contributed to the withdrawal of these engines from car application, which in turn, limited its overall range of application. The fuel injection past the closure of the exhaust windows eliminates the fuel escape during exhaust. A short time for the realization of injection during the compression stroke past the closure of the exhaust windows i.e. approximately 90 CA is much more difficult as compared to four stroke engines where the injection is realized in the suction stroke that lasts for over 200 CA. Some solutions have been developed [1, 2] based on pneumatic fuel injection which are characterized by a very good fuel atomization at a relatively low injection pressure. These solutions are based on delivering fuel along with pressurized air directly to the combustion chamber. The control of the amount of the injected fuel air mixture is difficult and is usually realized through large electromagnetic valves that are exposed to extreme heatstrokes and are massive enough to make it difficult to maintain short reaction time. A new solution of the pneumatic injection system utilizes pressurized air from a standalone compressor. These engines are not multi fuel engines due to the deterioration of fuel atomization along the growth of its density. Taking the above into considera-

### 1. Wstęp

Zastosowanie silników dwusuwowych o zapłonie iskrowym jako źródła napędu ogranicza się obecnie do niektórych małych silników przemysłowych, jednoślądów, zwłaszcza o małej pojemności silnika i do napędu łodzi motorowych. Strata wylotowa tych silników, zawierająca mieszanke paliwową o dużej zawartości węglowodorów w spalinach, przyczyniła się do wstrzymania produkcji samochodów z tymi silnikami, a co za tym idzie ograniczyła zakres ich zastosowania. Wtrysk paliwa po zamknięciu okien wylotowych eliminuje uchodzenie paliwa podczas wylotu spalin. Krótki czas do realizacji wtrysku w okresie suwu sprężania po zamknięciu okien wylotowych, czyli ok. 90°OWK, stwarza duże trudności w porównaniu z silnikami czterosuwowymi, w których wtrysk odbywa się zazwyczaj w okresie suwu dolotu trwającym ponad 200°OWK. Powstały rozwiązania [1, 2] oparte na pneumatycznym wtrysku paliwa, które charakteryzuje bardzo dobre rozpylenie przy stosunkowo niskim ciśnieniu wtrysku. Rozwiązania te stosują doprowadzenie paliwa ze sprężonym powietrzem bezpośrednio do komory spalania. Sterowanie ilością wdmuchiwaney mieszaniny paliwo-powietrze jest skomplikowane i odbywa się zwykle za pośrednictwem dużych zaworów elektromagnetycznych narażonych na cieplne udary podczas spalania, mających dużą masę i związane z tym trudności uzyskania krótkiego czasu otwarcia. Nowe rozwiązania systemów wtrysku pneumatycznego stosują do rozpylania paliwa sprężone powietrze

tion, Krakow University of Technology has developed and implemented a system of pneumatic fuel injection realized through hot exhaust gases with an electronic control of fuel dose. The above issue was related to the issues of charge exchange processes.

The principle behind a two stroke two cylinder engine with a distributorless pneumatic system and a bidirectional exhaust gas flow (according to the concept of prof. S. Jarnuszkiewicz – schematics in Fig. 1) is that the working areas are connected in such a way that when the piston exposes the inlet of one end of the conduit the exhaust gases in small amount get to the combustion chamber of the other cylinder taking the previously appropriately dosed fuel along. The fuel introduced before the scavenging warms up from the walls of the conduit and evaporates intensely, thus leading to a high level of fuel vaporization and atomization. In order to determine the extent of fuel vaporization many phenomena have been subjected to analysis in the gas conduit. Interesting seems the determining of the amount of fuel delivered to the gas conduit which vaporizes before the exhaust gas starts to flow.

Our consideration of these issues results from the conviction that the advancement in engine technology is possible through perfecting the fuel delivery system based on pneumatic fuel injection directly into the cylinder. Moreover, the application of this system enables charge stratification which allows qualitative control of the engine power. The control of the injection timing and dosage is electronic, which enables a further real time optimization of the said process.

The simulation has been performed for a given point in the work field of an engine. The selection has been made for optimum parameters of charge exchange in terms of exhaust gas losses. The authors focused on obtaining an increase in pressure before the closure of the exhaust window as it is known that this phenomenon arrests the outflow of fresh charge from the cylinder. A backdraft of part of the fresh charge from the exhaust duct to the cylinder is also possible which enhances the cylinder filling even more.

## 2. Fuel vaporization in the gas conduit

The fuel is delivered to the conduit at a certain time after which comes a pause until the opening is exposed and scavenging takes place.

It is assumed that:

- Engine speed is constant in time and amounts to 2400 rpm,
- The flow speed is miniscule,
- The fuel is evenly distributed over the walls of the gas conduit and creates a fuel film of thickness  $g$ ,
- In the range of elementary time span the gases are ideal and the physical parameters are constant,
- The impact of vapor on the gas thermal physical parameters is not considered and the gas is clean air,
- The amount of heat use for the fuel vaporization, heating up of the vapor and the fuel itself does not influence the temperature and the pressure of the gas,
- The gradient of the fuel vapor concentration and the gradient of temperature are the same and occur in the surface layer of thickness  $\delta$ .

pobierane z osobnej sprężarki. Silniki te nie są silnikami wielopaliwowymi ze względu na pogarszające się warunki rozpylania wzrastające wraz z gęstością paliwa. Uwzględniając omawiane zagadnienia, na Politechnice Krakowskiej opracowano i wdrożono układy wtrysku pneumatycznego paliwa za pomocą gorących gazów spalinowych, z elektroniczną regulacją wielkości dawki paliwa. Problematykę tę powiązano z zagadnieniami kształtowania procesu wymiany ładunku.

Istota działania dwucylindrowego dwusuwowego silnika z bezrozdzielaczowym układem wtrysku pneumatycznego i dwukierunkowym przepływem spalin (wg koncepcji prof. S. Jarnuszkiewicza – schemat na rys. 1) polega na tym, że przestrzenie robocze są połączone tak, aby po odsłonięciu przez tłok otworu wlotowego jednego końca przewodu, gazy spalinowe mogły w niewielkiej ilości przedostawać się do komory spalania drugiego cylindra, zabierając po drodze wcześniej dozowane w odpowiedniej ilości paliwo. Wprowadzone przed przedmuchem spalin paliwo ogrzewa się od ścianek przewodu i intensywnie paruje, dzięki czemu uzyskuje się wysoki stopień odparowania i rozpylenia paliwa. W celu określenia stopnia odparowania paliwa analizie poddano wiele zjawisk w przewodzie gazowym. Interesujące jest wyznaczenie, jaka część dostarczonego paliwa do przewodu gazowego odparowuje w czasie, w którym nie występuje jeszcze przepływ spalin.

Rozpatrywanie tych zagadnień wynika z przekonania, że postęp w silnikach spalinowych jest możliwy dzięki doskonaleniu systemu zasilania bazującego na pneumatycznym wtrysku paliwa bezpośrednio do cylindra. Ponadto przy zastosowaniu tego systemu możliwe jest uwarstwienie ładunku, co w konsekwencji umożliwia jakościową regulację mocy silnika. Sterowanie momentem wtrysku oraz dawką wtryskiwanej mieszanki dokonywane jest w sposób elektroniczny, co pozwala dodatkowo optymalizować ten proces w czasie rzeczywistym.

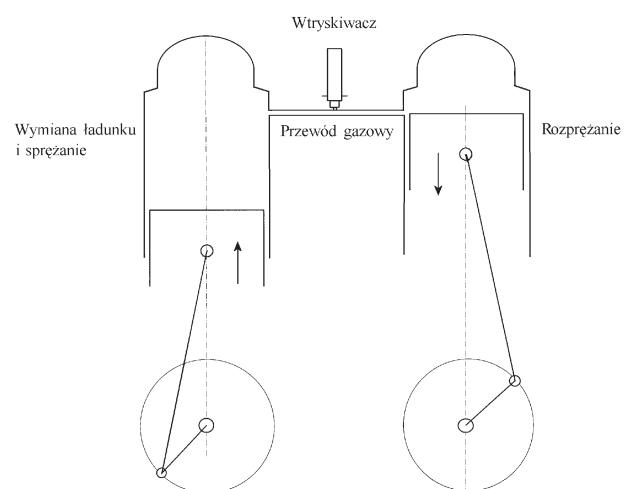


Fig. 1. Schematics of a distributorless pneumatic system with a bidirectional exhaust gas flow

Rys. 1. Schemat bezrozdzielaczowego systemu wtrysku pneumatycznego z dwukierunkowym przepływem spalin

The basis for the analysis is Stephen's formula [3]:

$$\dot{m} = - \frac{D_c}{R_p \cdot T} \cdot \frac{P}{P - P_p} \cdot \frac{dP_p}{dn} \quad (1)$$

where:  $\dot{m}$  – stream of the mass of the vaporizing droplet,  $D_c$  – vapor diffusion coefficient in the gas referred to the gradient of concentration,  $P$  – pressure of the center ośrodk,  $T$  – temperature center ośrodk,  $R_p$  – gas constant of the fuel vapor,  $P_p$  – partial pressure of the fuel vapor in a given distance from the surface of the liquid,  $dP_p/dn$  – fuel vapor partial pressure gradient in the normal direction to the surface.

Assuming that the fuel vapor concentration gradient occurs only in the surface layer of thickness  $\delta$ , we will obtain the boundary conditions:

$$\begin{aligned} \text{for } n = 0 & \quad P_p = P_s \\ \text{for } n = \delta & \quad P_p = P_{\text{par}} \end{aligned}$$

where:  $P_s$  – partial pressure of the saturated vapor on the surface of the droplet,  $P_{\text{par}}$  – mean partial pressure of the vapor outside the zone of concentration gradient occurrence.

The notation of the Stephen's formula can thus be:

$$\dot{m} \int_0^\delta dn = - \frac{D_c \cdot P}{R_p \cdot T} \int_{P_s}^{P_{\text{par}}} \frac{dP_p}{(P - P_p)} \quad (2)$$

after conversions and integration

$$\dot{m} n / \delta = - \frac{D_c \cdot P}{R_p \cdot T} \ln(P - P_p) / P_s^{P_{\text{par}}} \quad (3)$$

$$\dot{m} \delta = - \frac{D_c \cdot P}{R_p \cdot T} [\ln(P - P_{\text{par}}) - \ln(P - P_s)] \quad (4)$$

we obtain:

$$\dot{m} = \frac{D_c \cdot P}{\delta \cdot R_p \cdot T} \ln \frac{P - P_s}{P - P_{\text{par}}} \quad (5)$$

For low speeds the Nusselt's number can be determined from the dependence:

$$Nu = 2 + 0,16 \cdot Re^{\frac{2}{3}} \quad (6)$$

If, for the conditions in the gas conduit, the Reynolds' number  $Re \rightarrow 0$ , we can assume that the Nusselt's number  $Nu = 2$ .

For the exchange of mass two formulas apply. According to the Fick's law:

$$\dot{m} \approx D_p \frac{P_s - P_{\text{par}}}{\delta} \quad (7)$$

and

$$\dot{m} = \beta_p (P_s - P_{\text{par}}) \quad (8)$$

where:  $\beta_p$  – mass exchange coefficient compared to the pressure gradient,  $D_p$  – diffusion coefficient compared to the pressure gradient.

$\beta_p$  coefficient can be expressed by a diffusion Nusselt's number for the mass exchange:

Symulacje przeprowadzono dla wybranego punktu w polu pracy silnika. Doboru dokonano dla optymalnych, z punktu widzenia ograniczenia straty wylotowej, parametrów procesu wymiany ładunku. Skoncentrowano się na uzyskaniu, pod koniec tego procesu, wzrostu ciśnienia przed zamknięciem okna wylotowego. Wiadomo bowiem, że zjawisko to utrudnia odpływ świeżego ładunku z cylindra. Możliwe jest również cofnięcie części świeżego ładunku z przewodu wylotowego do cylindra, co jeszcze bardziej polepsza napełnienie.

## 2. Odparowanie paliwa w przewodzie gazowym

Paliwo dostarczane jest do przewodu w pewnym czasie, po którym następuje przerwa aż do otwarcia otworu przewodu i przedmuchu spalin.

Zakłada się, że:

- prędkość obrotowa wału korbowego silnika jest stała i niezmienna w czasie i wynosi 2400 1/min,
- prędkości przepływu są bardzo małe,
- paliwo jest równomiernie rozłożone na ścianie przewodu gazowego i tworzy na niej film paliwowy o grubości  $g$ ,
- w zakresie elementarnego przedziału czasu gazy są doskonałe, a parametry fizyczne stałe,
- nie uwzględnia się wpływu par na parametry termofizyczne gazu, a gaz jest czystym powietrzem,
- ilość ciepła zużytego na odparowanie paliwa, ogrzanie par i samego paliwa nie wpływa na temperaturę i ciśnienie gazu,
- gradient koncentracji par paliwa i gradient temperatury pokrywają się i występują w warstwie powierzchniowej o grubości  $\delta$ .

Podstawą przeprowadzenia analizy jest wzór Stefana [3] (1),

gdzie:  $\dot{m}$  – strumień masy parującej kropli,  $D_c$  – współczynnik dyfuzji par w gazie odniesiony do gradientu koncentracji,  $P$  – ciśnienie ośrodk,  $T$  – temperatura ośrodk,  $R_p$  – stała gazowa par paliwa,  $P_p$  – ciśnienie cząstkowe par paliwa w bieżącej odległości od powierzchni cieczy,  $dP_p/dn$  – gradient ciśnienia cząstkowego par w kierunku normalnym do powierzchni.

Przy założeniu, że gradient koncentracji par występuje tylko w warstwie powierzchniowej o grubości  $\delta$ , otrzymamy warunki brzegowe:

$$\begin{aligned} \text{dla } n = 0 & \quad P_p = P_s \\ \text{dla } n = \delta & \quad P_p = P_{\text{par}} \end{aligned}$$

gdzie:  $P_s$  – ciśnienie cząstkowe pary nasyconej na powierzchni kropli,  $P_{\text{par}}$  – uśrednione ciśnienie cząstkowe pary poza strefą występowania gradientu koncentracji.

Można więc wzór Stefana zapisać w postaci (2).

Po scałkowaniu i przekształceniach (3) i (4) otrzymuje się (5).

Dla małych prędkości liczba Nusselta może być wyznaczona z zależności (6).

Jeżeli dla warunków panujących w przewodzie gazowym liczba Reynoldsa  $Re \rightarrow 0$ , to można przyjąć, że liczba Nusselta  $Nu = 2$ .

$$\text{Nu}_D = \frac{\beta_p l}{D_p} \quad (9)$$

where:  $l$  – characteristic dimension.

After simplification:

$$\frac{D_p}{\delta} = \beta_p \quad (10)$$

and conversion we obtain:

$$\delta \approx \frac{l}{\text{Nu}_D} \quad (11)$$

Because, according to the adopted assumptions, the temperature and vapor concentration gradients are the same, mass and heat exchange processes are similar, we can assume:

$$\text{Nu} \approx \text{Nu}_D$$

Hence, after considering the condition (6):

$$\delta = \frac{l}{2} \quad (12)$$

where the characteristic dimension  $l$  is equal to the thickness of the fuel film. After introducing this dependence into the converted Stephen's formula we obtain:

$$\dot{m} = \frac{D_c \cdot 2}{g} \cdot \frac{P}{R_p \cdot T} \cdot \ln \frac{P - P_s}{P - P_{\text{par}}} \quad (13)$$

where  $g$  – fuel film thickness.

Denoting the vaporization area by  $F$  and introducing increments instead of a differential, the amount of vaporized fuel in time  $\Delta\tau$  we can calculate from the formula:

$$\Delta m = \frac{2 \cdot D_c \cdot P \cdot F}{g \cdot R_p \cdot T} \Delta\tau \cdot \ln \frac{P - P_s}{P - P_{\text{par}}} \quad (14)$$

The volume of fuel in the gas conduit amounts to:

$$V_{\text{pal}} = \frac{B_o - \sum \Delta m}{\rho_{\text{pal}}} \quad (15)$$

where:  $B_o$  – fuel dose per cycle,  $\sum \Delta m$  – amount of fuel already vaporized,  $\rho_{\text{pal}}$  – fuel density.

Assuming that the cross section of the conduit is round and the fuel forms an even film on the walls we analyze fuel in the shape of a cylinder of length equal to the length of the conduit, external diameter equal to the internal diameter of the conduit and a variable internal diameter depending on how much fuel remains in the liquid and how much in the gaseous form.

Current film thickness amounts to:

$$g = r_{\text{prz}} - r_1 = r_{\text{prz}} - \sqrt{r_{\text{prz}}^2 - \frac{B_o - \sum \Delta m}{l_{\text{prz}} \pi \rho_{\text{pal}}}} \quad (16)$$

where:  $r_{\text{prz}}$  – radius of the gas conduit,  $l_{\text{prz}}$  – length of the gas conduit,  $r_1$  – radius of the cylinder that is formed by the gas in the conduit.

Dla wymiany masy obowiązują dwa równania. Zgodnie z prawem Ficka (7) oraz (8),

gdzie:  $\beta_p$  – współczynnik wymiany masy odniesiony do gradientu ciśnienia,  $D_p$  – współczynnik dyfuzji odniesiony do gradientu ciśnienia.

Współczynnik  $\beta_p$  może być wyrażony za pomocą dyfuzyjnej liczby Nusselta dla wymiany masy (9), gdzie:  $l$  – wymiar charakterystyczny.

Po uproszczeniu (10) i przekształceniu otrzymamy (11).

Ponieważ zgodnie z przyjętymi założeniami gradienty temperatury i koncentracji par paliwa pokrywają się, więc wobec podobieństwa procesów wymiany ciepła i masy można przyjąć:

$$\text{Nu} \approx \text{Nu}_D$$

Zatem po uwzględnieniu warunku (6) otrzymano (12), gdzie wymiar charakterystyczny  $l$  w naszym przypadku jest równy grubości filmu paliwowego. Po wstawieniu zależności do przekształconego wzoru Stefana otrzymujemy (13), gdzie  $g$  – grubość filmu paliwowego.

Oznaczając powierzchnię parowania przez  $F$  i wprowadzając przyrosty zamiast różniczek, ilość i paliwa odparowanego w określonym czasie  $\Delta\tau$  obliczamy ze wzoru (14).

Objętość paliwa występująca w przewodzie gazowym wynosi (15),

gdzie:  $B_o$  – dawka paliwa na cykl,  $\sum \Delta m$  – ilość paliwa już odparowana,  $\rho_{\text{pal}}$  – gęstość paliwa.

Przy założeniu, że przekrój przewodu jest okrągły i paliwo tworzy równomierny film na ściankach analizowane jest paliwo w kształcie walca o długości równej długości przewodu, średnicy zewnętrznej równej średnicy wewnętrznej przewodu gazowego i średnicy wewnętrznej zmiennej w zależności od tego, ile paliwa pozostaje w postaci ciekłej, a ile w postaci gazowej.

Bieżąca grubość filmu paliwowego wynosi (16), gdzie:  $r_{\text{prz}}$  – promień przewodu gazowego,  $l_{\text{prz}}$  – długość przewodu gazowego,  $r_1$  – promień walca, jaki tworzy gaz znajdujący się w przewodzie.

Powierzchnia styku paliwa z gazem wynosi (17).

Przedział czasu, w którym analizowany jest proces parowania określony jest przez sposób dawkowania paliwa. Doprowadzanie paliwa do przewodu gazowego trwa określony czas  $\Delta\tau_1$ , po którym następuje przerwa  $\Delta\tau_2$  aż do fazy przedmuchu spalin przez przewód gazowy. Stopień odparowania paliwa mierzony jest w czasie:

$$\Delta\tau = \Delta\tau_1 + \Delta\tau_2$$

Mając wszystkie wielkości i korzystając z przekształconego wzoru Stefana, można wyliczyć, która część paliwa dostarczonego do przewodu gazowego odparowała w określonym czasie  $\Delta\tau$ . W symulacji użyto programu CFD Phoenics i po wprowadzeniu danych uzyskano szereg wyników, przedstawionych kolejno w postaci wydruków. Poniższe rysunki i wykresy obrazują wyniki badań modelowych w tym zakresie. Dostarczanie paliwa zamodelowano do przewodu gazowego (zgodnie z wcześniejszymi założeniami)

The contact area of the fuel with gas is:

$$F = 2\pi r_1 l_{piz} = 2\pi l_{piz} \sqrt{r_{piz}^2 - \frac{Bo - \Sigma \Delta m}{l_{piz} \pi \rho_{pal}}} \quad (17)$$

The time range in which the vaporization process is analyzed is determined by the manner of fuel dosage. Delivering the fuel to the gas conduit takes a specified period of time  $\Delta\tau_1$ , after which a break occurs  $\Delta\tau_2$  until the phase of gas conduit scavenging. The extent of fuel vaporization is measured in time:

$$\Delta\tau = \Delta\tau_1 + \Delta\tau_2$$

Having all the quantities and using the converted Stephen's formula we can calculate what portion of fuel delivered to the gas conduit evaporated in a given time  $\Delta\tau$ . In the simulation the software program CFD Phoenics was used and after entering the data a series of results were obtained shown in the form of printouts. The images and graphs below show the results of the model tests in this respect. The fuel delivery was modeled (according to previous assumptions) in the phase when the flow of the medium seizes. A case was analyzed when the onset of the fuel dosage was set at 45 CA i.e. in the beginning of this phase. The fuel dose was released for 23.5 CA.

### 3. Fuel film distribution

The fuel film distribution inside the gas conduit 40 CA before TDC is shown in Fig. 2. It shows the projection view of the fuel film distribution in the axial plane of this conduit and the axis of the nozzle. Characteristic is the representation of the first phase of the fuel film formation on the lower wall of the gas conduit while the fuel dosage is executed from the upper wall of the conduit, hence symmetrically from the opposite side. Inside this projection there is an area of the greatest fuel film thickness. Its value decreases symmetrically, gradually in all directions on the internal surface of the conduit. The maximum diameter of this area in this phase of the process of fuel dosage and vaporization is the diameter of the gas conduit.

The fuel film distribution inside the conduit 31 CA before TDC, i.e. 9 CA later than in the previous case has been shown in Fig. 3. We can observe here an increase in the fuel film thickness by 15 times as compared to the previous case at similar distribution alongside the axis of the conduit. This increase is related to the still continuing process of fuel dosage.

After the fuel dosage ceases we can observe the fuel film decrease in the given area. This particular moment – 5.5 CA after fuel dosage to the conduit ceases – has been shown in Fig. 4. The maximum thickness of the fuel film decreased by 34% in comparison to the previous case.

The fuel film further decrease, after the fuel dosage ceases, is accompanied by the process of its circumferential penetration on the internal surface of the gas conduit in the fuel dosage zone. The onset of this phase has been shown in Fig. 5.

w fazie, gdy ustaje w nim przepływ czynnika. Rozpatrzono przypadek, gdy początek dawkowania paliwa ustalony był na 45°OWK przed GZP, a zatem na początku tej fazy. Dawka paliwa wyzwalana była przez 23,5°OWK.

### 3. Rozkład filmu paliwowego

Rozkład filmu paliwowego wewnątrz przewodu gazowego 40°OWK przed GZP pokazano na rys. 2. Przedstawia on rzut rozkładu filmu paliwowego w płaszczyźnie osi tego przewodu i osi otworu dawkowania paliwa. Charakterystyczne jest ukazanie pierwszej fazy tworzenia się filmu paliwowego, na dolnej ścianie przewodu gazowego, przy dawkowaniu od górnej ścianki przewodu, a zatem symetrycznie z przeciwnej strony. W środku tego rzutu znajduje się obszar o największej grubości filmu paliwowego. Jego wartość zmniejsza się symetrycznie, stopniowo we wszystkich kierunkach na powierzchni wewnętrznej przewodu gazowego. Maksymalna średnica obszaru w tej fazie procesu dawkowania i odparowania paliwa jest rzędu średnicy przewodu gazowego.

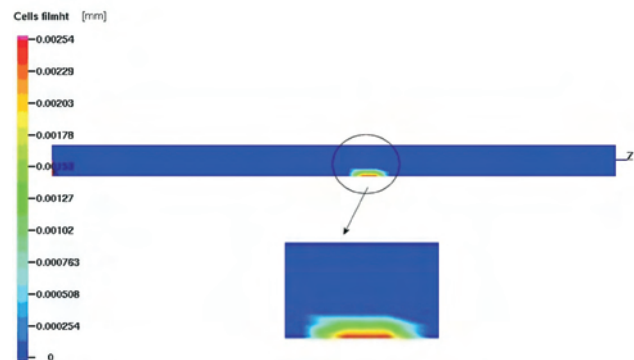


Fig. 2. Fuel film distribution inside the gas conduit 40 CA before TDC

Rys. 2. Rozkład filmu paliwowego wewnątrz przewodu gazowego 40°OWK przed GZP

Natomiast rozkład filmu paliwowego wewnątrz przewodu gazowego 31°OWK przed GZP, a zatem 9°OWK później niż w przypadku poprzednim przedstawiono na rys. 3. Można tutaj zaobserwować 15-krotne zwiększenie wartości grubości filmu paliwowego w stosunku do przypadku poprzedniego, przy podobnym jego rozkładzie wzdłuż osi przewodu. To zwiększenie wartości grubości filmu paliwowego związane jest z trwającym jeszcze dawkowaniem paliwa.

Po zakończeniu dawkowania można zaobserwować zjawisko zmniejszenia wartości grubości filmu paliwowego w podanym obszarze. Właśnie taki moment, 5,5°OWK po zaprzestaniu dostarczania paliwa do przewodu gazowego, pokazano na rys. 4. Maksymalna wartość grubości filmu paliwowego zmniejszyła się o 34% w stosunku do przypadku poprzedniego.

Zjawisku dalszego ubytku grubości filmu paliwowego, po zaprzestaniu dostarczania paliwa, towarzyszy proces jego obwodowej penetracji po wewnętrznej powierzchni przewodu gazowego w strefie dawkowania. Początek tej fazy przedstawiono na rys. 5.

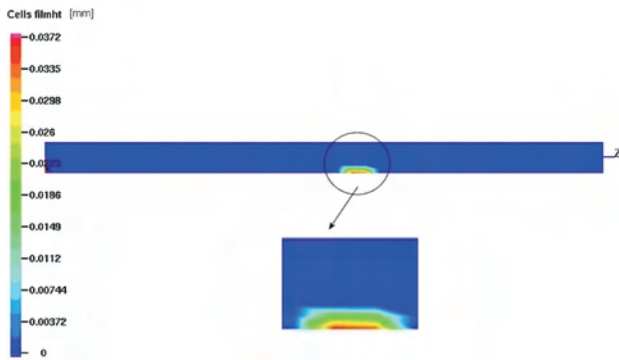


Fig. 3. Fuel film distribution inside the gas conduit 31 CA before TDC  
 Rys. 3. Rozkład filmu paliwowego wewnątrz przewodu gazowego 31°OWK przed GZP

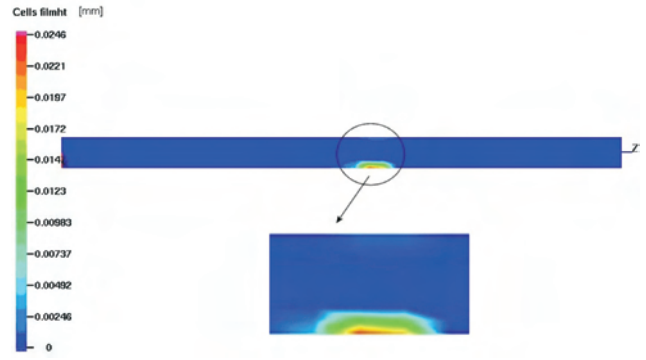


Fig. 4. Fuel film distribution inside the gas conduit 16 CA before TDC  
 Rys. 4. Rozkład filmu paliwowego wewnątrz przewodu gazowego 16°OWK przed GZP

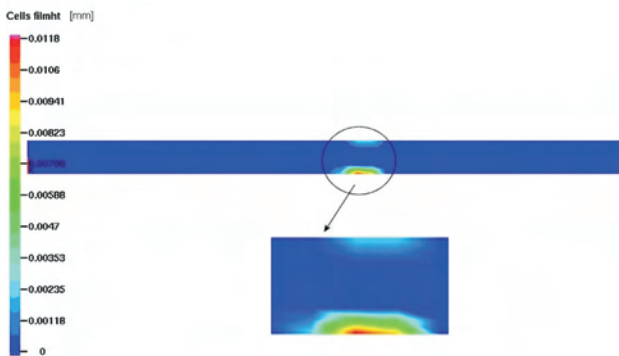


Fig. 5. Fuel film distribution inside the gas conduit 13 CA after TDC  
 Rys. 5. Rozkład filmu paliwowego wewnątrz przewodu gazowego 13°OWK po GZP

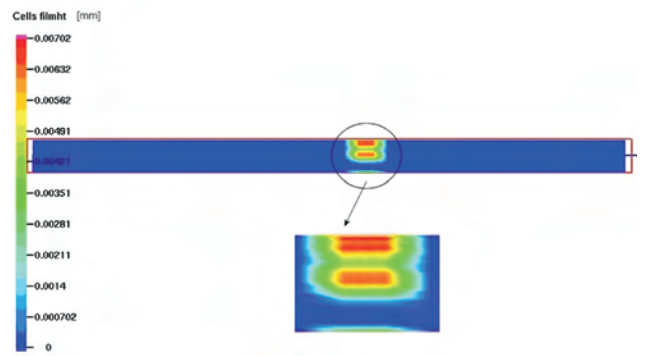


Fig. 6. Fuel film distribution inside the gas conduit 49 CA after TDC  
 Rys. 6. Rozkład filmu paliwowego wewnątrz przewodu gazowego 49°OWK po GZP

This phenomenon is clearly depicted by Fig. 6 showing the fuel film distribution inside the gas conduit 49 CA after TDC just before the onset of the injection phase. The greatest fuel film thickness occurs in the opposite area when the fuel dosage was in progress and the maximum thickness of the fuel film was 18% of the thickness shown in Fig. 3.

This can be clearer if we look at the cross section of the gas conduit in the fuel dosage zone.

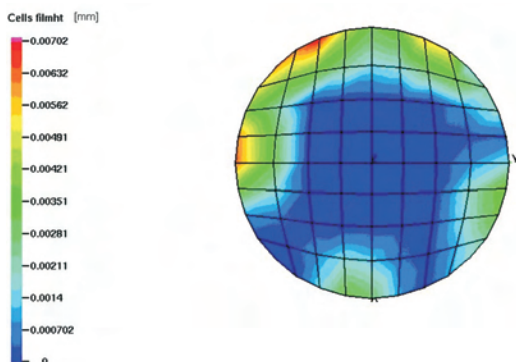


Fig. 7. Fuel film distribution inside the gas conduit 49 CA after TDC in the cross section perpendicular to the conduit axis  
 Rys. 7. Rozkład filmu paliwowego wewnątrz przewodu gazowego 49°OWK po GZP w przekroju prostopadłym do osi przewodu

Wyraźnie zjawisko to przedstawia rys. 6, ukazując rozkład filmu paliwowego wewnątrz przewodu gazowego 49° OWK po GZP tuż przed początkiem fazy wtrysku. Strefa o największej wartości grubości filmu paliwowego objęła obszar przeciwny w stosunku do obszaru, gdy dawkowane było paliwo, a wartość grubości maksymalnej filmu wyniosła 18% wartości zobrazowanej na rys. 3.

Czytelniej można przedstawić to, posługując się przekrojem poprzecznym przewodu gazowego w strefie dawkowania.

Właśnie tak zorientowany rozkład filmu paliwowego w strefie dawkowania ukazano na rys. 7. Wyraźnie można tutaj zaobserwować pola koncentracji paliwa, tuż przed początkiem fazy wtrysku do cylindra.

#### 4. Rozkład par paliwa

Kolejne symulacje dotyczyły rozkładu fazy gazowej dawki paliwa. Podobnie jak dla rozkładu filmu paliwowego, w początkowym okresie dawkowania paliwa zwiększona koncentracja jego par występuje na dolnej ścianie przewodu gazowego przy dawkowaniu z przeciwnej strony. Również wymiar liczony wzdłuż osi przewodu gazowego rzutu przestrzeni dawkowania, objętej parami paliwa, jest w tej fazie porównywalny z jego średnicą, co pokazuje rys. 8.

W strefie koncentracji filmu paliwowego można zaobserwować wstępne rozszerzenie przestrzeni objętej parami paliwa.

In such a way the presented fuel film distribution in the fuel dosage zone has been shown in Fig. 7. We can clearly see the field of fuel concentration just before the onset of the injection phase.

#### 4. Fuel vapor distribution

Further simulations considered the distribution of the gaseous phase of the fuel dose. Similarly to the fuel film distribution, in the initial phase of the fuel dosage an increased concentration of the vapor occurs in the lower wall of the gas conduit while the fuel is dosed from the opposite side. The size of the cross section of the fuel dosage area covered with fuel vapor calculated alongside the conduit axis is in this phase comparable with its diameter which is shown in Fig. 8.

In the fuel film concentration zone we can observe a preliminary extension of the volume covered with fuel vapor.

The distribution of mass share of fuel vapor inside the gas conduit, 31 CA before TDC, has been shown in Fig. 9. We can observe that supplying further portions of fuel expands the volume covered with fuel vapor, limited to the same volume as shown in Fig. 8.

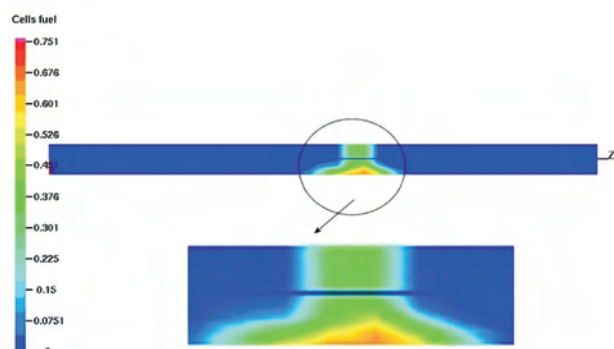


Fig. 9. Distribution of mass share of fuel vapor inside the gas conduit 31 CA before TDC

Rys. 9. Rozkład udziału masowego par paliwa wewnątrz przewodu gazowego 31°OWK przed GZP

After the fuel dosage seizes the volume covered with fuel vapor increases over three times as compared to the initial state. This moment, 5.5 CA after the fuel dosage seizes has been shown in Fig. 10.

The distribution of mass share of fuel vapor inside the gas conduit 13 CA after TDC has been shown in Fig. 11. The shift of the zone of increased concentration of fuel vapor to the area opposite to the initial state results from the process of circumferential penetration of the fuel film in the dosage area.

The distribution of the mass share of the fuel vapor inside the gas conduit 49 CA after TDC just before the onset of the injection phase has been shown in Fig. 12. The zone with the highest fuel concentration is located centrally but is not homogenous. This lack of homogeneity is related to the distribution of the fuel film thickness.

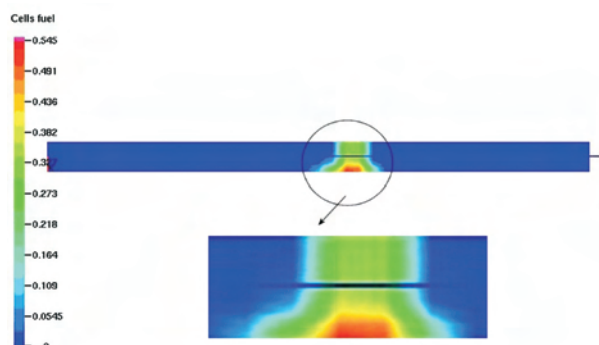


Fig. 8. Distribution of mass share of fuel vapor inside the gas conduit 40 CA before TDC

Rys. 8. Rozkład udziału masowego par paliwa wewnątrz przewodu gazowego 40°OWK przed GZP

Natomiast rozkład udziału masowego par paliwa wewnątrz przewodu gazowego, 31°OWK przed GZP, przedstawiono na rys. 9. Można zaobserwować, że dostarczanie kolejnych porcji paliwa intensyfikuje zjawisko rozszerzania przestrzeni objętej parami, ograniczone do tego samego obszaru, co pokazano na rys. 8.

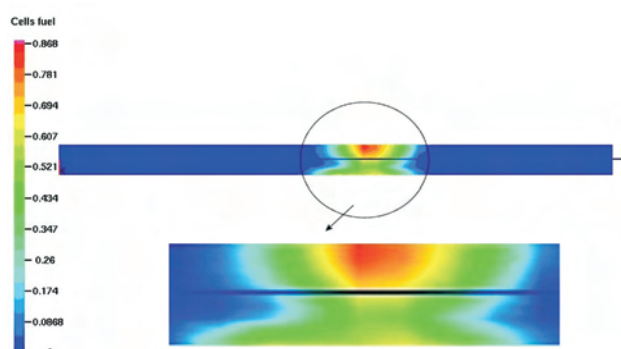


Fig. 10. Distribution of mass share of fuel vapor inside the gas conduit 16 CA before TDC

Rys. 10. Rozkład udziału masowego par paliwa wewnątrz przewodu gazowego 16°OWK przed GZP

Po zakończeniu dawkowania paliwa przestrzeń objęta parami paliwa zwiększyła swoją objętość ponad trzykrotnie w stosunku do stanu wyjściowego. Właśnie taki moment, 5,5°OWK po zaprzestaniu dostarczania paliwa do przewodu gazowego pokazano na rys. 10.

Z kolei rozkład udziału masowego par paliwa wewnątrz przewodu gazowego 13°OWK po GZP przedstawiono na rys. 11. Przemieszczenie strefy zwiększonej koncentracji par paliwa do obszaru przeciwnego w stosunku do stanu wyjściowego wynika z procesu obwodowej penetracji filmu paliwowego w przestrzeni dawkowania.

Rozkład udziału masowego par paliwa wewnątrz przewodu gazowego 49°OWK po GZP, tuż przed początkiem fazy wtrysku przedstawiono na rys. 12. Strefa o największej koncentracji par paliwa umiejscowiona jest centralnie, lecz ma niejednorodny charakter. Ta niejednorodność związana jest z uformowaniem rozkładu grubości filmu paliwowego.



Fig. 11. Distribution of mass share of fuel vapor inside the gas conduit 13 CA after TDC

Rys. 11. Rozkład udziału masowego par paliwa wewnątrz przewodu gazowego 13°OWK po GZP



Fig. 12. Distribution of mass share of fuel vapor inside the gas conduit 49 CA after TDC

Rys. 12. Rozkład udziału masowego par paliwa wewnątrz przewodu gazowego 49°OWK po GZP

## 5. Summary

Fuel dosage to the gas conduit is performed twice in a single crankshaft revolution approximately 45 CA before TDC and the dosage lasts for 23.5 CA. From the assumed geometrical parameters of the pneumatic fuel injection system results that the time of the liquid fuel presence in the gas conduit is very short – approximately 100 CA. Nevertheless the extent of the fuel vaporization for given values of pressure and temperature in the gas conduit is high. Hence, the fuel is supplied to the cylinder in a gaseous and liquid state. Yet, due to a bi-directional nature of the scavenging of the conduit and the symmetrical distribution of the mass share of the fuel vapor inside the conduit at the moment of pneumatic injection, the presented fuel delivery system enables an even filling of both cylinders with a fuel exhaust mixture.

The results of the above simulations are synthetically presented in the graphs below. Figure 13 shows the point (PW) 50 CA after TDC when the injection phase begins (exhaust scavenging). We can, thus, state that the fuel present in the dosage area just before the onset of the injection has vaporized in 65% of the fuel dose per cycle.

The change of mass of the vaporized fuel per cycle as a function in time has been shown in Fig. 14. Due to the injection timing, the time for the fuel vaporization is limited to 95 CA which corresponds to 0.0066 s. According to previous estimates after this time 0.0015 g of fuel is still left to vaporize which constitutes approximately 35% of the fuel dose per cycle.

The speed of fuel vaporization related to the total mass of the fuel dose inside the gas conduit as a function in time has been shown in Fig. 15. The maximum value of the said speed is reached after 0.0047 s from the beginning of the fuel dosage, thus in accordance with the injection timing – 0.0019 s before the onset of the injection.

The course of changes of the average temperature of the charge inside the gas conduit as a function of time has been shown in Fig. 16. The minimum average temperature of the charge in the gas conduit in the dosage area is reached right after the fuel dosage ceases. Then during vaporization of the previously formed fuel film it stabilizes at a minimum

## 5. Podsumowanie

Dawkowanie paliwa do przewodu gazowego odbywa się dwukrotnie na 1 obrót wału korbowego ok. 45°OWK przed GZP, a okres dawkowania wynosi 23,5°OWK. Z przyjętych parametrów geometrycznych podanego systemu wtrysku pneumatycznego wynika, że czas przebywania ciekłego paliwa w przewodzie gazowym jest bardzo krótki, gdyż wynosi tylko około 100°OWK. Mimo to stopień odparowania paliwa, dla określonych wartości ciśnienia i temperatury w przewodzie gazowym, jest wysoki. Jak z tego zatem wynika, paliwo dostarczane jest do cylindra w formie gazowej i ciekłej. Jednak ze względu na dwukierunkowy charakter przedmuchu przewodu gazowego i symetryczny rozkład udziału masowego par paliwa, wewnątrz tego przewodu w chwili wtrysku pneumatycznego, prezentowany system zasilania umożliwia równomierne napełnienie obydwu cylindrów mieszaniną spalinowo-paliwową.

Wyniki przytoczonych dotychczas symulacji w sposób syntetyczny przedstawiają poniższe wykresy. Na rysunku 13 zaznaczono punkt (PW) 50°OWK po GZP, od którego rozpoczyna się faza wtrysku (przedmuchu spalin). Można zatem stwierdzić, że paliwo znajdujące się w przestrzeni dawkowania tuż przed początkiem wtrysku zostało odparowane w 65% dawki paliwa na cykl.

Zmianę masy odparowanego paliwa na cykl jako funkcji czasu przedstawiono na rys. 14. Dla uwarunkowań czasowych wynikających z geometrii rozrządu układu wtryskowego czas na proces odparowania paliwa ograniczony jest do 95°OWK, co odpowiada 0,0066 s. Zgodnie z wcześniejszymi oszacowaniami, po tym czasie pozostało do odparowania 0,0015 g paliwa, co stanowi ok. 35% dawki paliwa na cykl.

Natomiast szybkość odparowania paliwa w stosunku do całkowitej masy dawki paliwa wewnątrz przewodu gazowego jako funkcji czasu przedstawiono na rys. 15. Maksymalna wartość tej szybkości osiągnięta jest po 0,0047 s od początku dawkowania paliwa, a zatem zgodnie z uwarunkowaniami czasowymi wynikającymi z geometrii rozrządu układu wtryskowego 0,0019 s przed początkiem wtrysku.

average level and during the circumferential penetration of this film, on the internal surface of the gas conduit it gradually increases.

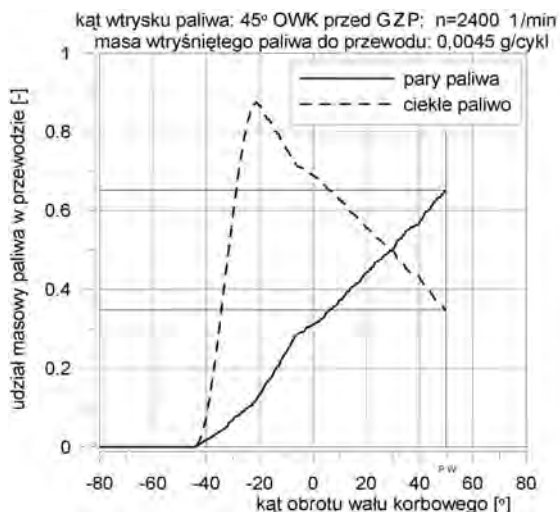


Fig. 13. Mass share of the vaporized fuel and mass share of the liquid fuel compared to the total mass of the fuel dose inside the gas conduit

Rys. 13. Udział masy odparowanego paliwa i udział masy ciekłego paliwa w stosunku do całkowitej masy dawki paliwa wewnątrz przewodu gazowego

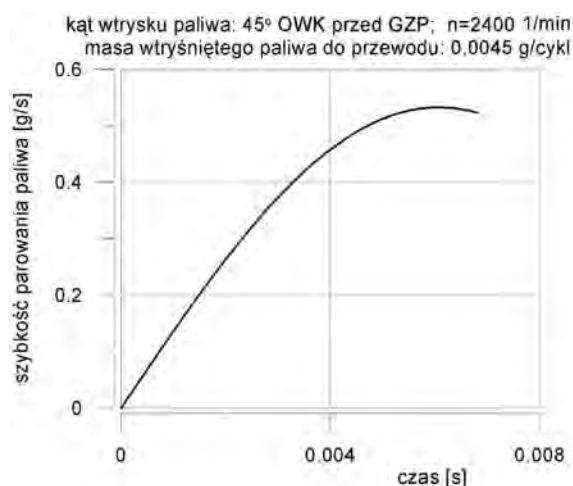


Fig. 15. The speed of fuel vaporization as opposed to the total fuel dose mass inside the gas conduit

Rys. 15. Szybkość odparowania paliwa w stosunku do całkowitej masy dawki paliwa wewnątrz przewodu gazowego

### 6. Conclusions

The value of the fuel dose in the presented pneumatic injection system depends mainly – for a given point of engine work – on the duration of the fuel dosage and the value of the backpressure in the gas conduit in the moment of dosage. The value of the pressure in the gas conduit depends on its length and diameter as well as the engine crankshaft revolution. During the calculations, the geometrical parameters of the gas conduit were constant, and due to the conduit’s short length the undulating impact (oddziaływanie falowe) of the conduit on the process of fuel vaporization was negligibly

Przebieg zmian średniej temperatury ładunku wewnątrz przewodu gazowego jako funkcji czasu przedstawiono na rys. 16. Minimalna średnia temperatura ładunku w przewodzie gazowym w przestrzeni dawkowania osiągnana jest bezpośrednio po zakończeniu dostarczania paliwa. Następnie w okresie parowania równowagowego utworzonego już

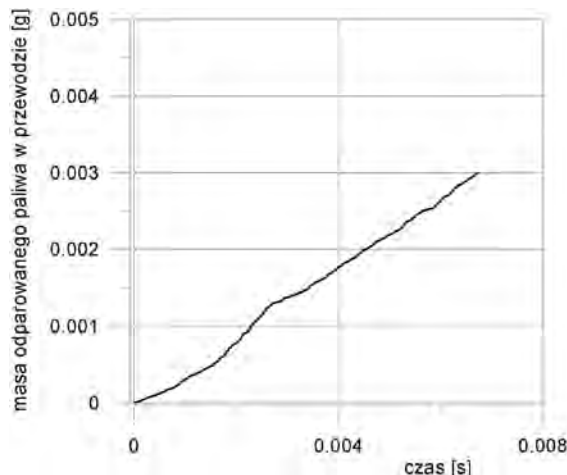


Fig. 14. The course of fuel vaporization inside the gas conduit

Rys. 14. Przebieg odparowania paliwa wewnątrz przewodu gazowego

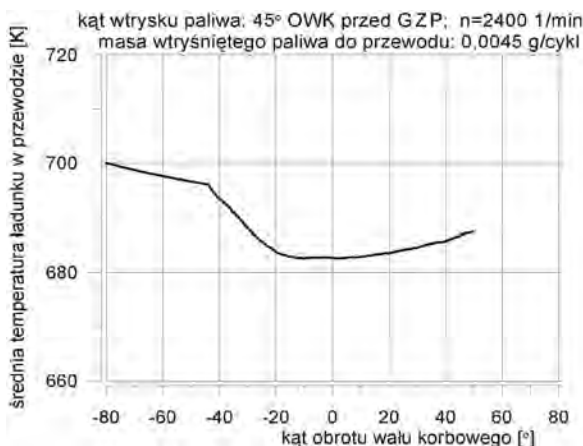


Fig. 16. The course of changes of average temperature of the charge inside the gas conduit

Rys. 16. Przebieg zmian średniej temperatury ładunku wewnątrz przewodu gazowego

filmu paliwowego stabilizuje się ona na minimalnym średnim poziomie, a w okresie obwodowej penetracji tego filmu, po wewnętrznej powierzchni przewodu gazowego w strefie dawkowania, stopniowo zwiększa swoją wartość.

### 6. Wnioski

Wartość dawki paliwa w prezentowanym systemie wtrysku pneumatycznego uzależniona jest, dla wybranego punktu w polu pracy silnika, głównie od czasu trwania okresu dawkowania i wartości przeciwcisnienia w przewodzie gazowym w chwili podawania paliwa. Wartość ciśnienia w przewodzie gazowym jest z kolei zależna od jego długości i średnicy oraz prędkości obrotowej wału korbowego silnika. W czasie obliczeń parametry geometryczne przewodu gazowego były

small. The research conducted at Krakow University of Technology shows that during the fuel dosage the said pressure has a constant value and does not greatly depend on the engine load. The results of the above presented simulations may turn out useful in constructional validation of the engine model under consideration. We can formulate the following conclusions and remarks:

1. The fuel film distribution inside the gas conduit is not stable.
2. In the initial phase, during and after the dosage, the distribution of the liquid phase of the fuel dose stabilizes on the surface of the gas conduit opposite the injector nozzle.
3. Then, until the moment of pneumatic injection it gradually penetrates (in circles) the fuel dosage area which is advantageous for the injection into the cylinder.
4. Fuel dosage into the gas conduit should initiate in the beginning of the phase when the exhaust flow in the conduit fades.
5. It has been shown that the course of the vaporization process has impact on the unevenness of the distribution of the gaseous phase of the fuel dose inside the gas conduit.
6. Due to a symmetrical distribution of the mass share of the fuel vapor, inside the conduit at the moment of pneumatic injection, the presented fuel supply system enables an even filling of both cylinders with the fuel exhaust mixture.

### Abbreviations and nomenclature/Wykaz skrótów i oznaczeń

- d – diameter of the conduit/średnica przewodu [m]  
 r – density/gęstość [kg/m<sup>3</sup>]  
 m – mass/masa [kg]  
 $\dot{m}$  – unitary intensity of the medium flow/jednostkowe natężenie (zagęszczenie) przepływu czynnika [kg/(m<sup>2</sup>·s)]  
 g – layer thickness/grubość warstwy [m]  
 n – engine speed/prędkość obrotowa silnika [rpm/1/min]  
 p – absolute pressure/ciśnienie absolutne (bezwzględne) [Pa]  
 r – radius/promień [m]  
 t,  $\tau$  – time/czas [s]  
 w – speed/prędkość [m/s]  
 Bo – fuel dose/dawka paliwa [kg]  
 D – gas medium diffusion coefficient/współczynnik dyfuzji czynnika gazowego [m<sup>2</sup>/s]  
 F – face area at a given point of the conduit/pole przekroju w danym miejscu przewodu [m<sup>2</sup>]  
 BDC – bottom dead center/dolny zwrotny punkt ruchu tłoka  
 TDC – top dead center/górny zwrotny punkt ruchu tłoka  
 (Nu) – Nusselt's number/liczba Nusselta [–]  
 CA – crank angle/obrót wału korbowego  
 PW – start of injection/początek wtrysku  
 R – individual gas constant/indywidualna stała gazowa [J/(kg·K)]  
 (Re) – Reynolds' number/liczba Reynoldsa  
 $\beta_p$  – mass exchange coefficient related to the pressure gradient/współczynnik wymiany masy odniesiony do gradientu ciśnień [s/m]  
 $\delta$  – layer thickness/grubość warstwy [m]

Mr Wojciech Marek, PhD, MEng – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Cracow University of Technology.

Dr inż. Wojciech Marek – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.



stałe, a z uwagi na małą jego długość, oddziaływanie falowe przewodu na proces odparowania paliwa pomijalnie małe. Z przeprowadzonych na Politechnice Krakowskiej badań wynika, że w okresie dawkowania paliwa ciśnienie to ma stałą wartość i w niewielkim stopniu zależy od obciążenia silnika. Wyniki przytoczonych wyżej symulacji mogą być przydatne do weryfikacji konstrukcyjnej, będącego przedmiotem badań, modelu funkcjonalnego silnika. Można zatem sformułować następujące wnioski i uwagi:

1. Rozkład filmu paliwowego wewnątrz przewodu gazowego nie jest stabilny.
2. W początkowym okresie, w trakcie i po ustaniu dawkowania, rozkład fazy ciekłej dawki paliwa stabilizuje się na powierzchni przewodu gazowego przeciwległej do wylotu wtryskiwacza paliwa.
3. Następnie, aż do chwili wtrysku pneumatycznego, stopniowo penetruje „pierzścieniowo” przestrzeń dawkowania paliwa, co wpływa korzystnie na proces wtrysku do cylindra.
4. Dawkowanie paliwa do przewodu gazowego powinno być dokonywane na początku fazy zaniku przepływu spalin w tym przewodzie.
5. Ujawniono, że przebieg procesu odparowania wpływa na nierównomierność rozkładu fazy gazowej dawki paliwa wewnątrz przewodu gazowego.
6. Jednak ze względu na symetryczny rozkład udziału masyowego par paliwa, wewnątrz tego przewodu w chwili wtrysku pneumatycznego, prezentowany system zasilania umożliwia równomierne napełnienie obydwu cylindrów mieszaniną spalinowo-paliwową.

Artykuł recenzowany.

### Bibliography/Literatura

- [1] Archer M., Bell G.: Advanced Electronic Fuel Injection Systems – An Emissions Solution for both Synerject Systems Integration, Balcatta, Australia, SAE Paper 2001-01-0010.
- [2] Bonnier G., Duret P.: IAPAC compressed air assisted fuel injection for high efficiency low emissions marine outboard two-stroke engines, SAE Paper 911849.
- [3] Kowalewicz A.: Tworzenie mieszanek i spalanie w silnikach o zapłonie iskrowym. WKiŁ. Warszawa 1984.
- [4] Kowalewicz A.: Wybrane zagadnienia samochodowych silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Radomskiej. Radom 2002.
- [5] Marek W., Mitianiec W.: Reduction of exhaust gas emission in a two-stroke engine with pneumatic fuel injection, SAE 2002-01-2168, Automotive Transport Technology Congress 2002.
- [6] Merkiś J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 1998.
- [7] Postrzednik S., Żmudka Z.: Termodynamiczne oraz ekologiczne uwarunkowania eksploatacji tłokowych silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Gliwice 2007.
- [8] Stanton D.W., Lippert A.M., Reitz R.D., Rutland C.J.: Influence of spray-wall interaction and fuel films on cold starting in direct injection diesel engines, SAE Paper 982584.
- [9] Stanton D.W., Rutland C.J.: Multi-dimensional modeling of fuel films in direct injection diesel engines, ASME Fall Technical Conference Madison 1997.

## The selection of calibration parameters of a 1.3 Multijet engine management system in the aspect of engine performance and exhaust gas composition

The objective of passenger car engine tests performed on engine dynamometers, apart from the aspects of operation and durability, is the development in the range of suitable selection of parameters controlling the engine operation. The final selection of these parameters and their verification take place in the course of the tests accomplished with the use of engine dynamometers.

The paper presents and discusses the effects of selected calibrations of 1.3 Multijet engine management system on the parameters of its operation and the composition of the exhaust gases. The accomplishment of that subject-matter resolved itself into testing work on an engine dynamometer to verify selected calibrations of the engine management system, developed on the basis of the experience of the authors acquired during their research performed earlier.

Bearing in mind that the engine as the object of the testing serves as a power unit in a passenger car, it was assumed that the selection of the operational points of the engine, for which the tests should be performed on an engine dynamometer, should result from the mapping of the engine operation in the area of selected, characteristic phases of the driving test on a chassis dynamometer.

The presented test results, exhaust gas composition and smokiness, as well as the overall efficiency for individual calibrations of the management system were put together in a form of bar graphs.

Keywords: diesel engine, Multijet, exhaust emissions

### Dobór kalibracji sterowania silnika 1.3 Multijet w aspekcie jego osiągnięć i składu spalin

Celem badań silników spalinowych służących do napędu samochodów osobowych prowadzonych na hamowniach silnikowych, poza aspektami trwałościowymi i eksploatacyjnymi, jest przeprowadzenie wstępnego doboru parametrów sterujących pracą tych silników. Ostateczny dobór tych parametrów i ich weryfikacja następuje w badaniach realizowanych na hamowniach podwoziowych.

W artykule przedstawiono i omówiono ocenę wybranych regulacji (kalibracji) silnika 1.3 Multijet i ich wpływ na parametry jego pracy i skład spalin. Skoncentrowano się na badaniach prowadzonych na hamowni silnikowej dla wybranych kalibracji sterowania silnika, opracowanych w oparciu o doświadczenia autorów wynikające z wcześniej realizowanych badań.

Ponieważ silnik będący obiektem badań służy do napędu samochodów osobowych, wybór punktów pracy silnika, w których realizowano badania na hamowni silnikowej, wynikał z odwzorowania pracy silnika w ramach wybranych charakterystycznych faz testu jezdny na hamowni podwoziowej.

Wyniki badań dotyczące emisji związków toksycznych i zadyminienia oraz sprawności ogólnej silnika dla poszczególnych kalibracji sterowania zestawiono na wykresach słupkowych.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, Multijet, emisja związków szkodliwych

## 1. Introduction

Contemporary management systems of Diesel engines, offering the implementation of the multijet concept, more and more often split the injected dose into three to five separate doses which are called: pilot-, pre-, main-, after- and post-injection. The Pilot-injection, about 0.7 millisecond before the main injection, ensures a time period needed to correct the intermixing of the fuel with air. The pre-injection phase shortens the time of ignition lag of the main-injection dose in order to reduce the formation of nitrogen oxides ( $\text{NO}_x$ ), increased loudness and vibration. The after-injection which occurs a fraction of millisecond after the main-injection, has got the afterburning effect on all the residues of particulate matter. The post-injection supports maintaining of the temperature of the exhaust gases in order to assure higher efficiency of the exhaust gas aftertreatment – diesel particulate

## 1. Wprowadzenie

Współczesne systemy sterowania silników o zapłonie samoczynnym, pracujące według koncepcji multijet, coraz częściej umożliwiają dokonanie podziału dawki wtrysku na trzy, a nawet na pięć oddzielnych dawek określanych nazwami: pilot-, pre-, main-, after- i pos injection. Pilot injection (wtrysk pilotowy), o ok. 0,7 milisekundy wyprzedzający wtrysk główny, zapewnia czas potrzebny do prawidłowego wymieszania paliwa z powietrzem. Preinjection skraca czas opóźnienia zapłonu wtrysku głównego (maininjection), aby zmniejszyć generowanie tlenków azotu ( $\text{NO}_x$ ), głośności i wibracji. Afterinjection, występujący w ułamku milisekundy po wtrysku głównym, ma za zadanie umożliwić dopalanie pozostałych cząstek stałych. Postinjection wspomaga utrzymanie odpowiednio wysokiej temperatury spalin w celu zapewnienia większej skuteczności działania syste-

filter (DPF). The parameters that control the size and time of the five injection doses mentioned above are fixed by the calibrations of the ECU controller in the course of scientific calculations and experiments performed initially on the engine dynamometer and then on the chassis dynamometer and finally in road tests. The knowledge of these parameters gives a possibility of an unlimited control of the combustion process and the possibility of optimization of the dynamic and fuel-efficiency performance of the engine, maintaining the lowest possible level of exhaust emissions.

The paper presents and discusses the issue of validation of the selected calibrations of the 1.3 Multijet engine, having effect on its operational parameters and the composition of exhaust emissions. The accomplishment of that subject-matter resolved itself into tests on an engine dynamometer for selected calibrations of the engine management system, developed on the basis of the experience of the authors acquired during their research performed earlier, discussed in [1, 2] concerning a wide range of parameters of the fuel dose such as split of the total dose into partial doses, size of the individual partial doses and crankshaft angles of their occurrence.

## 2. Object of the tests and test bed

The tests were carried out on four cylinder, self ignition, direct injection engine having four valves per cylinder and a DOHC timing system, turbocharged and fitted with an electronically controlled Common Rail injection with a multijet system. The main parameters of the engine are shown in Table 1 below. A general view of the engine fitted on the engine test bed is shown in Fig 1.

Engine management system enables the control of:

- size of the fuel dose and its split into partial doses,
- ignition advance angle,
- fuel pressure in the fuel rail,
- recirculation stage,
- idling speed,
- maximum engine speed,
- glow plugs operation.

The tests were performed in „BOSMAL” Automotive Research and Development Center, on an engine test bed adapted to perform engine durability tests. Due to the specificity of the test and the number of the measured parameters, the test bed and the object of the tests needed to be properly prepared prior to the tests.

## 3. Results of the tests

The objective of the performed analyses and research work was to assess the correctness of the selection of individual ECU calibration parameters with respect to:

- the possibility of improvement of the engine performance,
- a reduction of toxic components in the exhaust gases nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>) in particular,
- a reduction of exhaust gas smokiness and limitation of particulate matter content.

mu oczyszczania spalin, którym jest filtr cząstek stałych DPF. Parametry sterujące wielkościami dawek i czasami pięciu wymienionych wtrysków są ustalone kalibracjami sterownika (ECU) w drodze obliczeń naukowych i badań doświadczalnych najpierw na hamowni silnikowej, następnie na hamowni podwoziowej, a ostatecznie w badaniach trakcyjnych. Dostęp do tych parametrów daje możliwość swobodnego kształtowania procesu spalania, a tym samym możliwość optymalizowania osiągow dynamicznych i ekonomicznych silnika przy zachowaniu najniższej emisji niepożądanych składników spalin.

W artykule przedstawiono ocenę wybranych regulacji (kalibracji) silnika 1.3 Multijet i ich wpływ na parametry jego pracy i skład spalin. Wykonano badania na hamowni silnikowej dla wybranych kalibracji sterowania silnika opracowanych w oparciu o doświadczenia autorów wynikające z wcześniej realizowanych badań, które były przedmiotem publikacji [1, 2], a dotyczyły szerokiego aspektu odpowiedniego doboru parametrów kształtujących dawkę paliwa, takich jak: podział całej dawki paliwa na dawki składowe, wielkość poszczególnych składowych oraz kąty ich występowania.

## 2. Obiekt badań i stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na czterocyndrowym silniku o zapłonie samoczynnym, z bezpośrednim wtryskiem paliwa, o czterech zaworach na cylinder napędzanych dwoma wałkami rozrządu (DOHC), doładowanym zespołem turbosprężarkowym i wyposażonym w elektronicznie sterowany układ wtryskowy common rail z systemem multijet. Podstawowe parametry silnika przedstawiono w tab. 1. Na rysunku 1 przedstawiono silnik na hamowni.

System zarządzający pracą silnika umożliwia sterowanie:

- wartością dawki paliwa i jej podziałem,
- kątem wyprzedzenia wtrysku,
- ciśnieniem paliwa w szynie paliwowej,
- stopniem recyrkulacji,
- prędkością biegu jałowego,
- maksymalną prędkością silnika,
- pracą świec żarowych.

Table 1. Technical data of the engine

Tabela 1. Dane techniczne silnika

Engine type/Typ silnika	SI, turbocharged, intercooled, EGR/zapłon samoczynny, doładowany zespołem turbosprężarkowym, z chłodzeniem powietrza doładowującego, z recyrkulacją spalin
Design/number of cylinders/Budowa/liczba cylindrów	in-line/4 /rzędowy/4
Timing/valves per cylinder/Rozrząd/zawory na cylinder	DOHC/4
Swept volume [dm <sup>3</sup> ]/Pojemność skokowa	1.3
Compression ratio/Stopień sprężania	18.4
Max output power [kW]/Moc maksymalna	50 at 4000 rpm
Max torque [N·m]/Moment obrotowy maksymalny	180 at 1750 rpm

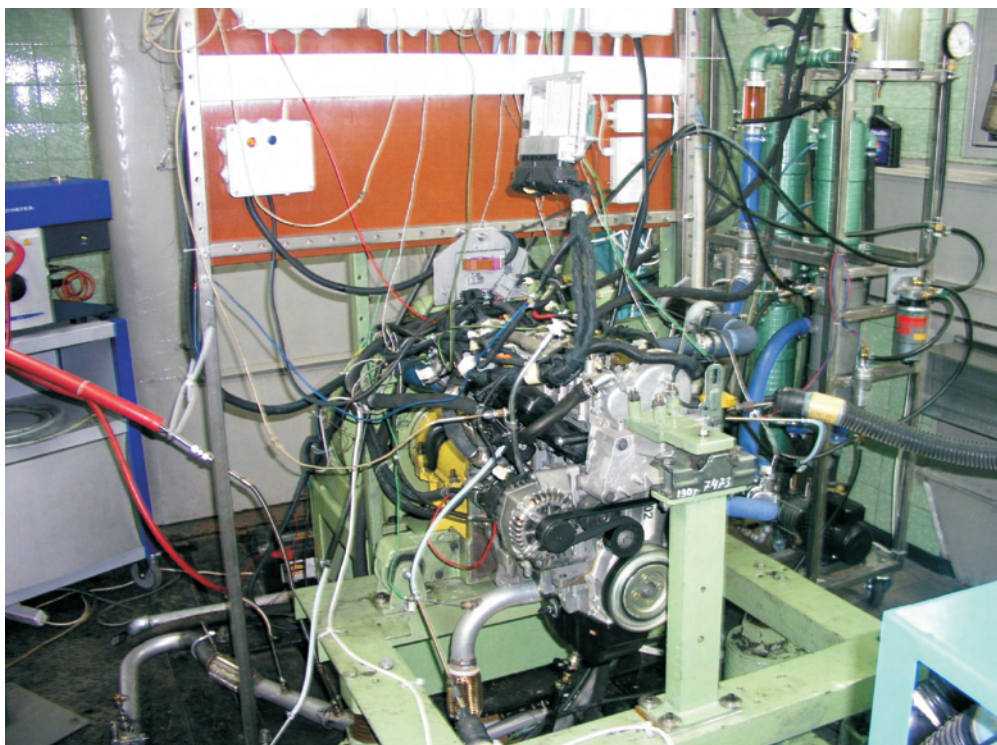


Fig. 1. General view of the engine on engine dynamometer

Rys. 1. Silnik na stanowisku hamownianym

To accomplish the above assumptions, points of engine operation (Tab. 2) were selected characteristic of the ECE driving cycle [1]. These points represent the highest share of constant engine load during the test, resulting from driving at constant speed during a long period of time.

The tests were performed on an engine dynamometer according to a specially developed plan, based on the results of the research work accomplished by the authors earlier, and concerned:

- the measurement for standard adjustment of the engine (reference point),
- the measurement for calibrations connected with the advancement of the ignition angle,
- the measurement for calibrations connected with the reduction of the value of the ignition angle,
- the measurement for calibrations connected with the adjustment of the advance angle of pre- and main- doses.

The tests were performed for a variety of calibrations of the course of the fuel dose according to the assumptions presented above.

Below the results of the tests for the Points 2 and 3 according to Table 2 are shown and discussed. The differences in the con-

Table 2. Selected points of engine operation

Tabela 2. Wytypowane punkty pracy silnika

No./Lp.	Engine speed [rpm]/ Prędkość obrotowa n [obr/min]	Torque [N·m]/ Moment obrotowy $M_o$	Driving speed in ECE test [km/h]/gear/Prędkość jazdy w teście ECE [km]/bieg
1	1590	10	50/IV
2	1730	11	70/V
3	2500	34	100/V

Badania przeprowadzono na stanowisku hamownianym przystosowanym do badań trwałościowych silników w Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Samochodów Małolitrażowych „BOSMAL”.

### 3. Wyniki badań

Celem analiz i prac badawczych była ocena prawidłowości doboru poszczególnych kalibracji w sterowniku ECU silnika pod kątem:

- możliwości poprawy osiągow silnika,
- zmniejszenia zawartości składników toksycznych spalin, ze szczególnym uwzględnieniem zawartości tlenków azotu  $NO_x$ ,
- zmniejszenia zadymienia spalin i ograniczenia zawartości cząstek stałych.

W celu realizacji powyższych założeń wytypowano punkty pracy silnika (tab. 2) charakterystyczne dla testu jezdny ECE [1]. Reprezentują one największy udział stałych obciążen silnika w teście, wynikający z jazdy samochodu ze stałą prędkością w długim okresie.

Badania zrealizowane były na hamowni silnikowej wg specjalnie opracowanego klucza, bazującego na wynikach wcześniej zrealizowanych prac badawczych autorów i dotyczyły pomiarów dla:

- standardowej regulacji silnika (punkt odniesienia),
- kalibracji związanych ze zwiększeniem kąta wyprzedzenia wtrysku,
- kalibracji związanych ze zmniejszeniem kąta wyprzedzenia wtrysku,
- kalibracji związanych z regulacją kąta wyprzedzenia dawek pilot, pre i main.

Badania zrealizowano dla wielu różnych kalibracji przebiegu dawki paliwa według powyższych założeń.

Poniżej przedstawiono i omówiono wyniki badań dla punktów 2 i 3 tab. 2. Różnice w sterowaniu silnika występujące dla poszczególnych kalibracji przedstawiono w tab. 3 i 4.

Kalibracje oznaczone numerem 1 dotyczyły standardowej regulacji silnika, kalibracje oznaczone numerami 1÷5 dla prędkości obrotowej 1750 obr/min oraz 1÷7 dla prędkości obrotowej 2500 obr/min dotyczyły regulacji polegającej na przyspieszaniu kąta wyprzedzenia wtrysku o podaną wartość dla znaku „+” lub opóźnianiu kąta wyprzedzenia wtrysku o podaną wartość dla znaku „-”. Pozostałe kalibracje dotyczyły modyfikacji poszczególnych składowych

Table 3. Calibrations of engine control for  $n = 1750$  rpm and  $M_o = 11$  N·m

Tabela 3. Kalibracje sterowania silnikiem dla  $n = 1750$  obr/min i  $M_o = 11$  N·m

Number of calibration/Numer kalibracji	Differences in control for individual calibrations/Różnice w sterowaniu dla poszczególnych kalibracji
1	standard adjustment/regulacja standardowa
2	Pilot, Pre, Main +2
3	Pilot, Pre, Main +4
4	Pilot, Pre, Main +3
5	Pilot, Pre, Main -2
6	Pilot +4, Pre +2, Main +2
7	Pilot -2, Pre -1, Main -1
8	Pilot -1, Pre -1, Main -1
9	Pilot +2, Pre +0, Main +0
10	Pilot +2, Pre +1, Main +0
11	Pilot +1, Pre +0, Main -1

Table 4. Calibrations of engine control for  $n = 2500$  rpm and  $M_o = 34$  N·m

Tabela 4. Kalibracje sterowania silnika dla  $n = 2500$  obr/min i  $M_o = 34$  N·m

Number of calibration/Numer kalibracji	Differences in control for individual calibrations/Różnice w sterowaniu dla poszczególnych kalibracji
1	standard adjustment/regulacja standardowa
2	Pre, Main -2
3	Pre, Main -3
4	Pre, Main -4
5	Pre, Main -5
6	Pre, Main -6
7	Pre, Main +2
8	Pre -5, Main -4
9	Pre -5, Main -6
10	Pre -5, Main -3

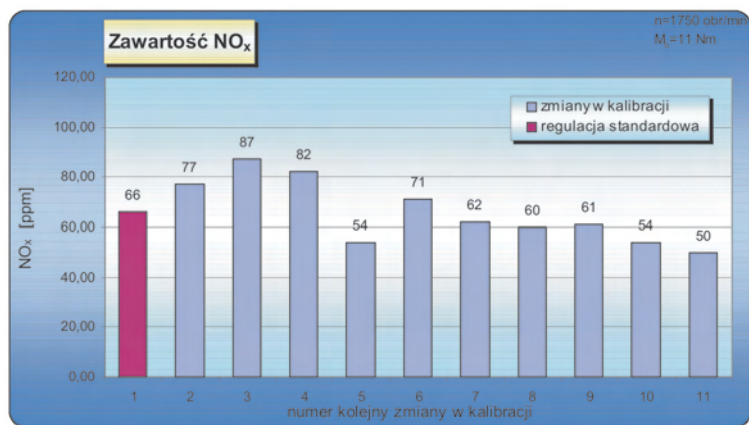


Fig. 2. Content of nitrogen oxides ( $NO_x$ ) in the exhaust gases in the function of the calibration of the injection advance angle for the engine speed of  $n = 1750$  rpm and engine torque of  $M_o = 11$  N·m

Rys. 2. Zawartość tlenku azotu  $NO_x$  w spalinach w funkcji kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej  $n = 1750$  obr/min i momentu obrotowego  $M_o = 11$  N·m

control of the engine occurring in the case of individual calibrations are shown in Tables 3 and 4.

Calibrations marked as 1 concerned standard adjustment of the engine, calibrations marked as 1 through 5, for the engine speed of 1750 rpm; and 1 through 7, for the engine speed of 2500 rpm, concerned adjustments consisting in the advancement of the injection angle with the value specified as „+”, or reduction of the value of the injection advance angle with the value specified as „-”. Other calibrations concerned a modification of individual components of the fuel dose with specified values, taking the rule that „+” denotes the advancement and „-” denotes the reduction.

In all the graphs presented below, the point marked in claret denotes an operational point without calibration, having standard adjustment, used as a reference level.

dawki paliwa o podane wartości przy zachowaniu zasady: znak „+” przyspieszenie, znak „-” opóźnianie.

Na prezentowanych dalej wykresach (rys. 2–11) kolorem bordowym zaznaczono jako poziom odniesienia punkt pracy bez kalibracji, dla standardowej regulacji.

Rysunki 2–6 przedstawiają wykresy słupkowe zależności zawartości składników toksycznych i zadymienia oraz sprawności ogólnej silnika w funkcji zmian kalibracyjnych regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej 1750 obr/min i momentu obrotowego 11 N·m.

Zgodnie z tabelą 3 kalibracja o numerze 1 dotyczy standardowej regulacji, kalibracje od 2 do 4 związane są ze wzrostem kąta wyprzedzenia wtrysku, kalibracja 5 związana jest ze zmniejsza-

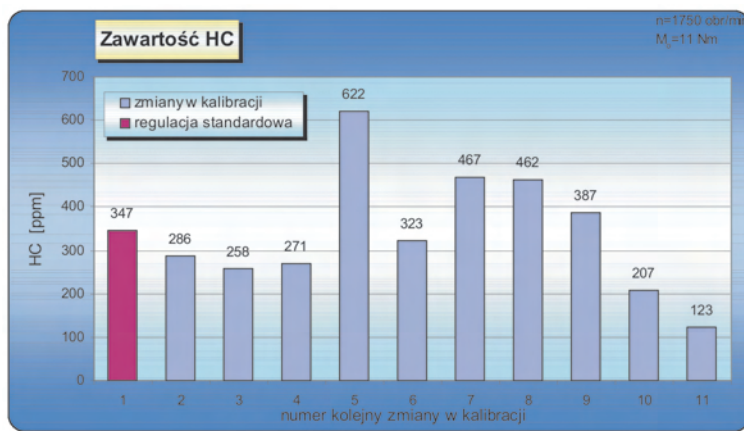


Fig. 3. Content of hydrocarbons (HC) in the exhaust gases in the function of the calibration of the injection advance angle for the engine speed of  $n = 1750$  rpm and torque of  $M_o = 11$  N·m

Rys. 3. Zawartość węglowodorów HC w spalinach w funkcji kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej  $n = 1750$  obr/min i momentu obrotowego  $M_o = 11$  N·m

Figs. 2÷6 show the bar graphs illustrating the dependency of toxic emissions constituents, smokiness and overall efficiency of the engine in the function of calibration changes of the injection advance angle for the engine speed of 1750 rpm and engine torque of 11 N·m. According to Table 3, the calibration marked as 1 concerns standard adjustment of the engine, calibrations marked as 2 through 4 are connected with the growth of the injection advance angle, calibration 5 is connected with the reduction of the injection advance angle, whereas calibrations marked as 6 through 11 concern adjustments of the injection advance angle for the pre- and main- doses.

Fig. 2 illustrates the content of nitrogen oxides in the exhaust gases in the function of individual calibrations of the injection advance angle. The level of nitrogen oxides content is distinctly influenced by the performed adjustments: the growth of the  $\text{NO}_x$  content occurs along with the growth of the injection advance angle (calibrations 1 through 4), and the drop along with the reduced injection

niem kąta wyprzedzenia wtrysku, kalibracje 6–11 dotyczą regulacji kąta wyprzedzenia dawek pre i main.

Rysunek 2 przedstawia zawartość tlenków azotu w spalinach w funkcji poszczególnych kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku. Na poziom zawartości tlenków azotu wyraźnie wpływają dokonane regulacje: wzrost zawartości  $\text{NO}_x$  występuje dla zwiększania kąta wyprzedzenia wtrysku (kalibracje 1 do 4) i spadek dla opóźnionego kąta wyprzedzenia wtrysku (kalibracja 5). Kalibracje 7 do 11 pozytywnie wpływają na zmniejszenie zawartości tlenków azotu w spalinach, szczególnie w przypadku wydłużenia całkowitego kąta wtrysku paliwa (kalibracje 10 i 11).

Z kolei rysunek 3 przedstawia zawartość węglowodorów w spalinach w funkcji poszczególnych kalibracji. Zwiększenie kąta wyprzedzenia wtrysku (kalibracje 2 do 3 oraz 6) wpływa pozytywnie na zawartość węglowodorów, powodując ich zmniejszenie. Wyraźny wzrost poziomu węglowodorów występuje w przypadku opóźnienia kąta wyprzedzenia wtrysku (kalibracje 5, 7 oraz 8). Najkorzystniejszy wpływ na zawartość węglowodorów w spalinach mają regulacje polegające na niewielkim wyprzedzeniu wtrysku i zarazem jego wydłużeniu (kalibracje 10 i 11).

Charakter zmian zawartości tlenku węgla w spalinach (rys. 4) jest taki sam jak zmian zawartości węglowodorów, co omówiono wyżej.

W zakresie kalibracji 1 do 6 charakter zmian zadymienia spalin (rys. 5) jest zbliżony do zmian zawartości tlenków azotu w spalinach. Jednakże w przypadku zadymienia kalibracje 10 i 11 są najmniej korzystne, poziom zadymienia spalin jest wyższy w stosunku do regulacji standardowej nawet dwukrotnie (kalibracja 10). Najkorzystniejsze z punktu widzenia zadymienia spalin są regulacje związane z opóźnieniem kąta wyprzedzenia wtrysku i jednoczesnym skróceniem całkowitego kąta wtrysku (kalibracje 5, 7 i 8).

Na rysunku 6 przedstawiono wpływ zmian kalibracyjnych na sprawność ogólną silnika.

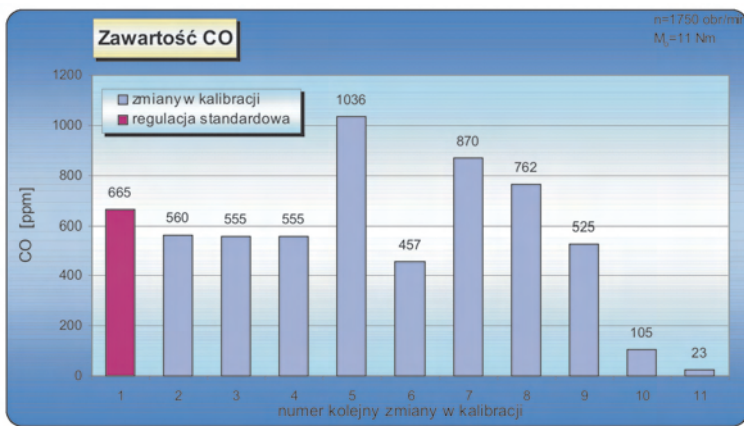


Fig. 4. Content of carbon monoxide (CO) in the exhaust gases in the function of the calibration of the injection advance angle for the engine speed of  $n = 1750$  rpm and torque of  $M_o = 11$  N·m

Rys. 4. Zawartość tlenku węgla CO w spalinach w funkcji kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej  $n=1750$  obr/min i momentu obrotowego  $M_o = 11$  N·m

advance angle (calibration 5). Calibrations marked as 7 through 11 positively impact the reduction of nitrogen oxides in the exhaust gases, especially in the case of the extension of the total angle of injection advance (calibrations 10 and 11).

Fig. 3 presents the content of hydrocarbons in the exhaust gases in the function of individual calibrations. The growth of the injection advance angle (calibrations 2 through 3 and 6) advantageously affects the content of hydrocarbons leading to their reduction. A noticeable growth of hydrocarbons occurs in the case of reducing of the injection advance angle (calibrations 5, 7 and 8). The most advantageous effect on the content of hydrocarbons in the exhaust gases can be attributed to the adjustments consisting

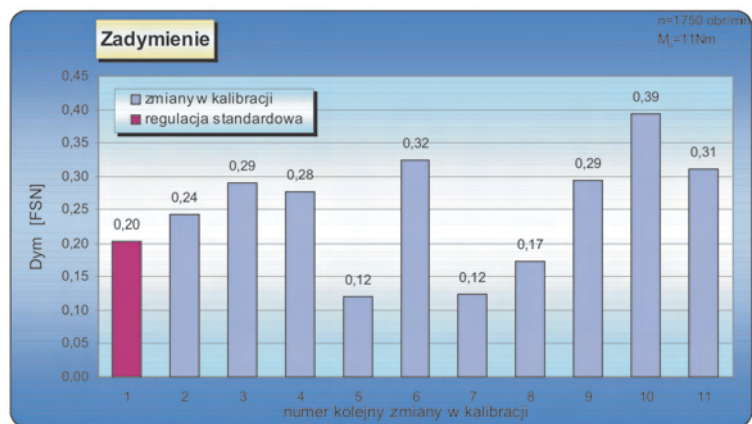


Fig. 5. Smokiness of exhaust gases in the function of the calibration of the injection advance angle for the engine speed of  $n = 1750$  rpm and engine torque of  $M_o = 11$  N·m

Rys. 5. Zadymienie spalin w spalinach w funkcji kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej  $n = 1750$  obr/min i momentu obrotowego  $M_o = 11$  N·m

in a slight advance of the injection angle, and its extension (calibrations 10 and 11).

The character of the carbon monoxide content change in the exhaust gases (Fig. 4) is analogical to the change of the hydrocarbons content discussed above.

In the range of calibrations marked as 1 to 6, the nature of the changes in the smokiness (Fig. 5) is similar to the changes of the nitrogen oxides content in the exhaust gases. However, in the case of the smokiness, the calibrations 10 and 11 are less advantageous, the level of smoke in the exhaust gases is twice as high as compared to standard adjustment (calibration 10). The most advantageous in terms of smoke in the exhaust gases are the calibrations connected with reducing of the injection advance angle and simultaneous shortening of the total angle of injection (calibrations 5, 7 and 8).

In Fig. 6 the effect of calibration changes on the overall efficiency of the engine is presented. In the case of the advancement of the injection angle (calibrations 2 through 5) the efficiency is on a similar level. For calibration 7, i.e. for the biggest time-lag of the injection advance angle, the highest drop of the overall efficiency of the engine takes place. Calibrations 9 through 11 have the most advantage-

W przypadku zwiększenia kąta wyprzedzenia wtrysku (kalibracje 2 do 5) sprawność kształtuje się na zbliżonym poziomie. Dla kalibracji 7, czyli dla największych opóźnień kąta wyprzedzenia wtrysku występuje największy spadek sprawności ogólnej silnika. Najkorzystniej na sprawność ogólną silnika wpływają kalibracje 9 do 11, dla których występuje jej wyraźny wzrost.

Rysunki 7–11 przedstawiają zależności zawartości składników toksycznych i zadymienia oraz sprawności ogólnej silnika w funkcji zmian kalibracyjnych regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej 2500 obr/min i momentu obrotowego 34 N·m.

Zgodnie z tabelą 4 kalibracja o numerze 1 dotyczy regulacji standardowej, kalibracje od 2 do 6 związane są ze zmniejszaniem kąta wyprzedzenia wtrysku, kalibracja 7 związana jest ze wzrostem kąta wyprzedzenia wtrysku, kalibracje od 8 do 10 dotyczą regulacji kąta wyprzedzenia dawki main (dawka pre nie występuje).

Przedstawione na rysunku 7 zmiany kalibracyjne polegające głównie na opóźnieniu kąta wyprzedzenia wtrysku, korzystnie wpływają na zawartość tlenków azotu w spalinach, powodując ich obniżenie. Szczególnie jest to widoczne

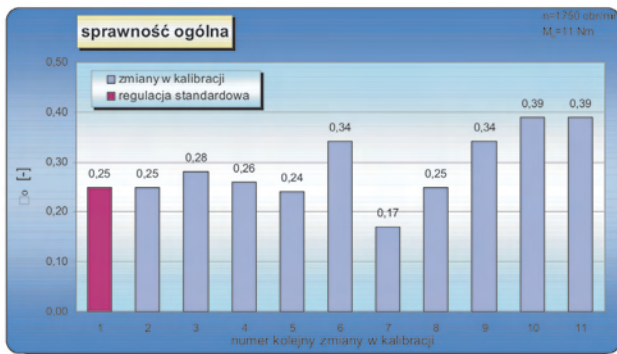


Fig. 6. Overall efficiency of the engine in the function of the calibration of the injection advance angle for the engine speed of  $n = 1750$  rpm and engine torque of  $M_o = 11$  N·m

Rys. 6. Sprawność ogólna silnika w funkcji kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej  $n = 1750$  obr/min i momentu obrotowego  $M_o = 11$  N·m

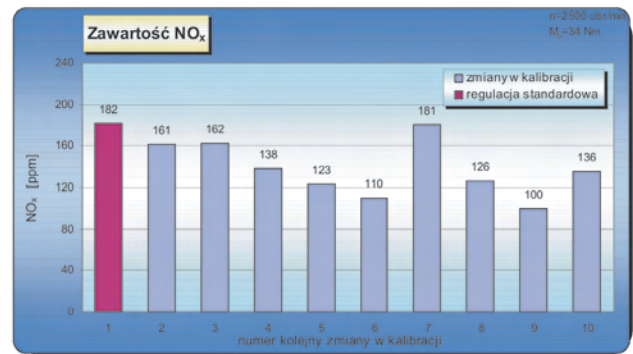


Fig. 7. Content of nitrogen oxides in the exhaust gases in the function of the calibration of the injection advance angle for the engine speed of  $n = 2500$  rpm and engine torque of  $M_o = 34$  N·m

Rys. 7. Zawartość tlenku azotu w spalinach w funkcji kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej  $n = 2500$  obr/min i momentu obrotowego  $M_o = 34$  N·m

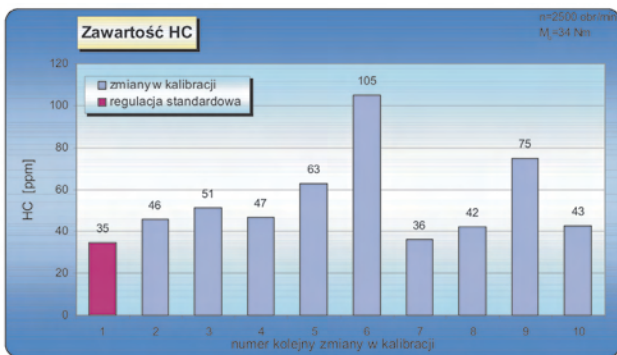


Fig. 8. Content of hydrocarbons in the exhaust gases in the function of the calibration of the injection advance angle for the engine speed of  $n = 2500$  rpm and engine torque of  $M_o = 34$  N·m

Rys. 8. Zawartość węglowodorów w spalinach w funkcji kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej  $n = 2500$  obr/min i momentu obrotowego  $M_o = 34$  N·m

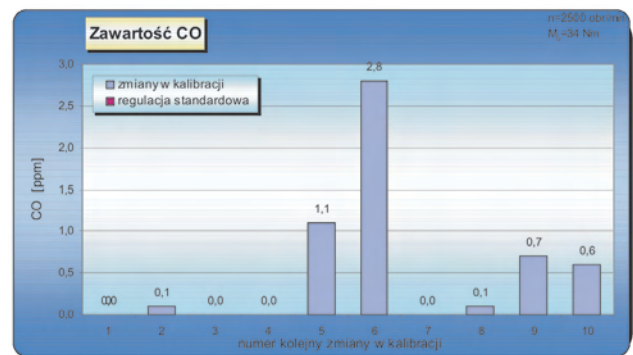


Fig. 9. Content of carbon monoxide in the exhaust gases in the function of the calibration of the injection advance angle for the engine speed of  $n = 2500$  rpm and engine torque of  $M_o = 34$  N·m

Rys. 9. Zawartość tlenku węgla w spalinach w funkcji kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej  $n = 2500$  obr/min i momentu obrotowego  $M_o = 34$  N·m

ous impact on the overall efficiency, for these calibrations a distinct growth in the efficiency can be observed.

Figs. 7÷11 show the bar graphs illustrating the dependencies of the content of the toxic components in the exhaust gases, smokiness and the overall efficiency of the engine in the function of the calibration changes in the adjustment of the injection advance angle for the engine speed of 2500 rpm and engine torque of 34 N·m.

According to Table 4, the calibration marked as 1 concerns the standard adjustment, the calibrations 2 through 6 are related to the reduction of the injection advance angle, calibration 7 is related to the growth of the injection advance angle, calibrations 8 through 10 concern the adjustment of the injection advance angle for the main- dose (the pre- dose does not occur).

The calibration changes shown in Fig. 7 consisting mainly in delaying of the injection advance angle have an advantageous effect on the content of nitrogen oxides in the exhaust gases, leading to their reduction. It is particularly evident for the highest time-lags of the injection advance angle (calibrations 6, 8 and 9). The adjustment of the engine in the form of advancement of the injection angle, for which the content of  $\text{NO}_x$  remains practically unchanged (calibration 7) is an exception to the above.

The content of hydrocarbons in the exhaust gases for the performed calibrations shows increased values for all adjustments in the discussed point of engine operation (Fig. 8). The only exception is the adjustment consisting in the advancement of the injection angle. For such an adjustment, the content of HC remains practically unchanged (calibration 7), similarly to the case of nitrogen oxides.

It confirms the situation of high convergence in the course of the change of the hydrocarbons and carbon monoxide content in the exhaust gases. Due to the calibration, the content

dla największych opóźnień kąta wyprzedzenia wtrysku (kalibracje 6, 8 i 9). Wyjątek stanowi regulacja silnika polegająca na przyspieszeniu kąta wyprzedzenia wtrysku, dla której zawartość  $\text{NO}_x$  pozostaje na niezmiennym poziomie (kalibracja 7).

Z kolei zawartość węglowodorów w spalinach dla przeprowadzonych kalibracji wykazuje zwiększenie wartości dla wszystkich regulacji w omawianym punkcie pracy silnika (rys. 8). Wyjątek stanowi jedynie regulacja polegająca na przyspieszeniu kąta wyprzedzenia wtrysku, dla której zawartość HC pozostaje na niezmiennym poziomie

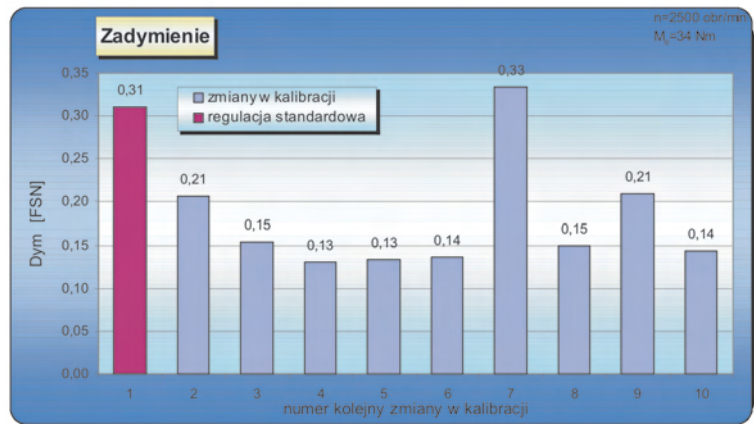


Fig. 10. Smokiness of the exhaust gases in the function of the calibration of the injection advance angle for the engine speed of  $n = 2500$  rpm and engine torque of  $M_o = 34$  N·m

Rys. 10. Zadymienie spalin w funkcji kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej  $n = 2500$  obr/min i momentu obrotowego  $M_o = 34$  N·m

(kalibracja 7), podobnie jak miało to miejsce w przypadku tlenków azotu.

Potwierdza się sytuacja dużej zbieżności tendencji w przebiegu zmian zawartości węglowodorów i tlenku węgla w spalinach. Zawartość CO w wyniku kalibracji wzrosła, co przedstawia wykres na rys. 9. Największy wzrost tlenku węgla, podobnie jak miało to miejsce w przypadku zawartości węglowodorów w spalinach, występuje dla największych opóźnień kąta wyprzedzenia wtrysku (kalibracje 5 i 6 oraz 8, 9 i 10). Jednakże z uwagi na bardzo małą zawartość tego składnika, wszystkie widoczne zmiany nie mają praktycznego znaczenia.

Bardzo korzystnie zmiany kalibracyjne wpłynęły na zadymienie spalin, które uległo znacznemu obniżeniu w wyniku przeprowadzonych regulacji, co zilustrowano na rys. 10. Wyjątek stanowi tutaj jedynie regulacja 7, w której występował wzrost kąta wyprzedzenia wtrysku.

Zmiany regulacyjne w tym punkcie pracy silnika, polegające przede wszystkim na opóźnieniu kąta wyprzedzenia wtrysku (wyjątek stanowi kalibracja 7) w niewielkim stopniu wpłynęły na obniżenie sprawności ogólnej silnika (rys. 11). Zmiany te są bardziej znaczące dla większego

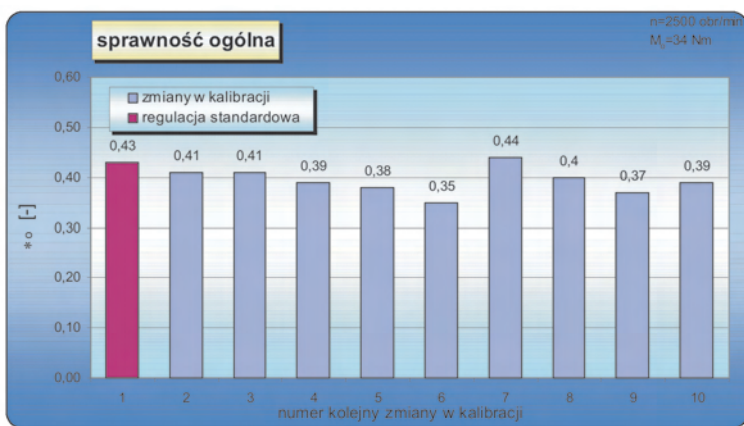


Fig. 11. Overall efficiency of the engine in the function of the calibration of the injection advance angle for the engine speed of  $n = 2500$  rpm and engine torque of  $M_o = 34$  N·m

Rys. 11. Sprawność ogólna silnika w funkcji kalibracji kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej  $n = 2500$  obr/min i momentu obrotowego  $M_o = 34$  N·m

of carbon monoxide in the exhaust gases has grown which is illustrated in Fig. 9. The highest growth of the carbon monoxide content in the exhaust gases, similarly to the case of hydrocarbons was present for the highest reductions of the injection advance angle (calibrations 5, 6, 8, 9 and 10). However, due to a very low content of that constituent, all the visible changes can practically be neglected.

Very advantageous calibration changes had an impact on the smokiness of the exhaust gases, which was significantly reduced as a result of the performed adjustments, as illustrated in Fig. 10. The only exception is adjustment 7 where an advancement of the injection angle was performed.

The Calibration changes, as already mentioned, for this point of engine operation, consisting mainly in the reduction of the injection advance angle (with the exception of calibration 7) insignificantly affected the reduction of the overall engine efficiency (Fig. 11). These changes are more meaningful for a higher reduction of the injection advance angle (calibrations 5, 6, 8, 9 and 10).

#### 4. Conclusions

The results of the presented tests and the analyses carried out in the paper unequivocally confirm the appropriateness of the assumed methodology of the research. Based on the conclusions coming from earlier work performed by the authors, presented in publication [2], it was proved that the tests performed at low cost have given results in a series of calibrations of engine control parameters, for which the analyzed parameters offer more advantageous results. Therefore, the adopted simplified methodology in the tests, restricted to modifications of the injection advance angle and the injection advance angles of individual doses of the total injection only, proved to be fully reasonable. Such knowledge served the purpose of appropriate preparation of the engine control algorithms for a final verification of these parameters on a chassis dynamometer. Such tests were already performed and shall be the subject of the next publications.

As a result of the accomplished research work it was possible to simultaneously improve the engine efficiency and to reduce the content of nitrogen oxides, hydrocarbons and carbon oxides. Unfortunately, these adjustments resulted in a growth of smoke level in the exhaust gases. The implementation of solutions to reduce smoke and particulate matter in the exhaust gases such as the application of a DPF filter can essentially add to the reduction of the smokiness, and thus, can enable to put the calibrations discussed above into practice.

opóźnienia kąta wyprzedzenia wtrysku (kalibracje 5 i 6 oraz 8, 9 i 10).

#### 4. Podsumowanie

Wyniki przedstawionych badań i przeprowadzona ich analiza, potwierdzają słuszność przyjętej metodyki badań. Opierając się na wnioskach wynikających z wcześniejszych prac autorów, prezentowanych w publikacji [2], okazało się, że niewielkim kosztem przeprowadzono badania, w wyniku których otrzymano szereg kalibracji parametrów sterowania silnika, dla których analizowane parametry uzyskiwały korzystniejsze wartości. Zatem przyjęta uproszczona metodyka postępowania w badaniach, ograniczająca się do modyfikacji jedynie kąta wyprzedzenia wtrysku i kątów wyprzedzenia wtrysku poszczególnych składowych dawki paliwa okazała się w pełni słuszna. Wiedza ta posłużyła do odpowiedniego przygotowania algorytmów sterujących silnika w celu ostatecznego ich zweryfikowania na hamowni podwozowej, które to badania już wykonano i będą tematem kolejnej publikacji.

W wyniku zrealizowanych prac badawczych możliwe było równoczesne poprawienie sprawności silnika, zmniejszenie zawartości tlenków azotu, węglowodorów i tlenku węgla. Niestety, regulacje te spowodowały wzrost zadymienia spalin. Zastosowanie rozwiązań w zakresie ograniczenia emisji zadymienia i cząstek stałych, czyli użycie tzw. filtrów DPF, mogą istotnie wpłynąć na zmniejszenie zadymienia spalin i tym samym umożliwić regulację, o której mowa powyżej.

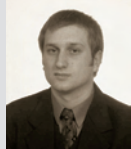
Artykuł recenzowany.

#### Bibliography/Literatura

- [1] Pietras D, Sobieszcański M., Świątek A., Pajdowski P.: „Selection of the 1.3 Multijet engine parameters characteristic of the NEDC driving test to development research.” The paper registered under number PTNSS P05-C065, PTNSS Kongres 2005.
- [2] Pietras D., Świątek A., Świątek P.: Valuation of an effect of fuel dose on selected operational parameters and exhaust gases composition of the 1.3 Multijet engine. The paper registered under number P07-C008, Silniki Spalinowe 2007-SC1, s. 193-202. Poznań, Bielsko-Biała 2007.
- [3] Zbierski T.: Common Rail Injection Systems, Łódź 2001.
- [4] BOSCH, Common Rail Injection system, WKŁ. Warszawa 2000.
- [5] Janiszewski T., Mavrantzas S.: Electronic injection systems for Diesel engines, WKŁ. Warszawa 2001.

Mr Piotr Świątek, MEng – Leader Product Engineering, GM Project Office at FIAT-GM Powertrain Polska sp. z o.o.

Mgr inż. Piotr Świątek – Leader Product Engineering, GM Project Office przy FIAT-GM Powertrain Polska sp. z o.o.



Mr Dariusz Pietras, PhD, MEng – doctor in the Department of Internal Combustion Engines and Vehicles at University of Bielsko-Biała.

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



## The assessment of the influence of temperature differences in individual ducts of an intake manifold on the unevenness of air filling in a cylinder of a combustion engine

*The paper presents the issues related to the unevenness of air filling inside a cylinder of a combustion engine. In order to evaluate such an unevenness a test stand and simulation models have been built. The test stand allows a full assessment of the influence of selected parameters on the unevenness of the filling process. In this case the deviations in individual ducts of an intake manifold have been analyzed. This variant has been repeated in simulation tests, where concentrated models have been used for the description of the phenomena. The tests have shown an approximately 6% influence of a 64°C temperature deviation on the unevenness of the cylinder filling. The simulation tests have not shown a significant impact of the thermal state on the filling process.*

Key words: combustion engines, intake manifold, unevenness of cylinder filling

### Ocena wpływu zróżnicowania temperatury przewodów kolektora dolotowego na nierównomierność napełniania powietrzem cylindrów silnika spalinowego

*W artykule przedstawiono problematykę nierównomierności napełniania powietrzem cylindrów silnika spalinowego. W celu oceny tej nierównomierności zbudowano stanowisko badawcze oraz modele symulacyjne. Stanowisko umożliwia kompleksową ocenę wpływu wybranych parametrów na nierównomierność napełniania. W tym przypadku analizie poddano zróżnicowanie temperatury przewodów kolektora dolotowego. Ten wariant powtórzono w badaniach symulacyjnych, gdzie do opisu zjawisk wykorzystano modele skupione. Badania doświadczalne wykazały ok. 6-procentowy wpływ 64°C zróżnicowania temperatury na nierównomierność napełniania cylindrów silnika. Natomiast badania symulacyjne nie wykazały znaczącego wpływu stanu cieplnego na proces napełniania.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, układ zasilania, nierównomierność napełniania

#### 1. Introduction

Multi cylinder high speed positive ignition combustion engines are characterized by difference in the operation of individual cylinders [9, 10]. This may cause irregular engine operation and elevated emissions which results in difficulties maintaining the external parameters on a required level.

Out of many factors influencing the variations in individual cylinder operation the following are the most important:

- composition of the air fuel mixture in individual cylinders represented by the air excess coefficient  $\lambda_i^{(1)}$ ,
- amount of air fuel mixture in individual cylinders represented by the filling coefficient  $\eta_{vi}$ ,
- air tightness of the cylinders represented by the pressure drop  $\Delta p_i$ ,
- energy and ignition angle,
- valve timing,
- precision of workmanship.

Based on the analysis of literature the first two factors can be seen as the most significant i.e. the composition and amount of air fuel mixture in individual cylinders, which, to a large extent depend on the preparation and delivery of the mixture in the manifold.

<sup>1)</sup> The  $i$  index signifies indexes of  $i$ -cylinder in a  $c$ -cylinder engine,  $i \in \{1, \dots, c\}$ .

#### 1. Wstęp

Wielocylindrowe szybkoobrotowe silniki spalinowe o zapłonie iskrowym cechują zauważalne różnice w pracy poszczególnych cylindrów [9, 10]. Może powodować to nierównomierność ich biegu i podwyższone stężenie toksycznych składników spalin, a co za tym idzie, trudności z utrzymaniem wskaźników zewnętrznych na żądanym poziomie.

Spśród wielu czynników mających wpływ na zróżnicowanie pracy poszczególnych cylindrów do najważniejszych można zaliczyć:

- rodzaj składu mieszaniny paliwowo-powietrznej w poszczególnych cylindrach silnika reprezentowany przez współczynnik nadmiaru powietrza  $\lambda_i^{(1)}$ ,
- ilość mieszaniny paliwowo-powietrznej w poszczególnych cylindrach reprezentowaną przez współczynnik napełnienia  $\eta_{vi}$ ,
- szczelność cylindrów reprezentowaną przez spadek ciśnienia  $\Delta p_i$ ,
- energię i kąt wyprzedzenia zapłonu,
- fazy rozrządu,
- dokładność wykonania.

Na podstawie analizy literatury za najbardziej istotne można uznać dwa pierwsze czynniki, tj. skład i ilość miesza-

<sup>1)</sup> Indeks  $i$  oznaczono wskaźniki dotyczące  $i$ -tego cylindra w  $c$ -cylindrowym silniku,  $i \in \{1, \dots, c\}$ .

The selection of the intake manifold system in terms of its geometry (length, diameter) or factors such as temperature, wall smoothness etc. still remains an issue. In the course of optimization, the main criteria are the flow resistance and the wave phenomena related to the vibration of the medium in the intake system, which is then reflected in the filling level of individual cylinders. Despite very advanced software and the creation of more and more complex mathematical models only the prototype tests will decide about the final design of the system. The main reason for such a state can be the imperfection of the model i.e. a certain level of simplification in the mathematical model for each case.

## 2. Subject of the research

The subject of the research were the processes accompanying the cylinder filling in a piston combustion engine. The main stress was put on the air flow while the local temperatures in the intake manifold varied. In the course of the investigation, the impact of the exhaust manifold on the cylinder filling process was omitted, which, according to the literature [2, 6, 11], is four times smaller than the impact of the processes in the intake manifold.

In order to investigate the said processes, necessary became a selection of such an object of the research that would allow a generalization and transposing of the results onto other objects i.e. characterized by a typical mechanical and material design. Based on the analysis of the technical

niny paliwowo-powietrznej w poszczególnych cylindrach, co wynika w dużej mierze z procesu przygotowania i transportowania mieszanki palnej w układzie dolotowym silnika.

Problematycznym zagadnieniem pozostaje nadal dobór układu dolotowego pod względem geometrii, tzn. jego długości, średnicy, jak też wpływu czynników, takich jak temperatura, chropowatość ścianek itd. W toku optymalizacji za główne kryteria uznaje się opory przepływu oraz wykorzystanie efektów falowych związanych z drganiami czynnika w układzie dolotowym, co znajduje odwzorowanie w stopniu napełnienia poszczególnych cylindrów. Pomimo bardzo zaawansowanego oprogramowania i tworzenia coraz to bardziej złożonych modeli matematycznych, dopiero badania prototypowe rozstrzygają o tym, jaki ostatecznie ma być układ. Za główną przyczynę tego stanu rzeczy można uznać każdorazowy stopień uproszczeń w modelu matematycznym, czyli pewną jego niedoskonałość.

## 2. Przedmiot badań

Przedmiotem badań były procesy towarzyszące napełnianiu powietrzem cylindrów tłokowego silnika spalinowego. Główny nacisk położono na przepływ powietrza, gdy zróżnicowane są lokalne temperatury w układzie dolotowym. Pominięto w toku badań identyfikacyjnych wpływ układu wylotowego na proces napełniania, który zgodnie z doniesieniami literaturowymi [2, 6, 11] jest około czterokrotnie mniejszy niż wpływ zjawisk w układzie dolotowym.

Table 1. Basic technical data of the tested engine

Tabela 1. Podstawowe dane techniczne badanego silnika

Work cycle/Cykl pracy	Positive ignition, 4 stroke/o zapłonie iskrowym, 4-suwowy		
Number and arrangement of cylinders/Liczba i układ cylindrów	4 in-line, vertical/4 w rzędzie, pionowo		
Fueling system/Układ zasilania paliwem	Multipoint injection/wtrysk wielopunktowy		
Air-fuel mixture adjustment/Regulacja składu mieszaniny paliwowo-powietrznej	Short term adjustment (oxygen sensor)/korekcja krótkookresowa (czujnik obecności jonów wolnego tlenu w spalinach)		
Cylinder bore/Średnica cylindrów [mm]	77		
Piston stroke/Skok tłoka [mm]	79,5		
Displacement/Pojemność skokowa [dm <sup>3</sup> ]	1481		
Compression ratio/Stopień sprężania	9		
Maximum power@rpm/Moc maksymalna/przy prędkości obrotowej	Acc. to DIN/wg DIN	52,5/6250	kW/(rpm)
Maximum torque@rpm/Maksymalny moment obrotowy/przy prędkości obrotowej	Acc. to DIN/wg DIN	118/3250	N·m/(rpm)

data the subassemblies of a 4 cylinder four stroke 1500 cm<sup>3</sup> positive ignition engine by FSO has been selected. This engine belongs to a group of the most common single cylinder displacement. The basic technical data of the tested and described engine have been presented in Table 1.

## 3. Research methodology

The analysis of the influence of the thermal state of the intake manifold on the unevenness of the cylinder air filling was performed on a specially designed tests stand (Fig. 1) as per the guidelines set forth in [8]. The research methodology consists in determining of the dynamic characteristics of the filling process of the measurement tanks. En route to the measurement tanks an intake manifold is installed and the

Ażeby możliwe było zbadanie przedmiotowych procesów, niezbędne stało się wskazanie takiego obiektu badań, który umożliwi uogólnienie wyników na inne obiekty, a więc charakteryzującego się typową konstrukcją tak w aspekcie struktury mechanicznej, jak i materiałowej. Na podstawie analizy danych technicznych wybrano podzespoły 4-cylindrowego, czterosuwowego silnika o zapłonie iskrowym, produkcji FSO<sup>2)</sup>, o objętości skokowej 1500 cm<sup>3</sup>. Silnik ten wchodzi w skład grupy z najczęściej spotykaną na naszym rynku objętością skokową jednego cylindra. Podstawowe dane techniczne silnika poddanego badaniom doświadczalnym i opisowi modelowemu podano w tab. 1.

<sup>2)</sup> Silnik ten w późniejszych wersjach występował jako DAEWOO-FSO.

flow is additionally distorted by the valve timing system. The recorded characteristics is a response to a unitary step function and the external stimulus that triggers the flow is the difference in static pressures at the moment of initiation. Currently, this method is successfully applied in the testing of pneumatic elements of brake systems [4, 5]. The question of the difference in pressures being the stimulus for the flow initiation has, so far, been open (as far as the engine tests are concerned). In [12] an in-depth analysis of this problem has been presented, supported not only by literature but also own research on test stands (dynamic conditions).

The basic elements of the test stand are: engine block, cylinder head, aggregates, electrical drive of the timing system, extraction and control systems, cut-off valve, measurement tanks and the measurement kit. A step function was obtained through a specially designed system that ensured repeatability of the initiation of the measurement as well as a smooth air acquisition into the intake ducts.

### 3. Metodyka badań

Analizę wpływu stanu cieplnego układu dolotowego na nierównomierność napełnienia cylindrów powietrzem przeprowadzono na specjalnie do tego celu skonstruowanym stanowisku (rys. 1), zgodnie z wytycznymi przedstawionymi w [8]. Metoda badań polega na wyznaczeniu charakterystyki dynamicznej procesu napełniania powietrzem zbiorników pomiarowych, gdzie na drodze przepływu znajduje się układ dolotowy, dodatkowo przepływ zakłócony jest częstością działania układu rozrządu. Zarejestrowana charakterystyka jest odpowiedzią na wymuszenie jednostkową funkcją skokową, zaś bodźcem zewnętrznym wywołującym przepływ jest różnica ciśnień statycznych w chwili startu. Metoda ta jest obecnie z powodzeniem stosowana w badaniach elementów pneumatycznych układów hamulcowych [4, 5]. Sprawą otwartą (w przypadku badań silnikowych) pozostawała różnica ciśnień stanowiąca bodziec zewnętrzny wywołujący przepływ. W [12] przedstawiono głęboką analizę tego pro-

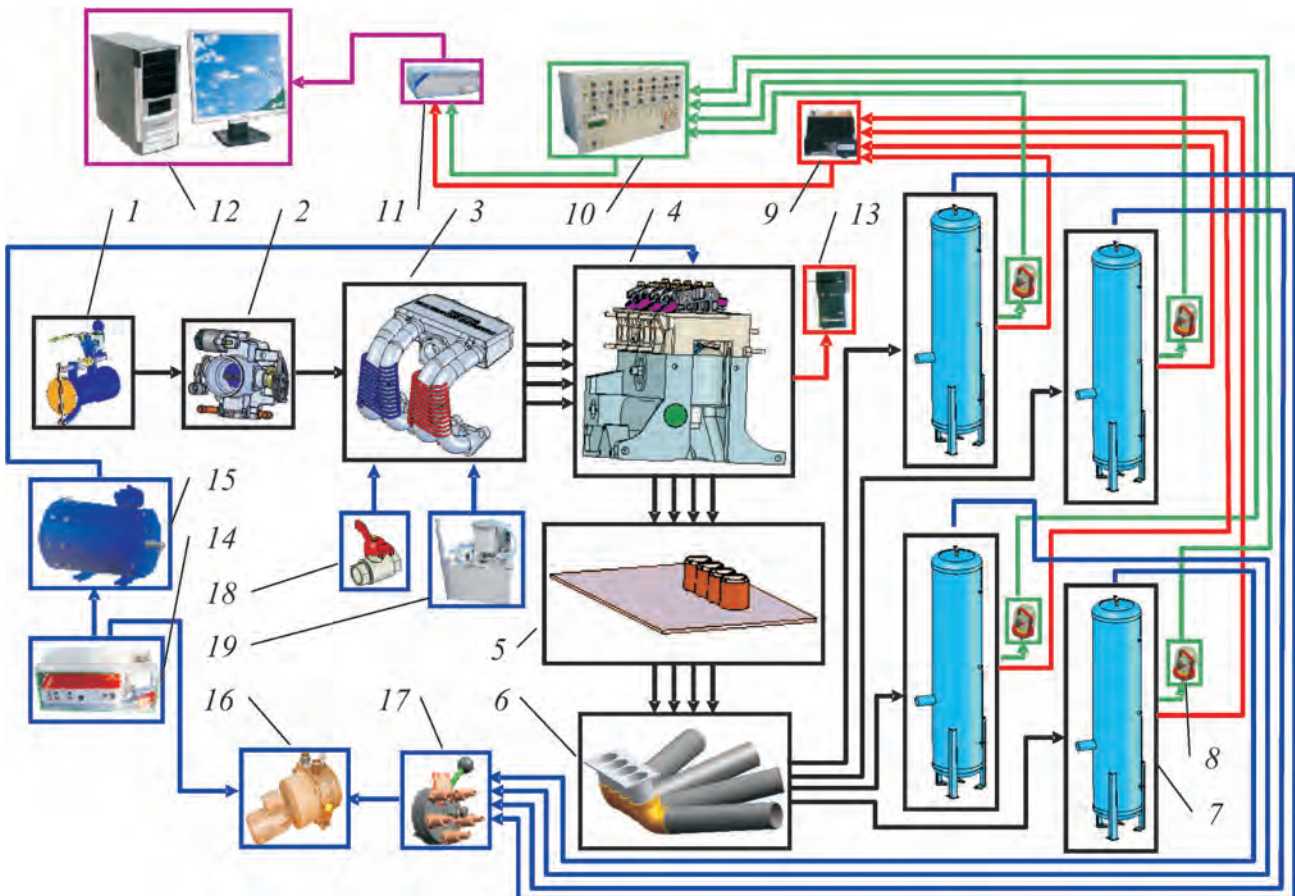


Fig. 1. Schematics of the test stand: 1 – intake duct closure, 2 – throttle subassembly, 3 – intake manifold, 4 – engine block with cylinder head, 5 – support with spacers, 6 – exhaust manifold, 7 – measurement tank, 8 – pressure sensor, 9 – temperature measurement kit 4 x CL62K with NiCr-NiAl thermocouples, 10 – tensometric bridge CL external, 11 – measurement sheet MC 201, 12 – desktop with software for MC 201 card, 13 – multitachograph PRLT – 10 photoelectric sensor, 14 – control system, 15 – direct current motor, 16 – vacuum pump with a drive, 17 – multivalve, 18 – cold water supply system (utility from the building), 19 – hot water supply system (Thermostat U10)

Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego: 1 – zamknięcie traktu dolotowego, 2 – podzespół przepustnicy, 3 – kolektor dolotowy, 4 – blok silnika wraz z głowicą, 5 – blat z tulejami dystansowymi, 6 – kolektor odprowadzający, 7 – zbiornik pomiarowy, 8 – czujnik ciśnienia, 9 – zestaw do pomiaru temperatur 4 x CL62K z termoparami NiCr-NiAl, 10 – mostek tensometryczny CL ZEWN, 11 – karta pomiarowa MC 201, 12 – komputer PC z oprogramowaniem karty MC 201, 13 – multitachometr PRLT – 10 wraz z czujnikiem fotoelektrycznym, 14 – układ sterowania, 15 – silnik prądu stałego, 16 – pompa podciśnieniowa wraz z napędem, 17 – wielozawór, 18 – układ zasilania w wodę zimną (instalacja medialna budynku), 19 – układ zasilania w wodę gorącą (wykorzystujący Termostat U10)

In order to diversify the temperatures of the walls of the intake manifold two separate spirals were built (Fig. 1) tightly braiding the intake ducts<sup>2)</sup>. The spirals of the ducts of the I and II cylinder were supplied with tap water (the circulation is forced by the operating pressure of the water supply system – minimum temperature 14°C), spiral of the III and IV cylinder used the heating system through a thermostat U10 (circulation forced adjustable in three ranges– maximum temperature 100°C).

The influence of the temperature deviations in the intake manifold on the unevenness is omitted or treated as insignificant in many publications. Hence, it was necessary to take this into consideration during the investigation. In order to verify the issues, it was necessary to plan the experiment in such a way that would answer the question whether the input quantity (temperature differences in the intake manifold) has an impact on the object of the investigation. As far as the second input quantity is concerned – engine speed – we have certainty basing our judgment on the results obtained by Rawski (1999).

In the course of the experiment, a randomized complete block design plan was assumed serving as an instrument for the verification of the significance of the influence of the input quantities on the output quantity. The case of two input quantities with a preset division of influence is reflected in such plans.

By a discretization of the engine speed through a six term sequence and changing two temperature distributions (this resulted from the expected miniscule impact – hence, linear dependence) a level of air supply evenness was determined  $\theta_R$ . Taking into consideration the plan PS/RB-C<sup>3)</sup>, 12 samples were made (experimental units) and each of the units equaled the arithmetic average of a given number of repeats. The results of the measurements were verified through a Student Test using comparison of rows (depending on n) of the arithmetic averages.

#### 4. Results and analysis

The obtained dynamic characteristics could have been analyzed as per the procedures given in [8], the there presented method focused on discussing a selected point in the dynamic characteristic not giving full information on the course of the experiment as a whole. Hence, the authors decided to determine such a parameter of flow that would be adequate for the whole course.

Tentatively, certain simplifications were assumed such as the isentropic flow in the intake system in an adiabatic partition where the dependence related to the mass air stream flowing through a generalized local resistance can be noted in the following manner:

$$\dot{m} = (\mu A) \frac{p_a}{RT_a} v_{\max} \varphi_{\max}(\sigma) f(\sigma) \quad (1)$$

<sup>2)</sup> This type of manifold has ducts connected in pairs 1–2 and 3–4, which enhanced the temperature difference.

<sup>3)</sup> Randomized Compete Block Design, CB-design in short.

blemu, popartą nie tylko doniesieniami literaturowymi, ale także badaniami własnymi, m.in. na hamowni podwoziowej (w warunkach dynamicznych).

Podstawowymi elementami stanowiska są m.in. blok silnika wraz z głowicą i osprzętem, elektryczny napęd rozrządu, układ wysysania wraz z układem sterowania, zawór odcinający, zbiorniki pomiarowe oraz zestaw pomiarowy. Wymuszenie jednostkową funkcją skokową uzyskiwano przez specjalnie do tego celu skonstruowany układ zapewniający powtarzalność startu pomiarów, a także umożliwienie „ładnego” wlotu powietrza do traktu dolotowego.

W celu zróżnicowania temperatur ścianek przewodów kolektora dolotowego wykonano dwie odizolowane spirale (rys. 1) szczelnie oplatające pary przewodów dolotowych<sup>3)</sup>. Spirale przewodów I i II cylindra zasilane były wodą z instalacji medialnej budynku (obieg wymuszony ciśnieniem tam panującym – temperatura minimalna 14°C), z kolei spirale III i IV cylindra wykorzystywały układ grzania w postaci termostatu U10 (obieg wymuszony z możliwością regulacji w trzech zakresach – temperatura maksymalna 100°C).

Wpływ zróżnicowania temperatury przewodów kolektora dolotowego na równomierność zasilania silnika jest w wielu publikacjach pomijany lub traktowany jako mało istotny. Dlatego też należało to uwzględnić w planowaniu doświadczenia. Aby zweryfikować te zagadnienia, konieczne było przyjęcie takiego planu eksperymentu, który odpowiadałby na pytanie, czy wielkość wejściowa, jaką jest zróżnicowanie temperatur przewodów kolektora dolotowego, ma wpływ na obiekt badań. Co do drugiej wielkości wejściowej – prędkości obrotowej – mamy pewność, opierając się na wynikach otrzymanych przez Rawskiego (1999).

W toku doświadczenia przyjęto kompletny plan randomizowany blokowy, który służy przede wszystkim do weryfikacji istotności wpływu wielkości wejściowych na wielkość wyjściową. Przypadek dwóch wielkości wejściowych, z założonym z góry podziałem wpływów, znajduje odzwierciedlenie w tego typu planach.

Dyskretyzując sześciowyrazowym ciągiem prędkości obrotową i jednocześnie zmieniając dwa rozkłady temperatur (wynikało to ze spodziewanego niewielkiego wpływu – stąd zależność liniowa), wyznaczono stopień równomierności zasilania powietrzem  $\theta_R$ . Uwzględniając zastosowanie planu PS/RB-C<sup>4)</sup>, wykonano 12 próbek (jednostek doświadczalnych) przy czym każda z jednostek doświadczalnych odpowiadała średniej arytmetycznej z określonej liczby powtórzeń. Wyniki pomiarów zweryfikowano za pomocą testu Studenta, korzystając z porównania wierszami (zależnie od n) średnich arytmetycznych.

#### 4. Wyniki badań i ich analiza

Otrzymane charakterystyki dynamiczne mogły być poddawane analizie zgodnie z procedurami przedstawio-

<sup>3)</sup> Ten rodzaj kolektora dolotowego ma na pewnym odcinku parami 1–2 i 3–4 połączone przewody, co dodatkowo sprzyjało zróżnicowaniu temperatury.

<sup>4)</sup> Z angielskiego – *Randomized Compete Block Design*, czyli w skrócie CB-design.

We can note the change in the air pressure in the measurement tank as follows:

$$\frac{dp_z}{dt} = \frac{\kappa R}{V_z} \left( T_a \dot{m} - \frac{\alpha F_z (\kappa - 1)}{\kappa R} (T_z - T_s) \right) \quad (2)$$

where:  $p_a$  – atmospheric pressure,  $p_z$  – pressure in the measurement tank,  $V_z$  – measurement tank volume,  $F_z$  – area taking part in the heat exchange with the flowing air,  $(\mu A)$  – conductance (throughput),  $T_a$  – ambient temperature,  $T_z$  – air temperature in the measurement tank,  $T_s$  – temperature of the walls of the measurement tank,  $R$  – gas constant,  $v_m$  – sound propagation in a stationary gas,  $\kappa$  – adiabate exponent,  $\varphi_{\max}(\sigma)$  – maximum value of the St Venant and Wantzel function,  $\varphi(\sigma)$  – dimensionless flow function,  $\alpha$  – heat penetration coefficient in the flowing gas.

By extending the system to this composed of: four cylinders, intake manifold with a common volume and a throttle we shall obtain a schematics for the mathematical description (Fig. 2).

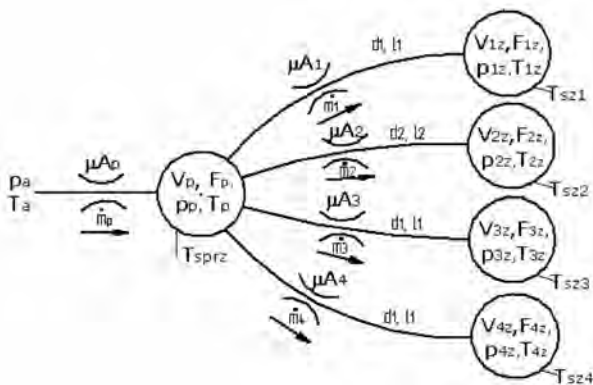


Fig. 2. Schematics presenting the assumed model of flow in the model test stand conditions for identification purposes

Rys. 2. Schemat przedstawiający przyjęty model przepływu w warunkach stanowiska modelowego do celów identyfikacyjnych

Based on this schematics we can form an array of differential equations (3), using the method of nodes [4], located in concentrated volumes.

Through a proper selection of conductance<sup>4)</sup>  $(\mu A)_{1...4}$  we can obtain a high level of experimental and test course conformity (Fig. 3). Knowing the conductance allows a characterization of the local resistance valid for the whole analyzed range. The process of air flow through the intake system is a complex and difficult phenomenon to describe in mathematics. The distortion in the form of a cyclic timing system operation additionally causes wave phenomena. Hence, assuming identical duct geometry  $(\mu A)_i$  in this case a variability of the throughput of the intake ducts has been adopted (resulting from the wave phenomena and thermal state difference).

<sup>4)</sup> The throughput was determined by the conductance.

nymi w [8], lecz metoda tam zaprezentowana skupiała się na poddaniu dyskusji wybranego punktu charakterystyki dynamicznej, nie dając pełnej informacji o całym przebiegu badań. Dlatego zdecydowano się wyznaczać taki parametr przepływu, który będzie obowiązywał w odniesieniu do całego przebiegu.

Wstępnie przyjęto pewne uproszczenia, zakładając, że przepływ w układzie dolotowym będzie izentropowy w osłonie adiabatycznej, przy którym zależność na masowy strumień powietrza przepływającego przez uogólniony opór miejscowy, można zapisać jako (1).

Zmianę ciśnienia powietrza w zbiorniku pomiarowym zapisujemy jako (2),

gdzie:  $p_a$  – ciśnienie atmosferyczne,  $p_z$  – ciśnienie w zbiorniku pomiarowym,  $V_z$  – objętość zbiornika pomiarowego,  $F_z$  – pole powierzchni biorące udział w wymianie ciepła z przepływającym powietrzem,  $(\mu A)$  – konduktancja (przepustowość),  $T_a$  – temperatura powietrza otaczającego,  $T_z$  – temperatura powietrza w zbiorniku pomiarowym,  $T_s$  – temperatura ścianek zbiornika pomiarowego,  $R$  – stała gazowa,  $v_m$  – prędkość rozchodzenia się dźwięku w nieruchomym gazie,  $\kappa$  – wykładnik adiabaty,  $\varphi_{\max}(\sigma)$  – wartość maksymalna funkcji St Venanta i Wantzela,  $\varphi(\sigma)$  – bezwymiarowa funkcja przepływu,  $\alpha$  – współczynnik wnikania ciepła w przepływającym gazie.

Rozbudowując układ do 4 cylindrów kolektora dolotowego z objętością wspólną i przepustnicą, otrzymamy ostatecznie schemat służący do opisu matematycznego (rys. 2).

Na podstawie tego schematu można napisać układ równań różniczkowych (3), wykorzystując metodę węzłów [4], przy ich położeniu w objętościach skupionych.

Przez odpowiedni dobór konduktancji<sup>5)</sup>  $(\mu A)_{1...4}$  można otrzymać dużą zgodność przebiegów eksperymentalnych i doświadczalnych (rys. 3). Znajomość konduktancji pozwala na scharakteryzowanie oporu miejscowego obowiązującego w całym badanym zakresie. Proces przepływu powietrza przez układ dolotowy jest złożony i trudny w opisie matematycznym. Zakłócenie w postaci cyklicznego działania układu rozrządu powoduje dodatkowo wystąpienie zjawisk falowych. Stąd też, w tym przypadku, przyjęto, przy założeniu tej samej geometrii przewodów dolotowych, zmienność ich przepustowości  $(\mu A)_i$ , będącą wynikiem oddziaływania zjawisk falowych i zróżnicowania stanu cieplnego jako (3).

<sup>5)</sup>  $m_{1...4}$  analogicznie do (1).

W pracy [12] poddano porównaniu różne funkcje natężenia przepływu. Po wnikliwej analizie ostatecznie uznano za najbardziej miarodajną (tj. charakteryzującą się najmniejszym błędem średnim i maksymalnym) funkcję Miatluka–Awtuszko (4) ze zmienionym parametrem  $a = 1,07^{6)}$  [4], którą w skrajnym przypadku charakteryzował 7-krotnie mniejszy błąd średni niż permanentnie stosowaną funkcję St Venanta i Wantzela określony jako (4).

W poszukiwaniach konduktancji wykorzystano metodę regresji nieliniowej, minimalizując wskaźnik FPE1 (5). Mi-

<sup>5)</sup> Konduktancją określono przepustowość.

<sup>6)</sup> Oryginalnie wartość  $a = 1,13$ .

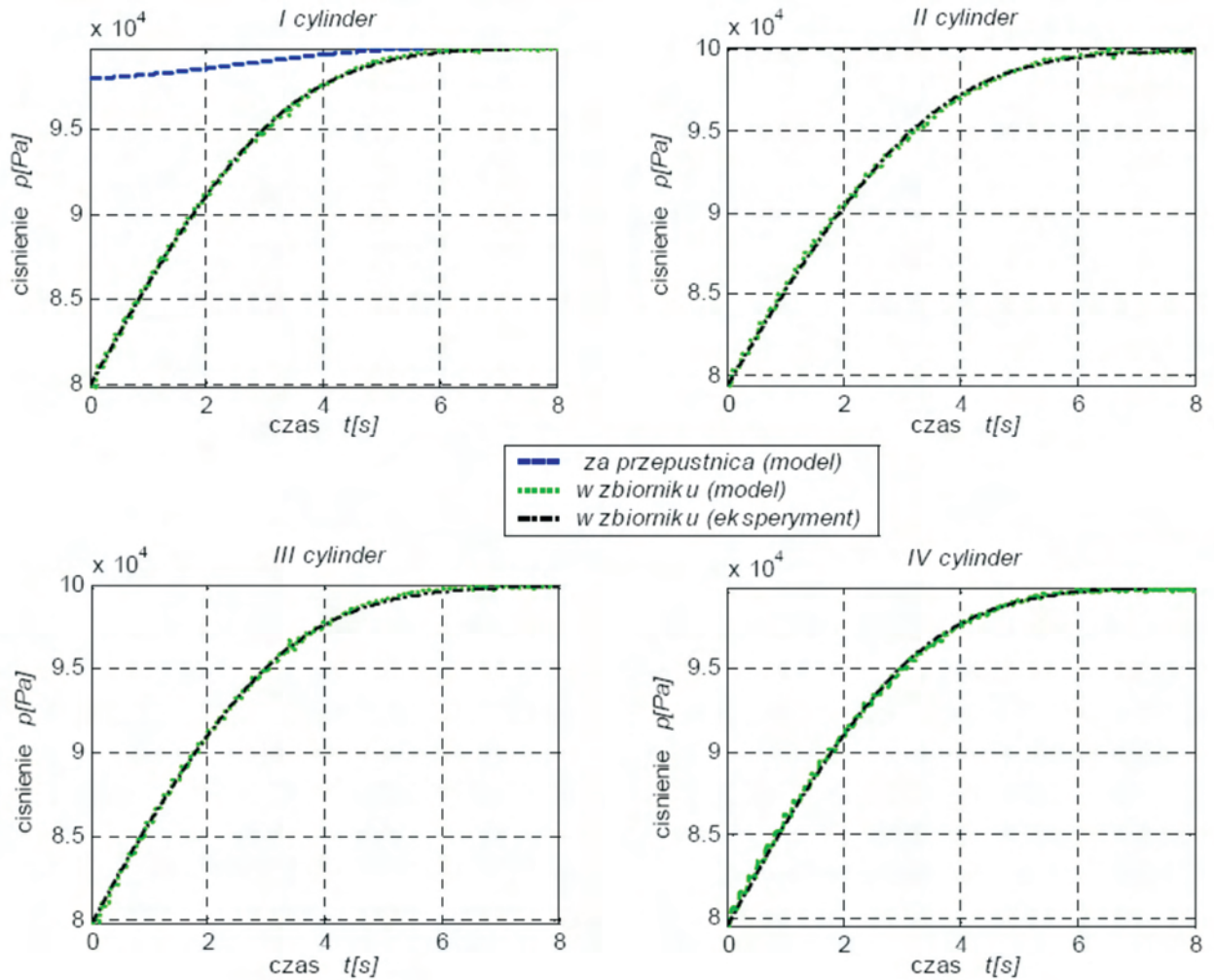


Fig. 3. Example comparison of the experimental courses with the model ones at  $n = 400$  rpm and a full throttle opening ( $\alpha = 90^\circ$ )

Rys. 3. Przykładowe porównanie przebiegów doświadczalnych z modelowymi przy  $n = 400$  obr/min i pełnym otwarciu zaworu klapkowego zespołu przepustnicy ( $\alpha = 90^\circ$ )

$$\begin{aligned}
 \frac{dp_p}{dt} &= \frac{\kappa R}{V_p} \left( T_a \dot{m}_p - T_p \dot{m}_1 - T_p \dot{m}_2 - \right. \\
 &\quad \left. - T_p \dot{m}_3 - T_p \dot{m}_4 - \frac{\alpha F_p (\kappa - 1)}{\kappa R} (T_{1z} - T_{sprz}) \right) \\
 \frac{dp_{1z}}{dt} &= \frac{\kappa R}{V_{1z}} \left( T_p \dot{m}_1 - \frac{\alpha F_{1z} (\kappa - 1)}{\kappa R} (T_{1z} - T_{sz1}) \right) \\
 \frac{dp_{2z}}{dt} &= \frac{\kappa R}{V_{2z}} \left( T_p \dot{m}_2 - \frac{\alpha F_{2z} (\kappa - 1)}{\kappa R} (T_{2z} - T_{sz2}) \right) \\
 \frac{dp_{3z}}{dt} &= \frac{\kappa R}{V_{3z}} \left( T_p \dot{m}_3 - \frac{\alpha F_{3z} (\kappa - 1)}{\kappa R} (T_{3z} - T_{sz3}) \right) \\
 \frac{dp_{4z}}{dt} &= \frac{\kappa R}{V_{4z}} \left( T_p \dot{m}_4 - \frac{\alpha F_{4z} (\kappa - 1)}{\kappa R} (T_{4z} - T_{sz4}) \right)
 \end{aligned} \tag{3}$$

$\dot{m}_{1...4}$  analogically to (1).

nimalizację przeprowadzono numerycznie bezgradientową metodą sympleksu Neldera–Meada<sup>7)</sup> aż do osiągnięcia żądanej dokładności obliczeń, przyjętej na poziomie  $1e^{-6}$  (5), gdzie:  $m$  – liczba punktów identyfikowanej krzywej,  $l$  – liczba istotnych współczynników modelu,  $p_d$  – przebieg doświadczalny ciśnienia,  $p_m$  – przebieg modelowy ciśnienia.

Wykorzystując zarejestrowane przebiegi, zmian ciśnienia w zbiornikach pomiarowych poszukiwano w kolejnych iteracjach przebiegów modelowych, rozwiązując numerycznie metodą ode23tb<sup>8)</sup> układ równań różniczkowych (3). Temperaturę gazu w zbiornikach pomiarowych na potrzeby rozwiązania interpolowano metodą jednowymiarową kwadratową, zgodnie z zaleceniem przedstawionym w pracy [1].

Oceny jakościowej identyfikacji dokonywano przez wyznaczenie błędów średniego, maksymalnego i współczynnika regresji nieliniowej poprawionego na stopnie swobody.

<sup>7)</sup> Minimalizację przeprowadzono z wykorzystaniem pakietu Matlab–Simulink (procedura fminsearch).

<sup>8)</sup> W terminologii środowiska Matlab–Simulink metoda ode23tb jest połączeniem metody trapezowej z następującą po niej metodą wstecznego różniczkowania drugiego rzędu.

In paper [12] two different functions of flow intensity have been compared. After an in-depth analysis the most authoritative turned out to be the Miatluka–Avtuszko (4) function with a modified parameter  $a = 1,07^5$  [4] (i.e. characterized by the lowest average and maximum error) which was in the extreme case characterized by a 7 times lower error than the permanently applied St` Venant and Wantzel function.

$$\varphi(\sigma) = a \frac{1 - \sigma}{a - \sigma} \quad (4)$$

While searching for the conductance, a method of non-linear regression was used, minimizing the FPE1 index (5). The minimization was performed numerically through a gradientless method of Nelder–Mead<sup>6)</sup> simplex until the accuracy of the calculations on the level of  $1e^{-6}$  was reached.

$$FPE1 = \frac{m+1}{m(m-1)} \sum_{i=1}^m (p_d - p_m)^2 \quad (5)$$

where:  $m$  – number of points of the identified curve,  $l$  – number of significant points in the model,  $p_d$  – experimental course of pressure,  $p_m$  – model course of pressure.

Using the recorded courses, the authors looked for changes in the pressures in the measurement tanks in the subsequent iterations of the model courses using the ode23tb<sup>7)</sup> system of differential equations (3). The temperature of the gas in the measurement tanks was interpolated by a single dimension square method as per the guidelines in [1].

The qualitative evaluation of the identification was done through determining of the average and maximum error and the coefficient of non-linear regression adjusted to the degrees of freedom.

A coefficient of unevenness of air supply to a combustion engine QR was proposed.

$$Q_R = \frac{\sum_{i=1}^c |q_i - q_{sr}|}{c} [\%] \quad (6)$$

where:  $q_i$  – share of individual cylinders in the supply process,  $q_{sr}$  – average share of the cylinder in the supply process of a c-cylinder engine with air.

While analyzing the results of the measurements, the threshold of probability had to be lowered, at which the determined difference in the unevenness of air supply would be significant. This was insomuch important as it allowed a proper determining of the value which, in the final formulation was supported with a probability level at which it was binding.

Comparing the arithmetic averages with the probability of their occurrence (Fig. 4) we can state with the probability

<sup>5)</sup> Originally value  $a = 1.13$ .

<sup>6)</sup> The minimization was performed with the use of Matlab–Simulink (fminsearch procedure).

<sup>7)</sup> In the insider terminology Matlab–Simulink, ode23tb method is a combination of the trapeze method and the subsequent method of second order reverse differentiation.

Zaproponowano współczynnik nierównomierności zasilania powietrzem silnika spalinowego  $Q_R$  określony jako (6),

gdzie:  $q_i$  – udziały poszczególnych cylindrów w zasilaniu,  $q_{sr}$  – średni udział cylindra w zasilaniu c-cylindrowego silnika powietrzem.

Przy okazji analizy wyników pomiarów pojawiła się konieczność obniżenia progu prawdopodobieństwa, przy jakim wyznaczona różnica nierównomierności zasilania powietrzem będzie istotna. Było to o tyle ważne, iż pozwoliło na poprawne wyznaczenie wartości, która w końcowym sformułowaniu została poparta prawdopodobieństwem, przy jakim obowiązuje.

Zestawiając średnie arytmetyczne z prawdopodobieństwem ich wystąpienia (rys. 4), można z prawdopodobieństwem ok. 49% stwierdzić, iż sztucznie wywołane zróżnicowanie temperatury ścianek przewodów kolektora dolotowego  $\Delta T = 64^\circ\text{C}$  zmienia nierównomierność zasilania silnika powietrzem średnio o 6% w badanej rozpiętości prędkości (400...2500 obr/min). Analizując jakość identyfikacji (rys. 5), można zauważyć, iż najmniejsze wartości błędów zarówno średniego FPE2, jak i maksymalnego FPE3 dotyczą małych prędkości obrotowych. Błędy rosną wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, gdyż intensyfikuje się oddziaływanie zjawisk falowych związanych z częstością i zakłóceniem przepływu strugi wywołanych działaniem rozrzędu.

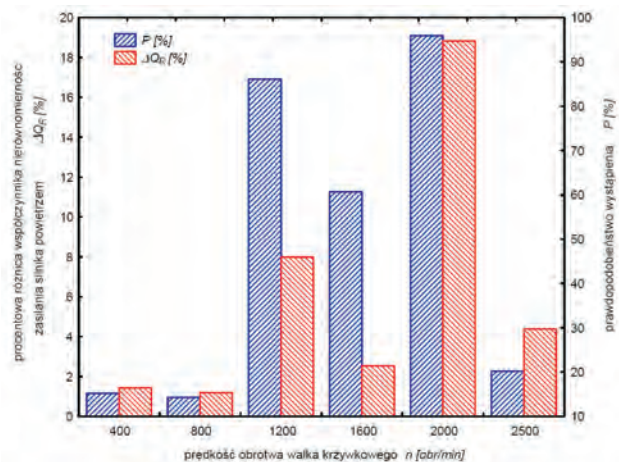


Fig. 4. Percentage difference of the unevenness of supply coefficient  $\Delta QR$  and the probability  $P$  of its occurrence in the function of engine speed at full throttle opening

Rys. 4. Procentowa różnica współczynnika nierównomierności zasilania  $\Delta QR$  i prawdopodobieństwo  $P$  jego wystąpienia w funkcji prędkości obrotowej, przy pełnym otwarciu zaworu klapkowego przepustnicy

Dysponując wynikami identyfikacji z dwóch prób, tj. przeprowadzonej bez zróżnicowania temperatur i z jej zróżnicowaniem, można przedstawić je w formie graficznej z użyciem opcji<sup>9)</sup> „ramka wąsy” (rys. 6); w tym przypadku wyniki są prezentowane wspólnie dla czterech cylindrów. Jak widać znaczne różnice dotyczą prędkości obrotowej 2500 obr/min wałka krzywkowego (odpowiada to 5000 obr/min silnika).

<sup>9)</sup> Wszelkie oceny statystyczne i interpretacje graficzne wykonywano w pakiecie Statistica.

of approximately 49% that artificial induction of the intake system wall temperature difference  $\Delta T = 64^\circ\text{C}$  changes the unevenness of air supply by approximately 6% in the tested engine speed range (400...2500 rpm). Analyzing the quality of identification (Fig. 5) we can notice that the lowest error values of both average FPE2 and the maximum FPE3 pertain to low engine speeds. The error values grow as the engine speed increases because the influence of the wave phenomena intensifies resulting from the frequency and the disturbance of the flow due to the operation of the timing system.

Having the results of the identifications from two trials i.e. with and without temperature differentiation we can show them in a graphic form using the option<sup>8)</sup> „box-plot” (Fig. 6); in this case the results are presented for four cylinders together. As we can see, significant differences are seen at the camshaft speed of 2500 rpm (corresponding to 5000 rpm engine speed).

Simulation tests were instituted as an addition because the experimental research did not yield a clear answer (low threshold of probability) as regards the influence of the thermal state of the intake manifold on the unevenness of the cylinder air filling.

In the first stage of the simulation tests the authors built a virtual model of the stand where the experimental tests were performed. The geometrical characteristics and the initial conditions were in congruence with the real physical counterpart.

The model is simplified, uses the two basic terms assumed in the process of discretization i.e. local resistance and the concentrated volume for which the dependencies (3) and (4) apply. The wave phenomena related to the flow were not taken into consideration. The structure was equipped in a subsystem of ongoing measurement of the heat transfer coefficient and a module determining the time differences of the process of measurement tank filling up to the value of 95% of the state of saturation. The structural schematics built in Matlab–Simulink has been shown in Fig. 7. The model of the test stand built in such a way allows a continuous tracking of the heat transfer coefficient variations  $\alpha$ , being a total of forced convection, natural convection and radiation. The forced convection was divided according to the value of the Reynolds number using the Sidler and Tate (laminar range), Žavránková, Malusova and Maľafiejev (transient range) dependences.

The natural convection was to be differentiated depending on the product of the Pr-Gr dimensionless numbers. The initial simulation showed that the said product is of low value, hence the decision to leave one range of values of the heat transfer coefficient which was the result of natural convection.

<sup>8)</sup> All statistical evaluations and graphic interpretations have been performed in Statistic.

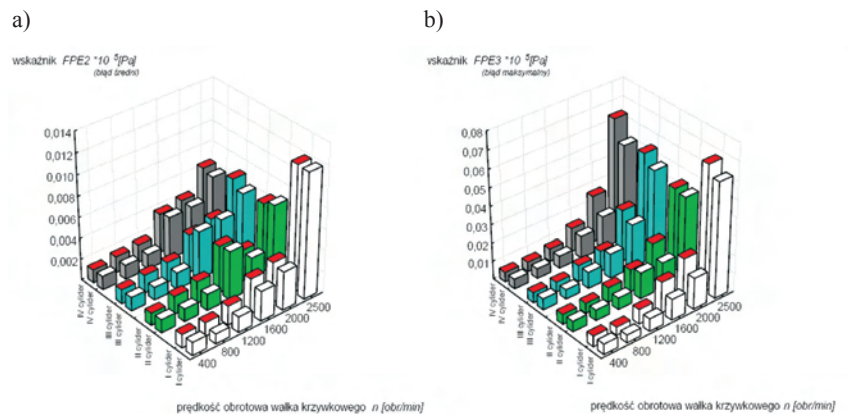


Fig. 5. The comparison of the value of FPE2 (a) and FPE3 (b) in the function of engine speed (□  $\Delta T = 0^\circ\text{C}$ , ■  $\Delta T = 64^\circ\text{C}$ )

Rys. 5. Porównanie wartości wskaźnika FPE2 (a) i FPE3 (b) w funkcji prędkości obrotowej (□  $\Delta T = 0^\circ\text{C}$ , ■  $\Delta T = 64^\circ\text{C}$ )

Z uwagi na to, że badania eksperymentalne nie dały jednoznacznej odpowiedzi (niski próg prawdopodobieństwa), co do wpływu stanu cieplnego układu dolotowego na równomierność napełnienia cylindrów silnika, postanowiono dodatkowo przeprowadzić badania symulacyjne.

W pierwszym etapie badań symulacyjnych zbudowano model wirtualny stanowiska, na którym prowadzono badania eksperymentalne. Zarówno charakterystyka geometryczna, jak i warunki początkowe były zgodne z fizycznym odpowiednikiem.

Model ma charakter uproszczony, wykorzystuje dwa podstawowe człony przyjęte w procesie dyskretyzacji, tj. opór miejscowy i objętość skupiona, dla których obowiązują zależności (3) i (4). Nie uwzględniono natomiast zjawisk falowych odniesionych do przepływającej strugi. Strukturę wyposażono w subsystem bieżącego wyznaczania współczynnika wnikania ciepła i „moduł” wyznaczania różnic czasowych procesu napełniania zbiorników pomiarowych do wartości 95% stanu nasycenia<sup>10)</sup>. Schemat strukturalny zbudowany w pakiecie Matlab–Simulink przedstawiono na rys. 7. Tak zbudowany model symulacyjny stanowiska umożliwia śledzenie na bieżąco zmian współczynnika wnikania ciepła  $\alpha$ , będącego sumarycznym konwekcji wymuszonej, konwekcji naturalnej i promieniowania. Konwekcję wymuszoną podzielono wg wartości liczby Reynoldsa z wykorzystaniem zależności Sidlera i Tate (zakres laminarny), Žavránková, Malusovej i Maľafiejeva (zakres przejściowy).

Konwekcję naturalną zamierzano zróżnicować w zależności od iloczynu liczb podobieństwa Pr-Gr. Wstępne badania symulacyjne wykazały jednak niewielką wartość tego iloczynu, stąd decyzja o pozostawieniu jednego zakresu wartości współczynnika wnikania ciepła będącego skutkiem konwekcji naturalnej.

Analogicznie do badań eksperymentalnych, w badaniach symulacyjnych zróżnicowano w tym samym zakresie temperaturę ścianek przewodów kolektora dolotowego i poddano analizie te same prędkości obrotowe. Jako kryterium oceny

<sup>10)</sup> Przez stan nasycenia rozumie się wartość końcową ustaloną.

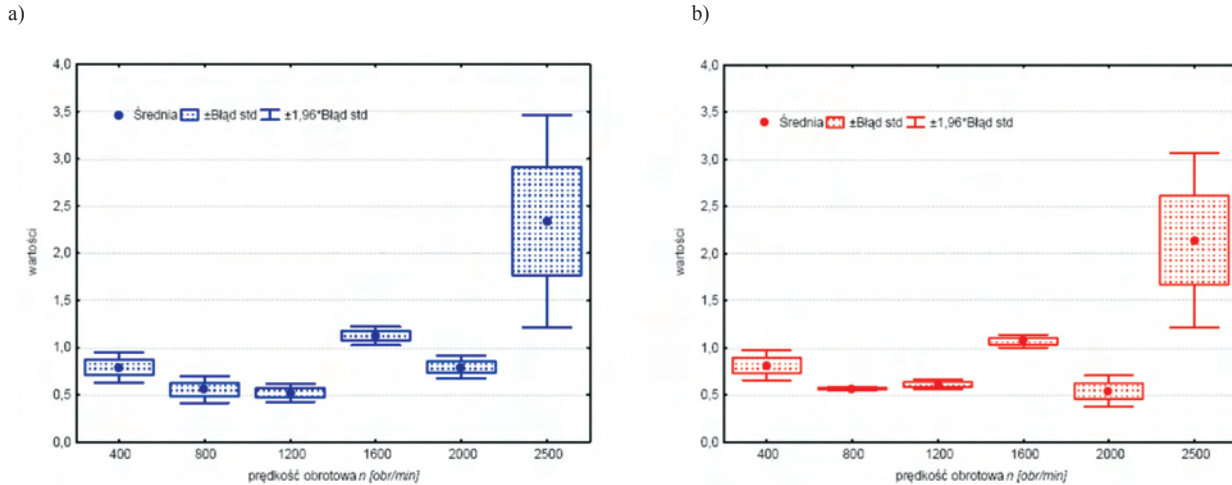


Fig. 6. Graphs „box-plot” obtained from the comparison of the averaged values from the trials (— without differentiation of temperatures, — with differentiation of temperatures of the intake manifold)

Rys. 6. Wykresy „ramka-wąsy” otrzymane z porównania średnich z prób (— bez różnicowania temperatur; — z różnicowaniem przewodów kolektora dolotowego)

Analogically to the experimental tests, the simulation ones included the differentiation of the temperatures of the intake manifold walls and the same engine speeds were analyzed. As the criterion for the evaluation, the average difference in the filling time up to 95% of the state of saturation was chosen:

$$\Delta_{fi} = \frac{\delta_{i(\Delta T=0)} - \delta_{i(\Delta T=64)}}{\sum_{i=1}^n (\delta_{i(\Delta T=0)} - \delta_{i(\Delta T=64)})} [ \% ] \quad (7)$$

where:

$$\delta_{i(\Delta T=0)} = t_{i(195\%)} - t_{i(III95\%)} \quad \text{and} \quad \delta_{i(\Delta T=64)} = t_{i(195\%)} - t_{i(III95\%)} \quad (8)$$

The analysis of the results of the tests shown in Fig. 8 shows that the temperature differences of the walls of the intake manifold  $\Delta T = 64^\circ\text{C}$  influences the process of the air filling of the measurement tanks. In per cent, the average

poddano średnią różnicę czasów napełniania zbiorników pomiarowych do 95% stanu nasycenia (7).

Analizując wyniki badań przedstawione na rys. 8, można stwierdzić, iż zróżnicowanie temperatur ścianek przewodów kolektora dolotowego  $\Delta T = 64^\circ\text{C}$  wpływa na proces napełniania zbiorników pomiarowych powietrzem. Procentowo średnia różnica czasów napełniania  $\Delta_{Tsr} = 2,7\%$  względem średniej, przy możliwej maksymalnej wartości  $\Delta_{Tmax} = 14,2\%$ .

W punktach, w których wyznaczane były czasy osiągnięcia 95% ciśnienia końcowego ustalonego, wyznaczano również temperaturę powietrza w zbiorniku. Wyznaczając z zależności (7) i (8) różnice temperatur, można stwierdzić średnie zróżnicowanie  $\Delta_{Tsr} \cong 38\%$  względem średniego, przy możliwym maksymalnym  $\Delta_{Tmax} \cong 95\%$ . Przedstawione wartości odnoszą się do wartości średniej różnic czasowych i temperatur, a obrazują zakłócenie, jakie może wywołać zróżnicowanie temperatury przewodów kolektora dolotowego.

Na podstawie wyników badań z wykorzystaniem modelu symulacyjnego stanowiska eksperymentalnego można stwierdzić, iż wpływ różnicowania temperatury przewodów na czasy napełniania zbiorników powietrzem, jak i zmiany temperatur jest znikomo mały.

### 5. Podsumowanie

Przeprowadzone badania nie pozwalają jednoznacznie potwierdzić znaczącego wpływu stanu cieplnego układu dolotowego silnika spalinowego na równomierność napełnienia cylindrów powietrzem. Analiza eksperymentalna dowiodła jednak 6-procentowego wpływu, lecz próg prawdopodobieństwa wystąpienia tego zróżnicowania jest znacznie poniżej wartości oczekiwanej (jedynie 48%). Również badania symulacyjne nie potwierdziły przyjętej hipotezy.

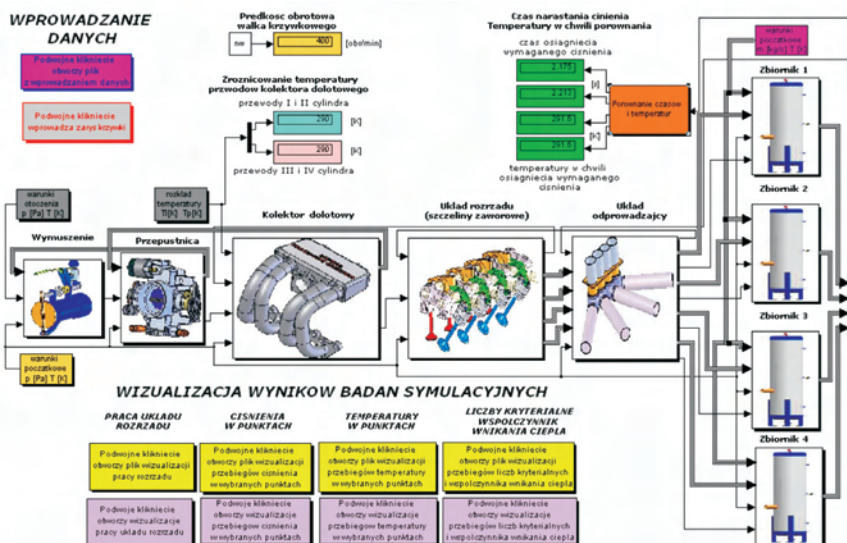


Fig. 7. Structural schematics of the virtual experimental test stand  
Rys. 7. Schemat strukturalny wirtualnego stanowiska eksperymentalnego

filling time difference  $\Delta_{\text{tsr}} = 2.7\%$  against the average, at the maximum value of  $\Delta_{\text{tmax}} = 14.2\%$ .

At the points where the times necessary to reach 95% of the final pressure were determined the temperature of the air in the tanks was determined as well. Determining the differences in the temperatures from the dependence (7) and (8) we can determine the average differentiation  $\Delta_{\text{tsr}} \cong 38\%$  against the average, at the maximum  $\Delta_{\text{tmax}} \cong 95\%$ . The presented values refer to the average value of the time and temperature differences and depict a disturbance that the temperature difference in the intake ducts may trigger.

Based on the test results with the use of the simulation model of the experimental test stand we can state that the influence of the temperature difference in the ducts on the air filling times and temperature changes is insignificant.

## 5. Conclusions

The performed tests cannot confirm the impact of the thermal state of the intake system on the unevenness of the cylinder air filling. The experimental analysis proved a 6% influence but the threshold of probability of the occurrence of this difference is way below the expected value (as low as 48%). The simulation tests did not confirm this hypothesis either.

Hence, we can finally state that the influence of the thermal state of the intake system on the unevenness of the air supply in the engine may be omitted in the course of the simulation tests of the process of charge exchange. The investigations presented in [12] can confirm this, showing that in a 6-cylinder engine, fitted longitudinally in the vehicle, the temperature difference of the ducts of the intake manifold during the dynamic tests on a chassis dynamometer oscillated around 8°C (the tests stand investigations included the difference of 64°C).

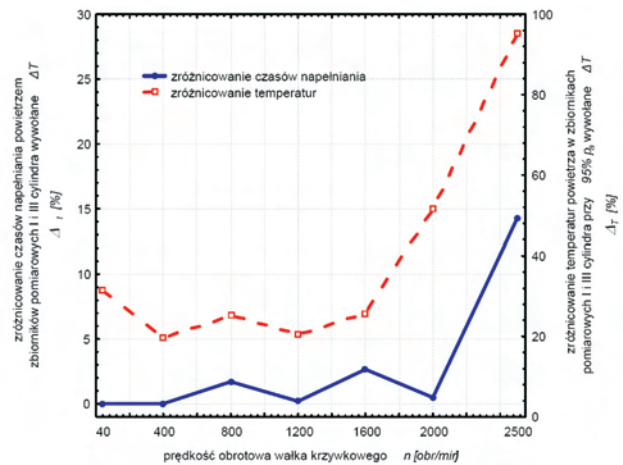


Fig. 8. The influence of the camshaft speed on the percentage variation of the filling time and temperatures in the measurement tanks of the I and III cylinders – simulation tests (full throttle opening)

Rys. 8. Wpływ prędkości obrotowej wałka krzywkowego na procentowe zróżnicowanie czasów napełniania i temperatur powietrza w zbiornikach pomiarowych I i III cylindra – badania symulacyjne (pełne otwarcie zaworu kłapkowego przepustnicy)

Stąd ostatecznie można stwierdzić, iż wpływ stanu cieplnego układu dolotowego na nierównomierność zasilania silnika może być pomijany w toku badań symulacyjnych procesu wymiany ładunku. Na potwierdzenie tego mogą posłużyć badania zawarte w [12], z których wynika, że w silniku 6-cylindrowym zamontowanym w pojeździe wzdłużnie różnica temperatur przewodów kolektora dolotowego, podczas badań dynamicznych na hamowni podwoziowej, oscylowała w granicach 8°C (badania stanowiskowe objęły różnicę 64°C).

Artykuł recenzowany.

## Bibliography/Literatura

- [1] Iwaszko J.: Przepływ sprężonego powietrza przez elementy pneumatyczne połączone szeregowo. Prace Naukowe Instytutu Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów nr 47, Konferencje nr 8, 1994.
- [2] Kordziński Cz., Środulski T.: Układy dolotowe silników spalinowych, WKiŁ. Warszawa 1968.
- [3] Merksiz J., Gis W., Pielecha J.: Monitorowanie emisji CO<sub>2</sub> i zużycia paliwa w samochodach osobowych. Transport Samochodowy nr 2, Wyd. ITS. Warszawa 2003.
- [4] Miatłuk M. F., Avtuszkow W. P.: Dynamika pniewmatischen i gidrawlicznych privodov avtomobiliej, Izdatelstwo Maszinstrojenije. Moskva 1980.
- [5] Miatłuk M., Kamiński Z., Czaban J.: Characteristic features of the airflow of pneumatic elements of agricultural vehicles, Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture, vol. 3 2003.
- [6] Mysłowski J.: Doładowanie bezsprężarkowe silników z zapłonem samoczynnym. WNT. Warszawa 1995.
- [7] Rawski F.: Określenie parametrów transportu mieszaniny palnej w układzie zasilania silnika spalinowego, przy zastosowaniu techniki izotopowej. Materiały konferencji: Zastosowanie technik radioizotopowych w przemyśle, medycynie i ochronie środowiska, tom I. Warszawa 1998.
- [8] Rawski F.: Proces napełniania cylindra przez układ dolotowy silnika tłokowego jako obiekt regulacji, Silniki Spalinowe nr 2, Wyd. Zakładów Przemysłu Metalowego H. Cegielski w Poznaniu. Poznań 1980.
- [9] Rawski F., Szpica D.: Równomierność pracy cylindrów silnika spalinowego jako ważny element w zakresie jego ekologii i ekonomii, Archiwum Motoryzacji, vol. 7 nr 2, 2004.
- [10] Rawski F., Szpica D.: Wpływ nierównomierności pracy cylindrów silnika spalinowego na emisję toksycznych składników spalin oraz zużycie paliwa, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej, z. 4, 2004.
- [11] Sobieszcański M.: Modelowanie procesu zasilania w silnikach spalinowych. Zagadnienia wybrane, WKiŁ. Warszawa 2000.
- [12] Szpica D.: Badanie procesu zasilania powietrzem cylindrów silnika spalinowego. Rozprawa doktorska, Politechnika Białostocka. Białystok 2005.

Mr Dariusz Szpica, PhD, MEng – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Białystok University of Technology.

Dr inż. Dariusz Szpica – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej.



## The method of generating a tractor engine time density characteristics

The paper presents a method of generating a time density characteristics – TD of agricultural tractor engines. The principle of operation of the TRS (Tractor Recording System) system and the method of measurement, recording and processing of the measured values have been presented. A TD characteristics of a Z8401.12 engine in a U912 tractor after a year of operation has been described.

Key words: agricultural tractor, combustion engine, time density characteristics

### Metoda sporządzania charakterystyki gęstości czasowej silników ciągnikowych

W artykule przedstawiono metodę tworzenia charakterystyki gęstości czasowej TD (Time Density) silników ciągników rolniczych. Przedstawiono zasadę działania systemu TRS (Tractor Recording System) oraz sposób pomiaru, rejestracji i przetwarzania mierzonych wielkości. Opisano charakterystykę TD silnika Z8401.12 po rocznym okresie eksploatacji ciągnika U912.

Słowa kluczowe: ciągnik rolniczy, silnik spalinowy, charakterystyka gęstości czasowej

### 1. Introduction

The characteristics of time density constitutes a map of distribution of an engine work time at individual points of communication with the receiver in the area of general engine characteristics, in its particular application. A TD characteristics connects the engine properties with the manner of its operation. Vehicle engines, including agricultural tractors are characterized by a variability of load and engine speed, hence we can assume that their operation is of random nature. A TD characteristics can be identified based on two synchronous courses of the following variables in time [2]:

$$\begin{aligned} n_s &= n_s(t) \\ \text{and } M_o &= M_o(t) \\ \text{for } t &\in (0, t_e) \end{aligned} \quad (1)$$

where:  $n_s$  – engine speed [rpm],  $M_o$  – engine torque [N·m],  $t_e$  – time of operation [min].

Engine work field in the coordinate system of  $n_s - M_o$  is divided into rectangular elements of dimensions  $\Delta n_s$  and  $\Delta M_o$ :

$$\Delta n_s = \frac{n_{s\max} - n_{s\min}}{n} \quad (2)$$

$$\Delta M_o = \frac{M_{o\max} - M_{o\min}}{M} \quad (3)$$

where:  $n$ ,  $M$  – number of intervals on the axes  $n_s$ ,  $M_o$ .

For the element numbered  $(x, y)$  the time density can be defined:

$$TD_{(x,y)} = \frac{t_{(x,y)}}{t_e} \quad (4)$$

where:  $t(x, y)$  – time of engine operation in which the quantities  $n_s$  and  $M_o$  belong to the field designated as  $(x, y)$  [min].

For the making of a TD characteristics of road vehicles, passenger cars in particular, dynamic road tests are applied.

### 1. Wstęp

Charakterystyka gęstości czasowej TD (Time Density) stanowi mapę rozkładu czasu pracy silnika w poszczególnych punktach współpracy z odbiornikiem w obszarze charakterystyki ogólnej silnika, w jego konkretnym zastosowaniu. Charakterystyka TD wiąże właściwości silnika ze sposobem jego eksploatacji. Silniki trakcyjne pojazdów, w tym ciągników rolniczych, cechuje zmienność zarówno obciążenia, jak i prędkości obrotowej wału korbowego, toteż uznać można, że ich eksploatacja ma charakter losowy. Charakterystykę TD zidentyfikować można na podstawie dwóch synchronicznych przebiegów zmiennych w czasie [2] oznaczonych jako (1),

gdzie:  $n_s$  – prędkość obrotowa wału korbowego silnika [obr/min],  $M_o$  – moment obrotowy silnika [N·m],  $t_e$  – czas eksploatacji [min].

Pole pracy silnika w układzie współrzędnych  $n_s - M_o$  dzielone jest na prostokątne elementy o wymiarach  $\Delta n_s$  i  $\Delta M_o$  określono przez (2) i (3),

gdzie:  $n$ ,  $M$  – liczba przedziałów na osiach  $n_s$ ,  $M_o$ .

Dla elementu o numerach  $(x, y)$  gęstość czasową można zdefiniować jako (4),

gdzie:  $t(x, y)$  – czas pracy silnika, w którym wielkości  $n_s$  i  $M_o$  należą do pola oznaczonego współrzędnymi  $(x, y)$  [min].

Do tworzenia charakterystyki TD silników pojazdów drogowych, szczególnie samochodów osobowych, służą dynamiczne testy jezdne. W warunkach hamowni podwozowej realizowane są poszczególne sekwencje prędkości i przyspieszeń pojazdu. Zgromadzone w ten sposób dane, w postaci czasów trwania poszczególnych obciążeń silnika w funkcji prędkości obrotowych wału korbowego silnika, pozwalają na odtworzenie stanów pracy, jakie osiąga silnik w warunkach drogowych [1].

Jednak istnieją specyficzne grupy pojazdów, w tym ciągniki rolnicze, dla których niemożliwe jest odzwierciedlenie

On chassis dynamometers individual speed and acceleration sequences of a vehicle are realized. The data obtained in such a way in the form of times of duration of individual loads in the function of engine speed enable the retrieval of the engines states in the road conditions [1].

There are, however, specific groups of vehicles that include agricultural tractors for which it is impossible to render a pre-set speed distribution as these vehicles are not only used in road transportation but also in non-road applications (constructions, agriculture, stationary drives PTO Power Take Off).

The Making of a TD characteristics for a tractor engine is difficult and time consuming due to the necessity of continuous long term monitoring and recording of work state information in particular conditions of operation. For agricultural tractors such a period should last for at least one agro-technical season. The tractor additionally requires fitting a torque and engine speed recording devices. Yet, such investigations carried out on a representative group of tractors may significantly contribute to the unification of the methods of evaluation of emissions from agricultural tractors.

The manner of measurement of the quantities needed to prepare the TD characteristics, particularly the torque, forces a fitting of a torque meter between the engine crankshaft and the clutch shaft. Due to the compactness of the drive train in a tractor the fitting of such a torque meter is a serious and difficult if not impossible modification of the tractor's drive train [5].

Much simpler in realization are the indirect methods of torque measurement. Several of those are applied in practice. After an appropriate interpretation of the selected indices: exhaust gas temperature, the parameters of the fuel supply system, momentary fuel consumption in the function of engine speed we can calculate the torque at a given moment [3, 4].

The estimation of the torque based on the temperature of the exhaust gas gives a large diversity of the results. As the tests show [3, 7], the relation of the torque and the temperature of the exhaust gas is largely dependent on the thermal state of the engine as well as the distance of the thermocouple from the exhaust valves. Even though the exhaust gas temperature increment depending on the torque at a steady engine speed is a function similar to a linear one, two engines of the same type may show differences in measurement of the temperature of the exhaust gases due to, for example, different angle of the onset of the fuel injection.

An indirect measurement of the torque based on the fuel supply system parameters gives accurate results in the case of in-line injection pumps. Through a sensor, we can measure and record the displacement of the rack inside a pump that directly renders the angle of rotation of the cylinders in the precision pairs in a pump, thus giving the amount of fuel delivered to the injectors [7].

The simplest method is the indirect measurement of torque based on the momentary fuel consumption [3]. This method requires a flow meter in the fuel delivery system.

złożonego w teście rozkładu prędkości, gdyż pojazdy te użytkowane są nie tylko w transporcie drogowym, ale także w pracach budowlanych, uprawowych oraz napędach stacjonarnych przez wał odbioru mocy PTO (*Power Take Off*).

Wykonanie charakterystyki TD silnika ciągnikowego jest trudne i pracochłonne, chociażby ze względu na konieczność ciągłego monitoringu i zapisu informacji o stanie pracy w dłuższym okresie, w konkretnych warunkach gospodarowania. Dla ciągników rolniczych okres ten powinien wynosić co najmniej jeden sezon agrotechniczny. Ciągnik wymaga ponadto dodatkowego wyposażenia w urządzenia rejestrujące moment i prędkość obrotową wału korbowego silnika. Jednak badania takie, prowadzone na reprezentatywnej grupie ciągników, mogą przyczynić się w znacznym stopniu np. do ujednolicenia metod oceny emisji spalin z ciągników rolniczych.

Sposób pomiaru wielkości potrzebnych do sporządzenia charakterystyki TD, szczególnie momentu obrotowego, wymusza instalację momentomierza pomiędzy wałem korbowym silnika a wałkiem sprzęgłowym skrzyni przekładniowej. Ze względu na zwartą konstrukcję układu napędowego ciągnika rolniczego, montaż momentomierza powoduje znaczną ingerencję w konstrukcję całego pojazdu, a niekiedy jest niemożliwy [5].

Znacznie łatwiejsze w realizacji są pośrednie metody pomiaru momentu obrotowego. W praktyce eksploatacyjnej stosowanych jest ich kilka. Po właściwej interpretacji wybranych wskaźników, m.in.: temperatury spalin, pozycji regulacyjnych urządzeń zasilających, chwilowego zużycia paliwa, w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego silnika, możliwe jest obliczenie wartości momentu obrotowego jaki rozwija on w danej chwili [3, 4].

Szacowanie momentu obrotowego na podstawie temperatury spalin daje dużą rozbieżność wyników. Jak wykazują badania [3, 7], zależność momentu obrotowego od temperatury spalin w znacznym stopniu uwarunkowana jest stanem cieplnym silnika oraz odległością umieszczenia termopary pomiarowej od zaworów wylotowych. Wprawdzie przyrost temperatury spalin w zależności od momentu obrotowego, przy stałej prędkości obrotowej wału korbowego silnika, jest funkcją zbliżoną do liniowej, to jednak dwa silniki tego samego typu mogą wykazywać różnice w pomiarze temperatury spalin, wynikające chociażby z różnych ustawień kąta początku tłoczenia paliwa.

Pośredni pomiar momentu obrotowego na podstawie pozycji regulacyjnych urządzeń zasilających daje wystarczająco dokładne rezultaty w przypadku rzędowych pomp wtryskowych. W prosty sposób można mierzyć i rejestrować za pośrednictwem czujnika przesunięcie listwy zębatej pompy, która bezpośrednio odwzorowuje kąt obrotu tłoczków par precyzyjnych pompy wtryskowej, a więc i dawkę paliwa tłoczonego do wtryskiwaczy [7].

Jednak najłatwiejszy w praktycznej realizacji jest pośredni pomiar momentu obrotowego na podstawie chwilowego zużycia paliwa [3]. Metoda ta wymaga jedynie instalacji przepływomierza w układzie zasilania paliwem. Dokładność pomiaru momentu uzależniona jest w tym przypadku

The accuracy of the measurement is in this case reliant on the accuracy of the flow meter. The conversion of the supplied fuel into the number of engine revolutions enables to eliminate the error of variable general efficiency in the whole area of engine operation. The aim of the investigation was to develop a method of preparation of a TD characteristics for engines applied in agricultural tractors. The investigation continued for the period of one year on a Z8401.12 engine fitted in a U912 tractor unit.

**2. Methodology**

In the Chair of Basics of Technology at University School of Agriculture in Szczecin a prototype of a TRS (*Tractor Recording System*) system has been developed for the preparation of TD characteristics of a piston combustion engine [6]. The recording device, presented in Fig. 1 consists of the following measurement systems:

- a) Engine speed,
- b) Hourly fuel consumption rate,
- c) Vehicle geographical location,
- d) Microprocessor module with external memory.

Through the TRS system we can read and store the following information about the engine state:

- a) Start and stop time of the engine,
- b) Engine work time,
- c) Engine speed,
- d) Hourly fuel consumption rate,
- e) Tractor’s geographical location.

Aside from the recording of the directly measured quantities we can also calculate and store the following quantities by introducing appropriate algorithms:

- a) Distance covered,
- b) Trajectory,
- c) Linear velocity,
- d) Linear acceleration or deceleration,
- e) Engine torque,
- f) Power output.

The value of the torque necessary for the preparation of the TD characteristics can be indirectly obtained through:

$$M_o = a \cdot g_{1000}^3 + b \cdot g_{1000}^2 + c \cdot g_{1000} + d \tag{5}$$

where quantity  $g_{1000}$  is described by the equation:

$$g_{1000} = \frac{\dot{V}_{pali}}{n_s} \cdot 10^3 \tag{6}$$

głównie od dokładności miernika przepływu paliwa. Przeliczenie zużytego podczas pomiaru paliwa na stałą liczbę obrotów wału korbowego silnika pozwala jednocześnie na wyeliminowanie błędu wynikającego z różnej sprawności ogólnej w całym obszarze pracy silnika. Celem badań było opracowanie metody tworzenia charakterystyki TD silników stosowanych w ciągnikach rolniczych. Badania wykonano w okresie jednego roku, na silniku Z8401.12, w który wyposażony jest ciągnik U912.

**2. Metodyka badań**

W Zakładzie Podstaw Techniki Akademii Rolniczej w Szczecinie opracowano i wykonano prototyp systemu TRS (*Tractor Recording System*) do sporządzania charakterystyki TD tłokowego silnika spalinowego [6]. Przedstawione na rys. 1 urządzenie pomiarowo-rejestrujące TRS złożone jest z układu do pomiaru:

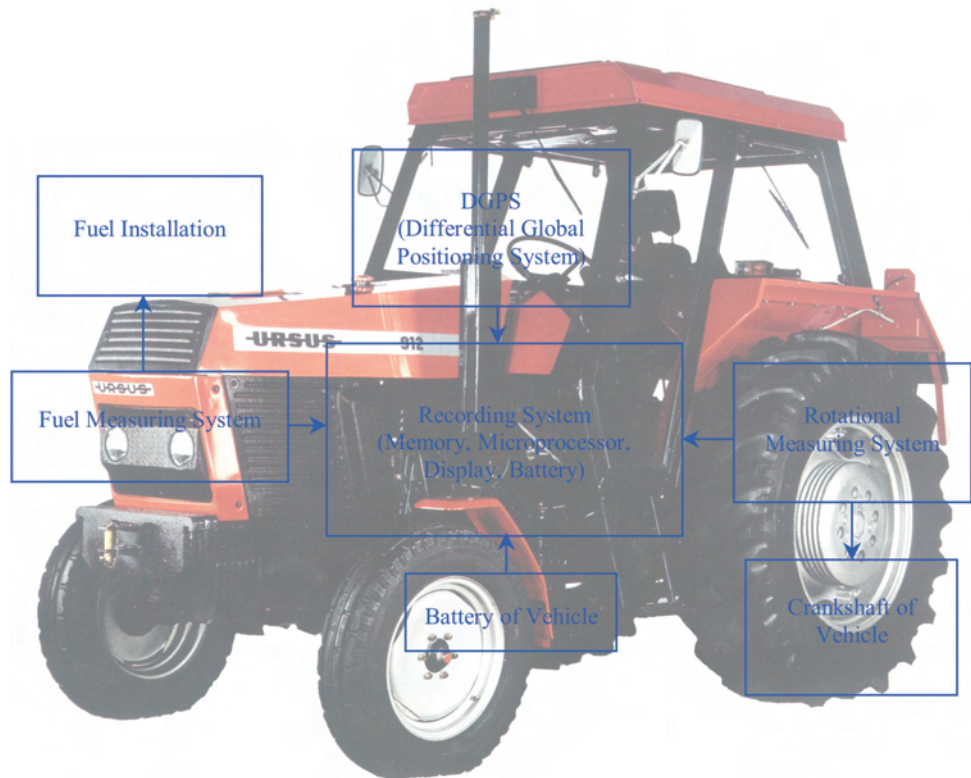


Fig. 1. Schematics of TRS fitted in U912

Rys. 1. Schemat systemu TRS zainstalowanego na ciągniku U912

- a) prędkości obrotowej wału korbowego silnika,
- b) godzinowego zużycia paliwa,
- c) położenia geograficznego pojazdu,
- d) modułu rejestratora z mikroprocesorem i pamięcią zewnętrzną.

Za pomocą systemu TRS można odczytywać i gromadzić w pamięci zewnętrznej następujące dane o stanie pracy ciągnika:

- a) godzinę uruchomienia i zatrzymania silnika pojazdu,
- b) czas pracy silnika,

where:  $a, b, c, d$  – coefficients characteristic for a given engine,  $g_{1000}$  – fuel consumption per 1000 revolutions [ $\text{dm}^3/1000 \text{ rpm}$ ],  $\dot{V}_{\text{pal}}$  – volumetric fuel flow intensity [ $\text{dm}^3/\text{min}$ ],  $n_s$  – engine speed [ $\text{rpm}$ ].

The coefficients  $a, b, c, d$  can be calculated as per the sequence of mathematical operations below. The basis for the calculations is the system of equations:

$$\begin{cases} N_e = \frac{M_o \cdot 2 \cdot \Pi \cdot n_s}{60 \cdot 10^3} \\ g_e = \frac{G_e \cdot 10^3}{N_e} \end{cases} \quad (7)$$

where:  $N_e$  – nominal power output [ $\text{kW}$ ],  $g_e$  – specific fuel consumption [ $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ ],  $G_e$  – hourly fuel consumption [ $\text{kg}/\text{h}$ ],

whose solution is the relation:

$$G_e = \frac{M_o \cdot 2 \cdot \Pi \cdot n_s \cdot g_e}{60 \cdot 10^6} \quad (8)$$

Assuming that the measurement of the fuel consumption in the field is possible through the volumetric method we can note:

$$G_e = 60 \cdot \dot{V}_{\text{pal}} \cdot \rho_{\text{pal}} \quad (9)$$

where:  $\rho_{\text{pal}}$  – fuel density [ $\text{kg}/\text{dm}^3$ ].

After substituting (9) to relation (8) and conversion we obtain:

$$\dot{V}_{\text{pal}} = \frac{M_o \cdot 2 \cdot \Pi \cdot n_s \cdot g_e}{3600 \cdot 10^6 \cdot \rho_{\text{pal}}} \quad (10)$$

Then, after substituting the equation (6) to the equation (10) we obtain the ultimate relation:

$$g_{1000} = \frac{2 \cdot \Pi \cdot M_o \cdot g_e}{3600 \cdot 10^3 \cdot \rho_{\text{pal}}} \quad (11)$$

Based on the general characteristics of a given engine type we need to convert the values of unitary fuel consumption into quantity  $g_{1000}$  as per relation (11). For each engine speed we obtain a sequence of numbers that forms a multinomial function. We can also assume the same values of coefficients for all the values of engine speeds but in such a case the calculation error in the extreme fields of universal characteristics may reach several per cent.

The determined values of coefficients  $a, b, c, d$  for the engine speed ranges of Z8401.12 have been presented in Table 1.

In the developed method of the preparation of a TD characteristics the measured quantities are calculated and recorded in constant time intervals. Subsequently, these quantities are averaged for each time interval. This method is more accurate as opposed to the method of momentary quantity sampling. The measurements of the momentary quantities such as fuel flow require devices of high measurement accuracy which renders them more expensive.

- prędkość obrotową wału korbowego silnika,
- godzinowe zużycie paliwa przez silnik,
- położenie ciągnika według danych geograficznych.

Oprócz zapisu bezpośrednio zmierzonych wielkości można także, przez wprowadzenie do pamięci modułu rejestratora odpowiednich algorytmów, obliczyć i zapisać wielkości:

- długość przebytej drogi,
- trajektorię ruchu,
- prędkość liniową,
- przyspieszenie lub opóźnienie w ruchu liniowym,
- rozwijany moment obrotowy silnika,
- rozwijaną moc.

Niezbędny do stworzenia charakterystyki TD moment obrotowy można obliczyć metodą pośrednią wg zależności (5), w której wielkość  $g_{1000}$  jest opisana równaniem (6), gdzie:  $a, b, c, d$  – współczynniki charakterystyczne dla danego typu silnika,  $g_{1000}$  – zużycie paliwa na 1000 obrotów wału korbowego silnika [ $\text{dm}^3/1000 \text{ obr}$ ],  $\dot{V}_{\text{pal}}$  – objętościowe natężenie przepływu paliwa [ $\text{dm}^3/\text{min}$ ],  $n_s$  – prędkość obrotowa wału korbowego silnika [ $\text{obr}/\text{min}$ ].

Współczynniki  $a, b, c, d$  można wyznaczyć według poniższego toku działań matematycznych. Podstawą obliczeń jest układ równań (7),

gdzie:  $N_e$  – moc znamionowa [ $\text{kW}$ ],  $g_e$  – jednostkowe zużycie paliwa [ $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ ],  $G_e$  – godzinowe zużycie paliwa [ $\text{kg}/\text{h}$ ], którego rozwiązanie stanowi zależność (8).

Zakładając, że pomiar ilości zużywanego paliwa w warunkach polowych jest możliwy wyłącznie metodą objętościową, można zapisać (9),

gdzie:  $\rho_{\text{pal}}$  – gęstość paliwa [ $\text{kg}/\text{dm}^3$ ].

Po podstawieniu (9) do zależności (8) i przekształceniu otrzymano (10).

Następnie, po podstawieniu równania (6) do równania (10) otrzymano ostateczną zależność (11).

Na charakterystyce ogólnej danego typu silnika należy przeliczyć wartości jednostkowego zużycia paliwa na wielkość  $g_{1000}$  wg zależności (11). Powstaje wtedy, dla każdej prędkości obrotowej wału korbowego silnika, uszeregowany ciąg liczb tworzący funkcję wielomianową. Można również przyjąć te same wartości współczynników dla wszystkich wartości prędkości obrotowych, wtedy jednak błąd obliczeń

Table 1. Values of coefficients  $a, b, c, d$  (eq. 5), characteristic of Z8401.12

Tabela 1. Wartości współczynników  $a, b, c, d$  we wzorze (5), charakterystyczne dla silnika Z8401.12

Engine speed $n_s$ [rpm]/ Prędkość obrotowa wału korbowego silnika [obr/min]	Coefficients/ Współczynniki			
	a	b	c	d
under/poniżej 550	$2 \cdot 10^{-5}$	0.0113	0.7329	5.3038
550-850	$-2 \cdot 10^{-5}$	0.0111	0.7375	5.3835
850-1150	$3 \cdot 10^{-5}$	0.0031	1.0981	1.8143
1150-1450	$1 \cdot 10^{-5}$	0.0081	0.8222	5.2349
1450-1750	$-7 \cdot 10^{-5}$	0.0234	0.0169	14.687
1750-2050	$1 \cdot 10^{-5}$	0.0081	0.8222	5.2349
over/powyżej 2050	$3 \cdot 10^{-5}$	0.0031	1.0981	1.8143

As far as the recording accuracy of the engine states is concerned, one of the more impactful factors is the selection of the time of averaging of the measured quantities. We may assume that the more static the engine operation the longer the averaging time of the measured quantities may be. The specific operating conditions of tractor engines i.e. performing at quasi static engine speed allows an extension of the averaging time as opposed to road vehicles where accelerations and decelerations in engine speed are even more frequent. Based on the tests on a chassis dynamometer it has been ascertained that the optimum averaging time of the measured quantities for the tested tractor U912 amounts to 30 seconds. At shorter averaging time the measured quantities were too erratic due to accuracy issues. Too long an averaging time did not allow for all the changes in engine load.

The TRS system does not require any attention from the vehicle user. It operates independently from the driver. The recording module activates automatically upon engine start and deactivates upon engine stop. The data registration is performed on an exchangeable data carrier. A memory card fitted in the recording device enables the registration of the data. It is also possible to transmit data in real time to a desktop computer from more than one TRS device simultaneously through ground GPRS (General Packet Radio Service) transmitters, which is important for large area farms. In such a case additional software and a mainframe computer active on a continuous basis are required. The recording module is powered from the vehicle battery system and additionally fitted with a standalone battery. The recording module supports a variety of engine speed sensors using the Hall effect for the pulse generation from the teeth of the flywheel. In the recording module we can pre-set a number of pulses i.e. the number of teeth in the flywheel that equal to a single crankshaft revolution. This enables TRS to be applied in many types of engines irrespective of their size or power rating. The presetting of the fuel consumption module is performed in a similar manner. After entering the number of pulses into the memory of the recording module that equals a given unit of delivered fuel we can calculate the consumption through a wide range of metering devices. After the preliminary trials on a chassis dynamometer a prototype of a TRS was tested under operating conditions on a tractor U912 in one of the farms in the region of Pomorze Zachodnie. After a year of the tractor operation a TD characteristic for this engine was generated.

### 3. Results of the measurements

Generating of the TD characteristics gives a full spectrum of the engine loads under operation (Fig. 2). The longer the time of recording the thicker the density of the grid  $\Delta M_o - \Delta n_s$ , which allows a considerable graph filling [8]. The values of probability of occurrence of particular engine states in individual load ranges have been shown in Table 2 assuming the intervals of  $\Delta M_o$  equaling 20 N·m, and the intervals of  $\Delta n_s$  equaling 200 rpm.

From the obtained TD characteristics it results that the engine of the tested tractor most frequently operated at idle

w skrajnych polach charakterystyki uniwersalnej może dochodzić do kilkunastu procent.

Wyznaczone wartości współczynników a, b, c, d dla zakresów prędkości obrotowych wału korbowego silnika Z8401.12 przedstawiono w tab. 1.

W opracowanej metodzie sporządzania charakterystyki TD wielkości mierzone zliczane i rejestrowane są w stałych odstępach czasu. Następnie, zliczone w ten sposób wielkości, są uśredniane dla każdego przedziału czasowego. Jest to bardziej dokładna metoda w porównaniu z metodą opartą na tzw. próbkowaniu wielkości chwilowych. Pomiary wielkości chwilowych, np. przepływu paliwa, wymagają zastosowania urządzeń o bardzo dużej dokładności pomiaru, a przez to i droższych.

Jednym z czynników wpływających na dokładność rejestracji stanów pracy silnika jest dobór czasu uśredniania mierzonych wielkości. Można przyjąć założenie, że im bardziej charakter pracy silnika odpowiada stanom statycznym, tym czas uśredniania mierzonych wielkości może być dłuższy. Specyfika pracy silników ciągnikowych, tj. wykonywanie większości zabiegów agrotechnicznych przy quasi-statycznej prędkości obrotowej wału korbowego silnika, pozwala na wydłużenie czasu uśredniania w stosunku do pojazdów drogowych, w których występowanie przyspieszeń i opóźnień w ruchu obrotowym silnika jest częstsze. Na podstawie prób wykonanych na hamowni silnikowej ustalono, że optymalny czas uśredniania wielkości mierzonych dla badanego ciągnika U912 wynosi 30 s. Przy krótszym czasie uśredniania wielkości mierzone były obarczone zbyt dużym błędem wynikającym z dokładności przyrządów. Z kolei za długi czas uśredniania nie pozwolił na uwzględnienie wszystkich zmian obciążenia silnika.

System TRS nie wymaga obsługi ze strony użytkownika pojazdu. Działa niezależnie od kierowcy ciągnika. Moduł rejestratora aktywuje się samoczynnie po uruchomieniu silnika i wyłącza natychmiast po jego zatrzymaniu. Zapis danych odbywa się na wymiennym nośniku. Karta pamięci zainstalowana w rejestratorze umożliwia zapis danych. Istnieje również możliwość przesyłania danych w czasie rzeczywistym do komputera stacjonarnego z więcej niż jednego urządzenia TRS jednocześnie za pomocą naziemnych urządzeń nadawczych GPRS (*General Packet Radio Service*), co ma istotne znaczenie w przypadku gospodarstw wielkoobszarowych. Wymagane jest wtedy dodatkowe oprogramowanie oraz stale włączony komputer bazowy. Moduł rejestratora jest zasilany ze źródła prądu w pojeździe (akumulatora) oraz dodatkowo wyposażony w akumulator wewnętrzny. Moduł rejestratora może współdziałać z różnymi czujnikami prędkości obrotowej wykorzystującymi efekt Halla do generowania impulsów obrotowych, pochodzących od zębów wieńca koła zamachowego. W module rejestratora można zaprogramować liczbę impulsów, tj. zębów wieńca koła zamachowego, odpowiadających jednemu pełnemu obrotowi wału korbowego. Umożliwia to zastosowanie układu TRS do różnych typów silników niezależnie od ich wielkości czy też mocy. Podobnie możliwe jest także zaprogramowanie układu do pomiaru ilości zużywanego paliwa.

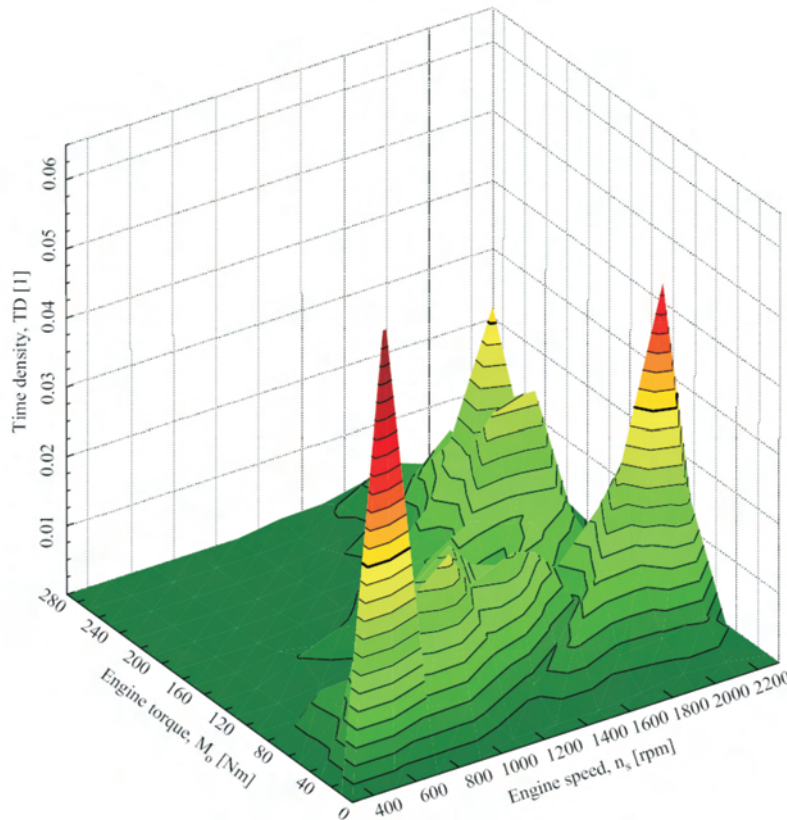


Fig. 2. TD characteristics of the tested engine

Rys. 2. Charakterystyka gęstości czasowej badanego silnika

speed i.e. within the torque range of 0–20 N·m and engine speed of 400–600 rpm. The second most prevalent engine state was 60–80 N·m at 2000–2200 rpm. The load distribution obtained in the tests indicates an incomplete exploitation

zakresie momentu obrotowego 0–20 N·m, przy prędkości obrotowej wału korbowego silnika w zakresie 400–600 obr/min. Drugim co do długości był stan pracy silnika

Po wprowadzeniu do pamięci modułu rejestratora liczby impulsów przypadających na jednostkę objętości paliwa możliwy jest pomiar jego zużycia w szerokim zakresie rodzajów stosowanych miernic. Po wykonaniu wstępnych prób i ustawień regulacyjnych w hamowni silnikowej, prototyp TRS testowany był w warunkach eksploatacyjnych na ciągniku U912 w jednym z gospodarstw regionu Pomorza Zachodniego. Po rocznym okresie eksploatacji ciągnika otrzymano charakterystykę TD jego silnika.

### 3. Wyniki pomiarów

Sporządzenie charakterystyki TD daje pełen obraz obciążeń silnika występujących w eksploatacji (rys. 2). Im dłuższy jest czas rejestracji, tym większa może być gęstość siatki  $\Delta M_o - \Delta n_s$ , co pozwala na duże wypełnienie wykresu [8]. Wartości prawdopodobieństwa wystąpienia poszczególnych stanów pracy silnika w poszczególnych zakresach obciążeń przedstawiono w tab. 2, przyjmując przedziały  $\Delta M_o$  równe 20 N·m, natomiast przedziały  $\Delta n_s$  równe 200 obr/min.

Z otrzymanej charakterystyki TD wynika, że silnik badanego ciągnika najczęściej pracował na biegu jałowym, tj. w

Table 2. Share of individual engine states (Z8401.12)

Tabela 2. Udziały poszczególnych stanów pracy silnika Z8401.12

Time Density, TD/ Gęstość czasowa [1]	Engine speed, $n_s$ [rpm]/Prędkość obrotowa wału korbowego silnika [obr/min]								
Engine torque/Moment obrotowy silnika $M_o$ [N·m]	400 -600	600 -800	800 -1000	1000 -1200	1200 -1400	1400 -1600	1600 -1800	1800 -2000	2000 -2200
0-20	<b>0.06727</b>	0.00859	0.00761	0	0	0	0.00062	0.00132	0.00097
20-40	0.01381	0.02107	0.02647	0.01080	0.00345	0.00867	0.00380	0.00424	0.00557
40-60	0.00575	0.03160	0.00744	0.01779	0.02044	0.00486	0.01336	0.01212	0.02345
60-80	0.00637	0.00664	0.01646	0.02124	0.01097	0.01628	0.00672	0.02407	<b>0.04903</b>
80-100	0	0.00115	0.00717	0.01186	0.01420	0.01212	0.00955	0.01646	0.02655
100-120	0	0.00071	0.00239	0.00991	0.01115	0.00761	0.01407	0.00708	0.01442
120-140	0	0.00266	0.00496	0.00221	0.01044	0.01416	0.01177	0.01495	0.00327
140-160	0	0.00106	0	0.00389	0.00743	0.00832	0.02531	0.02664	0.00433
160-180	0	0	0.00071	0.00097	0.00566	0.01177	0.01814	0.02363	0.00805
180-200	0	0	0.00018	0.00106	0.00132	0.00362	0.01672	0.03434	0.00194
200-220	0	0	0	0.00053	0.00247	0.00478	0.01177	0.01292	0.00424
220-240	0	0	0	0.00017	0.00097	0.00194	0.00655	0.01212	0.00053
240-260	0	0	0	0	0.00044	0.00309	0.00725	0.00504	0.00053
260-280	0	0	0	0	0.00088	0.00106	0.00239	0.00256	0

of the power capacity of the tested tractor. Besides, the long time of the idle engine state indicates a considerable use of the engine to drive the tractor's peripheral equipment.

#### 4. Conclusions

Contemporary measuring techniques have reduced the time consumption while performing the field tests, which is a reason for a more frequent use of the results of these tests in forecasting and modeling of the processes occurring during tractor operation. The development of the TRS system is an excellent example here, thanks to which the here presented TD characteristics of an engine in operation has been prepared.

The TRS system may be applied in the following fields:

- recording of the tractor's time of operation and fuel consumption,
- determining of the technical condition of the tractor based on variations in fuel consumption at identical operations or comparison of several units,
- planning of trajectories in field works preventing multiple soil tamping,
- determining of the extent of power exploitation,
- optimization of the tractor's operation through appropriate selection of working speeds thanks to visualizations and signaling of the measured quantities in the driver's compartment,
- determining of the exhaust emissions from agricultural tractors based on the fuel consumption in the function of power (simulation tests as per European Standards).

obciążonego odpowiednio 60–80 N·m przy 2000–2200 obr/min. Uzyskany w badaniach rozkład obciążeń świadczy o niepełnym wykorzystaniu mocy ciągnika. Ponadto długi czas pracy silnika na biegu jałowym wskazuje na istotny udział czynności pomocniczych, tj. agregatownie sprzętu itp.

#### 4. Podsumowanie

Obecna technika pomiarowa pozwala na obniżenie pracochłonności wykonywania badań polowych, co sprawia, że ich wyniki są coraz częściej wykorzystywane do prognozowania oraz modelowania procesów zachodzących podczas eksploatacji ciągnika. Przykładem tego typu działań jest stworzenie systemu TRS, dzięki któremu wykonano przedstawioną w artykule charakterystykę TD badanego silnika w warunkach eksploatacyjnych.

System TRS może znaleźć praktyczne zastosowanie w następujących obszarach:

- ewidencjonowania czasu pracy ciągnika oraz zużycia paliw płynnych,
- określenia stanu technicznego ciągnika na podstawie zmian zużycia paliwa przy takich samych zabiegach agrotechnicznych lub przez porównanie kilku ciągników,
- planowania przejazdów (ścieżek technologicznych) w uprawach polowych pozwalających uniknąć wielokrotnego ugniatania gleby,
- określenia stopnia wykorzystania mocy ciągnika w gospodarstwie,
- optymalizacji pracy ciągnika przez odpowiedni wybór przełożeń dzięki wizualizacji i sygnalizacji mierzonych wielkości w kabinie operatora,
- określenia emisji szkodliwych składników spalin z ciągników rolniczych na podstawie przebiegowego zużycia paliwa w funkcji rozwijanej mocy (testy symulacyjne według normy europejskiej).

Artykuł recenzowany.

#### Bibliography/Literatura

- Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, z. 173, 1999.
- Cichy M.: Nowe teoretyczne ujęcie charakterystyki gęstości czasowej. Silniki Spalinowe 2-3, 1986, s. 75-78.
- de Souza E.G., Milanez L.F.: Indirect Evaluation of the Torque of Diesel Engines. Transactions of the ASAE 5 (31), 1988, s. 1350-1354.
- Harris H.D.: Prediction of the Torque and Optimum Operating Point of Diesel Engines using Engine Speed and Fuel Consumption. Journal Agricultural Engineering Research 53, 1992, s. 93-101.
- Kim J.H., Kim K.U., Wu Y.G.: Analysis of transmission load of agricultural tractors Journal of Terramechanics 37, 2000, s. 113-125.
- Koniuszy A., Nadolny R.: Sposób monitoringu pracy ciągnika oraz urządzenie do jego realizacji. Zgłoszenie patentowe P 381892, 2007.
- Opuchlik A., Smela M.: Pomiar temperatury spalin oraz przesunięcia listwy zębatej pompy wtryskowej jako pośrednie metody wyznaczania momentu obrotowego silnika. Praca magisterska niepublikowana, AR Szczecin, 1992.
- Romaniszyn K.M.: Ocena różnic w określaniu zużycia paliwa samochodu na podstawie charakterystyki uniwersalnej i dynamicznej. Silniki Spalinowe 2 (119), 2004, s. 48-54.

Mr Adam Koniuszy, PhD, MEng – doctor at the Chair of Basics of Technology, University School of Agriculture in Szczecin.

Dr inż. Adam Koniuszy – adiunkt w Zakładzie Podstaw Techniki Akademii Rolniczej w Szczecinie.



## Trends in the development of turbocharging systems in automotive vehicles

*The application of turbocharging systems results in serious problems related to the delivery of appropriate amount of air needed to entirely burn the supplied dose of fuel. This problem is particularly relevant for non-adjustable turbocharging systems (constant geometry turbines). The improvements of the turbocharging systems in compression ignition engines may be implemented through such solutions as two stage or sequential turbocharging that show significant benefits as opposed to a single stage variable turbocharger geometry (VGT) turbocharging. The paper presents adjustable two stage turbocharging and sequential turbocharging finding application in serially manufactured vehicles. The assessment of the properties of these solutions and attempts to describe the trends in the further development of the turbocharging systems have been made. With this background, the results of own research of the author have been presented performed on a SW 680 sequentially turbocharged engine.*

Key words: CI engine, turbocharging, two stage turbocharging, sequential turbocharging

### Kierunki rozwoju systemów turbodoładowania silników samochodowych

*Z zastosowaniem turbodoładowania wiążą się istotne problemy wynikające w głównej mierze z możliwości doprowadzenia odpowiedniej ilości powietrza potrzebnej do całkowitego spalania dawki paliwa. Problem ten jest szczególnie istotny w układach bez regulacji doładowania. Poprawie parametrów pracy turbodoładowanych silników o zapłonie samoczynnym mogą służyć takie rozwiązania, jak doładowanie dwustopniowe lub doładowanie zakresowe, które wykazują istotne korzyści także w stosunku do doładowania jednostopniowego turbosprężarką o zmiennym kącie nachylenia łopatek kierownicy turbiny VTG. W artykule przedstawiono rozwiązania regulowanego doładowania dwustopniowego oraz doładowania zakresowego, które znalazły zastosowanie w seryjnie produkowanych samochodach. Dokonano oceny właściwości tych rozwiązań i próby nakreślenia kierunków dalszego rozwoju systemów turbodoładowania. Na tym tle przedstawiono wyniki badań własnych autora, prowadzone na silniku SW 680 z doładowaniem zakresowym.*

Słowa kluczowe: silnik ZS, turbodoładowanie, doładowanie dwustopniowe, doładowanie zakresowe

### 1. Introduction

The development works conducted within the last two decades resulted in diesel engines approximating gasoline engines in terms of performance parameters with the fuel economy of the former remaining on a lower level. One of the factors conducive to the improvement of diesel engines was the overcoming of the problems related to the realization of high pressure injection as well as the popularization of intercooled turbocharging. Lower fuel consumption, lower emissions and better dynamics (approximating that of gasoline engines) ensued, particularly in modern direct injection engines. Turbocharging does generate certain problems related to the delivery of appropriate amount of air needed to entirely burn the supplied dose of fuel. This is related to the delay in the air supply by the turbocharger not only during sudden acceleration but also at steady state engine work conditions. The problem is particularly valid in non-adjustable turbocharging systems, where the turbocharger is calibrated to the nominal conditions. The required charging pressures are obtained only when the nominal power is reached. In order to ensure the optimum turbocharging efficiency adjustable turbocharging systems are necessary.

### 2. Description of the problem

Now that the VTG turbochargers have an established position in the market as a solution popularly applied in

### 1. Wstęp

Prowadzone w ostatnich dwóch dekadach prace rozwojowe spowodowały, że silniki o zapłonie samoczynnym (ZS) zbliżyły się pod względem osiągnięć do silników o zapłonie iskrowym (ZI), przy wciąż znacznie mniejszym zużyciu paliwa. Jednym z czynników sprzyjających rozwojowi silników o ZS było opanowanie problemów związanych z realizacją wysokociśnieniowego wtrysku, a także upowszechnienie turbodoładowania z jednoczesnym chłodzeniem powietrza doładowującego. Uzyskano dzięki temu zmniejszenie zużycia paliwa i zmniejszenie emisji związków toksycznych, zwłaszcza w nowoczesnych jednostkach z wtryskiem bezpośrednim, oraz dynamikę porównywalną z silnikami o ZI. Z zastosowaniem turbodoładowania wiążą się pewne problemy wynikające w głównej mierze z możliwości doprowadzenia odpowiedniej ilości powietrza potrzebnej do całkowitego spalania dawki paliwa. Dotyczy to nie tylko występowania niekorzystnego zjawiska zwłoki w podawaniu powietrza przez sprężarkę podczas gwałtownego przyspieszania, lecz również ustalonych warunków pracy silnika. Problem ten jest szczególnie istotny w układach bez regulacji ciśnienia doładowania, w których turbosprężarka musi być dopasowana do warunków znamionowych. Wymagane ciśnienia doładowania uzyskiwane są dopiero przy mocy znamionowej. Do zapewnienia odpowiedniej wydajności turbodoładowania konieczne jest zastosowanie układów regulacji.

passenger car and light duty truck diesel engines, certain limits in a single stage turbocharging became visible. In currently designed single stage turbochargers the compression rate limit is 4 and one should not expect this value to grow due to a considerable drop in the efficiency. Besides, a higher nominal power rating usually leads to a lowering of the engine torque at lower engine speeds. Fig. 1a presents a flow characteristics of a turbocharger with an added line of cooperation with the engine. In a single stage turbocharging the full characteristics of the turbocharger is utilized including areas where the efficiency of the charger is low. The points of work of the engine may significantly vary from the line of its maximum efficiency. The pumping limit of a turbocharger at low flow intensity reduces the possibility of obtaining the required compression rate at lower engine speed as well. This problem intensifies with the growth of the nominal power and extension of the usable speed range of an engine, which forces a use of chargers of characteristics covering a wide range of air delivery rate and a flat pumping limit. The increase in the charging pressure at low

## 2. Opis problemu

Obecnie, gdy turbosprężarki typu VTG utrwaliły swoją pozycję jako rozwiązanie powszechnie stosowane w silnikach o ZS przeznaczonych do samochodów osobowych oraz częściowo do samochodów dostawczych, uwidoczniły się jednocześnie granice doładowania jednostopniowego. W obecnie budowanych jednostopniowych turbosprężarkach osiągnane są wartości sprężu 4 i nie należy oczekiwać dalszego wzrostu ciśnienia doładowania w układzie jednostopniowym ze względu na nieunikniony znaczny spadek sprawności. Ponadto, większa moc znamionowa prowadzi najczęściej do zmniejszenia wartości momentu obrotowego silnika w zakresie mniejszej prędkości obrotowej. Na rysunku 1a przedstawiona została charakterystyka przepływowa sprężarki z naniesioną linią współpracy z silnikiem. Przy doładowaniu jednostopniowym wykorzystana jest cała charakterystyka sprężarki, obejmująca również obszary, gdzie sprawność sprężania jest bardzo mała. Punkty pracy silnika mogą znacznie odbiegać od linii jej maksymalnej sprawności. Również sam przebieg granicy pompowania

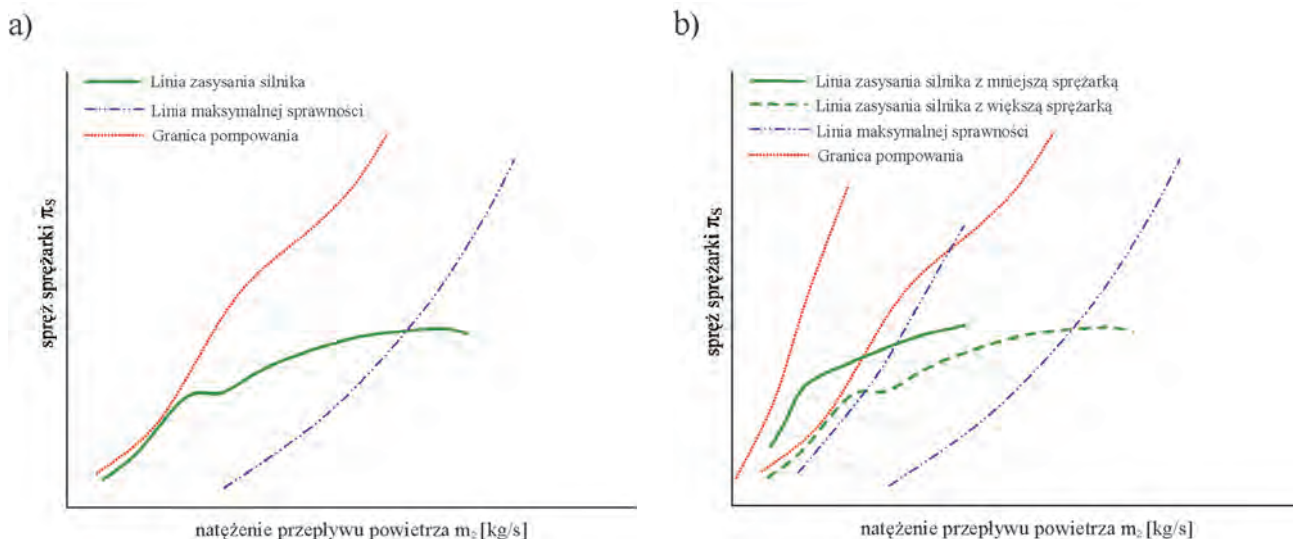


Fig. 1. Possibilities of use of the turbocharger characteristics in the engine – charger cooperation: a) smaller, b) larger

Rys. 1. Możliwości wykorzystania charakterystyki sprężarki przy współpracy silnika z turbosprężarką: a) większą, b) mniejszą

engine speed requires the application of turbochargers of a steep pumping limit, characterized by a lower air delivery rate. Hence, it is possible in engines of a narrow range of usable engine speeds and moderate charging rates. Such a situation is shown in Fig. 1b, where, for comparison, lines of cooperation with the engine have been shown (smaller and larger turbocharger).

Further improvements of the operation of turbocharged diesel engines may be implemented through such solution as two stage or sequential turbocharging. These systems show significant advantages as opposed to a single stage VTG turbocharging before the limit (drop in efficiency) is reached.

sprężarki przy niewielkich natężeniach przepływu powietrza ogranicza możliwości uzyskania wymaganych wartości sprężu w zakresie mniejszej prędkości obrotowej silnika. Problem ten nasila się wraz ze wzrostem mocy znamionowej oraz rozszerzeniem użytecznego zakresu prędkości obrotowej silnika, co zmusza do stosowania sprężarek o charakterystykach obejmujących szeroki zakres wydatków powietrza i o płasko przebiegającej granicy pompowania. Zwiększenie ciśnienia doładowania przy małej prędkości obrotowej wymaga zastosowania mniejszych sprężarek o stromo przebiegającej granicy pompowania, które charakteryzują się jednak mniejszym wydatkiem powietrza. Jest więc to możliwe w silnikach o wąskim zakresie użytecznych prędkości obrotowych i umiarkowanych wartościach stopnia

### 3. Multistage turbocharging systems

In a multistage turbocharging system [1, 3, 9, 27] the smaller, high pressure turbocharger (1) and the larger low pressure turbocharger (2) are in a serial configuration (Fig. 2a). This gives way to intercooling. It is an important advantage of this system. Thanks to this solution, to a large extent, the disadvantageous value of the total efficiency occurring in a two stage system can be compensated, because, beginning at a certain power value, even at optimum configuration of the turbochargers the obtained efficiencies are not high. In two stage turbocharging the division of pressure drops between the stages is particularly important for which an optimum must be sought. The division of power between both stages of the compressor and the turbine is important not only in terms of the total system efficiency but also in terms of the design and properties of the turbochargers. Attention must be paid to the pumping limit of the chargers. On the characteristics of the larger, low pressure compressor the pumping limit is more flat than it is in the case of the smaller, high pressure compressor. This may cause the risk of reaching the pumping limit by the larger compressor while, at growing loads, the low pressure compressor power share is too low. This may also generate problems while operating at part loads. To this end, it is purposeful to aim at high power share of the low pressure compressor [2, 3]. The application of the bypass valve (4) (*waste-gate*) allows an adjustment of the power share of the two turbochargers and leads to the improvement of the dynamic properties. These solutions are applied in large engines of heavy duty vehicles. However, the application of such a solution in passenger cars requires certain modifications (Fig. 2b) consisting in a fitting of a valve (5) in the bypass channel of the high pressure turbocharger. This

doładowania. Sytuację taką ilustruje rys. 1b, na którym dla porównania przedstawione zostały możliwe do uzyskania linie współpracy z silnikiem mniejszej i większej sprężarki.

Dalszej poprawie parametrów pracy turbodoładowanych silników ZS mogą służyć takie rozwiązania, jak np. doładowanie dwustopniowe lub doładowanie sekwencyjne. Systemy te wykazują istotne korzyści także w stosunku do doładowania jednostopniowego turbosprężarką VGT, zanim osiągnie się granicę charakteryzującą się spadkiem sprawności.

### 3. Systemy doładowania wielostopniowego

W doładowaniu wielostopniowym [1, 3, 9, 27] mniejsza sprężarka stopnia wysokiego ciśnienia (1) oraz większa niskociśnieniowa (2) połączone są szeregowo (rys. 2a). Stwarza to możliwość zastosowania chłodzenia między-stopniowego. Jest to istotną zaletą takiego układu. Dzięki temu w dużej mierze może być kompensowana niekorzystna wartość sprawności całkowitej, występująca w układzie dwustopniowym, gdy począwszy od określonej mocy, nawet przy optymalnym dopasowaniu turbosprężarek, osiągnięte sprawności nie są wysokie. Przy dwustopniowym doładowaniu szczególnie ważny jest podział spadków ciśnień pomiędzy stopniami niskiego i wysokiego ciśnienia, dla którego należy znaleźć optimum. Podział mocy między oba stopnie sprężarkowe oraz turbinowe jest ważny nie tylko z uwagi na całkowitą sprawność układu, ale również ze względu na budowę i właściwości turbosprężarek. Szczególną uwagę należy zwrócić na granicę pompowania sprężarek. Na charakterystyce większej sprężarki stopnia niskiego ciśnienia granica pompowania przebiega bardziej płasko niż na charakterystyce mniejszej sprężarki stopnia

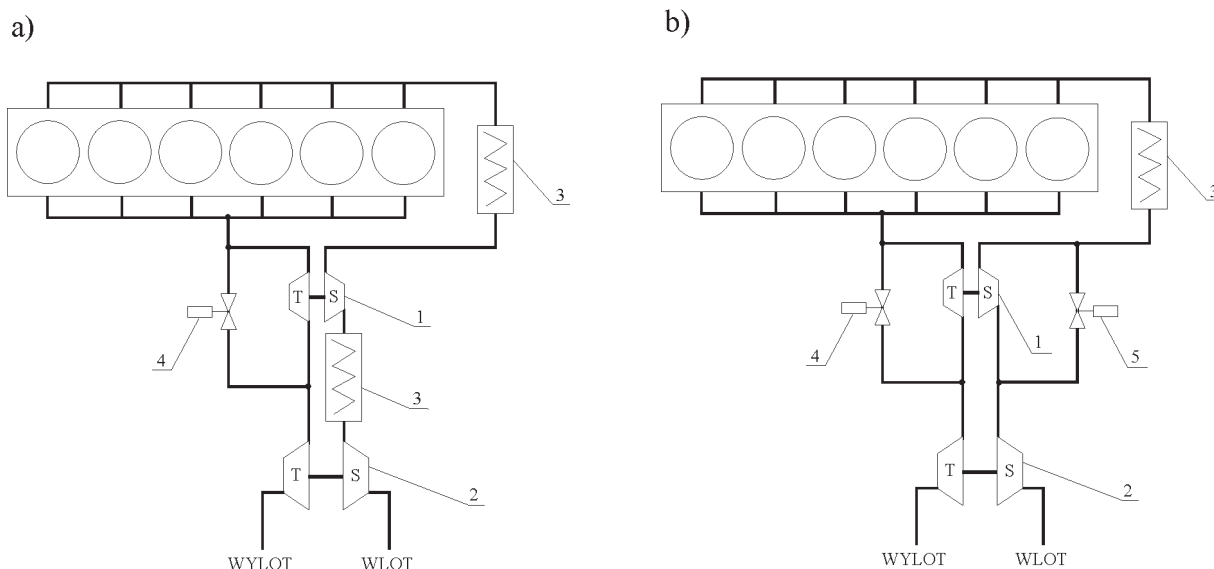


Fig. 2. A two stage charging system: a – with a bypass channel for heavy duty vehicles, b – with a bypass channel of the compressor and the turbine for passenger vehicles: 1 – high pressure turbocharger, 2 – low pressure turbocharger, 3 – intercooler, 4 – valve in the bypass channel of a high pressure turbine, 5 – valve in the bypass channel of a high pressure compressor

Rys. 2. System dwustopniowego doładowania: a – z kanałem obejściowym turbiny dla silników samochodów użytkowych, b – z kanałem obejściowym sprężarki i turbiny dla silników samochodów osobowych: 1 – turbosprężarka wysokociśnieniowa, 2 – turbosprężarka niskociśnieniowa, 3 – chłodnica powietrza, 4 – zawór w kanale obejściowym turbiny stopnia wysokiego ciśnienia, 5 – zawór w kanale obejściowym sprężarki stopnia wysokiego ciśnienia

results from a much broader range of usable engine speeds in passenger vehicles. The application of this bypass channel allows an adjustment of the charging parameters in a much broader range, protecting the engine from an excessive charging pressure under nominal conditions. Alternatively to the *waste gate* solution in the bypass channel of a high pressure compressor (5) a VTG turbocharger [8, 23] can be applied.

Recently, in serial passenger diesel vehicles such systems of two stage adjustable turbocharging similar in design to the heavy duty solution, have been applied. The technology goes by the name of *Twin-Turbo*. These solutions utilize two turbochargers of different size operating in a serial configuration but at some engine speed ranges they change configuration to parallel with the option of a full bypass of either of them.

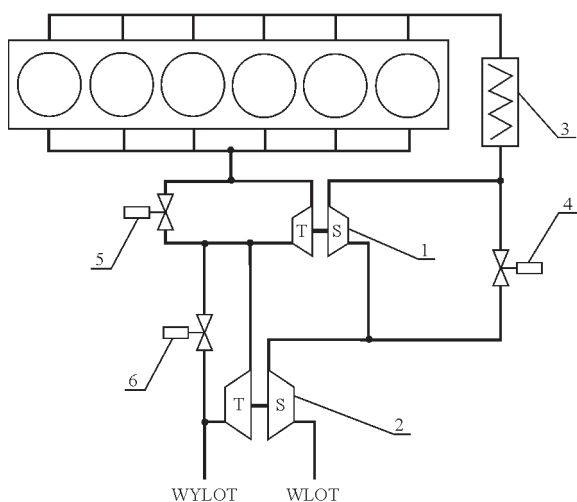


Fig. 3. Schematics of an adjustable two stage turbocharging system in a BMW engine: 1 – small turbocharger, 2 – large turbocharger, 3 – intercooler, 4 – valve in the bypass channel of the small compressor, 5 – valve in the bypass channel of the small turbine, 6 – wastegate of the larger turbine

Rys. 3. Schemat działania układu regulowanego doładowania dwustopniowego w silniku BMW: 1 – mała turbosprężarka, 2 – duża turbosprężarka, 3 – chłodnica powietrza doładowanego, 4 – zawór w kanale obejściowym mniejszej sprężarki, 5 – zawór w kanale obejściowym większej turbiny, 6 – zawór upustowy spalin większej turbiny

The turbocharging system developed by BMW goes by the name of *Variable Twin-Turbo* (VTT). The schematics of the system with three electronically controlled valves fitted in the intake and exhaust manifolds is shown in Fig. 3. This solution allows increasing of the charging pressure at nominal engine speed and improves the engine performance at low revolutions. Thanks to the turbochargers of different size, the smaller, high pressure turbocharger (1) enables the system to promptly react to abrupt changes of load while the larger, low pressure turbocharger (2) ensures high nominal power. In the mid range of engine revolutions the turbochargers operate in a serial configuration, which allows high levels of mean effective pressure. Figure 5 shows different areas of work of the VTT on a general characteristics of the engine. In the lowest range of the engine revolutions and load (area 1) all the control valves are closed. The air flows through

wysokiego ciśnienia. Może to powodować znaczne niebezpieczeństwo osiągnięcia granicy pompowania podczas pracy większej sprężarki, gdy przy wzrastającym obciążeniu udział mocy stopnia niskiego ciśnienia będzie zbyt mały. Może to również stwarzać problemy podczas pracy przy obciążeniach częściowych. Z tego powodu celowe jest dążenie do możliwie dużego udziału mocy stopnia niskiego ciśnienia [2, 3]. Zastosowanie zaworu w kanale obejściowym spalin (4) typu *waste-gate* pozwala na regulację stopnia podziału mocy tych dwóch turbosprężarek oraz prowadzi do poprawy właściwości dynamicznych. Tego typu układy są stosowane w dużych silnikach samochodów użytkowych. Natomiast wykorzystanie takiego układu w silniku samochodu osobowego (rys. 2b) wymaga pewnej modyfikacji, która polega na zastosowaniu zaworu (5) w kanale obejściowym sprężarki stopnia wysokociśnieniowego. Wynika to ze znacznie szerszych zakresów użytecznych prędkości obrotowych silników przeznaczonych do samochodów osobowych. Zastosowanie tego kanału obejściowego pozwala w znacznie szerszym zakresie regulować parametry doładowania, zabezpieczając jednocześnie silnik przed nadmiernym wzrostem ciśnienia doładowania w warunkach znamionowych. Alternatywnie, do regulacji mocy stopnia wysokiego ciśnienia zamiast zaworu typu *waste-gate* (5) w kanale obejściowym turbiny możliwe jest zastosowanie turbosprężarki typu VTG [8, 23].

Ostatnio w seryjnie wytwarzanych samochodach osobowych z silnikami ZS zastosowano tego typu systemy doładowanego doładowania dwustopniowego, bardzo zbliżone konstrukcyjnie i określane terminem *Twin-Turbo*. Rozwiązania te wykorzystują dwie turbosprężarki różnej wielkości połączone szeregowo, lecz pracujące w pewnym zakresie prędkości obrotowych silnika również w układzie równoległym z możliwością odłączenia jednej z nich.

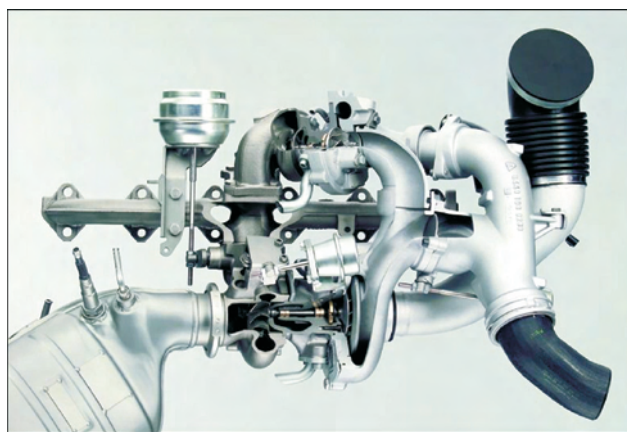


Fig. 4. Adjustable two stage turbocharging system in a six cylinder in line BMW diesel engine R6D, 3 dm<sup>3</sup> capacity and 200 kW [30] power rating

Rys. 4. Układ regulowanego doładowania dwustopniowego sześciocylindrowego rzędowego silnika BMW R6D o ZS o objętości skokowej 3 dm<sup>3</sup> i mocy 200 kW [30]

System doładowania zrealizowany przez BMW określany jest terminem *Variable Twin-Turbo* (VTT). Schemat układu ze sterowanymi elektronicznie trzema zaworami

the large turbocharger first and then through the small one which at that time generates the charging pressure. Thanks to the initial compression of the medium by the larger turbocharger (areas 1, 2) the compression work of the smaller turbocharger is reduced. From the exhaust side the exhaust is directed towards the turbine of the smaller turbocharger, which ensures a faster growth of the charging pressure. On reaching of the desired charging pressure valve (5) opens in the bypass channel of the smaller turbine and a part of the exhaust gas is directed towards the large turbine. The opening of the valve (5) is smoothly adjusted by the engine control unit depending on the engine speed and load. This allows adjusting the charging pressure. Valve (4) in the bypass channel of the compressor remains closed. When the engine speed grows, the air flow is choked, the pressure generated by the small compressor cannot grow and valve (4) opens. The switching of valve (4) is realized stepwise until the full opening position and is synchronized with the maximum opening of the bypass channel of the turbine. This occurs depending on the load from approximately 3000 1/min (area 3). In this area at the valves in a fully open position (4), (5) the exhaust is entirely directed towards the turbine of the large turbocharger which generates the required charging pressure. This ensures the obtaining of the nominal power rating. The charging pressure of the large turbocharger is adjusted by the wastegate valve (6) (area 4). The synchronization of the valve switching in the bypass channels of the compressor and the turbine allows the compensation of the influence of the changes in the compression efficiency on the course of the engine torque. During the switching to the large turbocharger which is adapted for large air and exhaust flow intensities, the efficiency of the compressor and the turbine grows significantly. Hence, in order to avoid a stepwise change of the torque in the initial phase of the switching, a reduction of the fuel dose is necessary. In this way, the switching is unnoticeable for the driver [28].

This system was successfully tested in the engine of a performance version of a BMW passenger car – BMW X5 during the Dakar Rally in 2004. It was subsequently fitted in a six cylinder diesel engine in BMW 1.3 and 5 series. The development potential of diesel engines with two stage adjustable charging systems lies in the high unitary power, which in this class of engines is on average 20% higher than in other modern diesel engines. The six cylinder engine 535d 3.0 R6D, fitted in BMW has the power of 200 kW at 4400 1/min. This corresponds to the unitary power of 67 kW/dm<sup>3</sup>. The maximum torque amounts to 560

umieszczonymi w układzie dolotowym i wylotowym silnika przedstawia rys. 3. Rozwiązanie to daje możliwości zwiększenia ciśnienia doładowania przy obrotach znamionowych, a jednocześnie znacznie poprawia osiągi silnika w zakresie małej prędkości obrotowej. Dzięki zastosowaniu turbosprężarek różnej wielkości mniejsza turbosprężarka stopnia wysokiego ciśnienia (1) umożliwia szybką reakcję na gwałtowne zmiany obciążenia, podczas gdy większa turbosprężarka stopnia niskiego ciśnienia (2) zapewnia dużą moc znamionową. W średnim zakresie prędkości obrotowych sprężarki działają w układzie szeregowym, co zapewnia duże wartości średniego ciśnienia użytecznego. Rysunek 5 przedstawia różne obszary pracy układu VTT na charakterystyce ogólnej silnika. W najniższym zakresie prędkości obrotowej i obciążenia (obszar 1) wszystkie zawory sterujące pozostają zamknięte. Powietrze najpierw przepływa przez dużą, a następnie przez małą sprężarkę, która w tym okresie wytwarza ciśnienie doładowania. Dzięki wstępnemu sprężeniu czynnika przez większą sprężarkę (obszary 1, 2) zmniejsza się praca sprężania mniejszej sprężarki. Od strony wylotowej spaliny są kierowane najpierw na turbinę mniejszej turbosprężarki, co zapewnia szybszy wzrost ciśnienia doładowania. Po osiągnięciu zadanego ciśnienia doładowania otwiera się zawór (5) w kanale obejściowym mniejszej turbiny i część spalin kierowana jest na dużą turbinę. Stopień otwarcia zaworu (5) jest płynnie regulowany w zależności od prędkości obrotowej i obciążenia przez sterownik silnika. Pozwala to regulować ciśnienie doładowania. Zawór (4) w kanale obejściowym sprężarki pozostaje zamknięty. Gdy przy zwiększaniu prędkości obrotowej, ze względu na dławienie przepływu powietrza, ciśnienie wytwarzane przez małą sprężarkę nie będzie mogło wzrastać, otwiera się zawór (4). Przełączenie zaworu (4) realizowane jest skokowo do położenia maksymalnego otwarcia i jest zsynchronizowane z maksymalnym otwarciem kanału obejściowego turbiny. Następuje to w zależności od obciążenia od ok. 3000 1/min (obszar 3). W tym obszarze przy całkowicie otwartych zaworach (4), (5) spaliny w całości kierowane są na turbinę dużej turbosprężarki, która wytwarza wymagane ciśnienie doładowania. Zapewnia to uzyskanie mocy znamionowej.

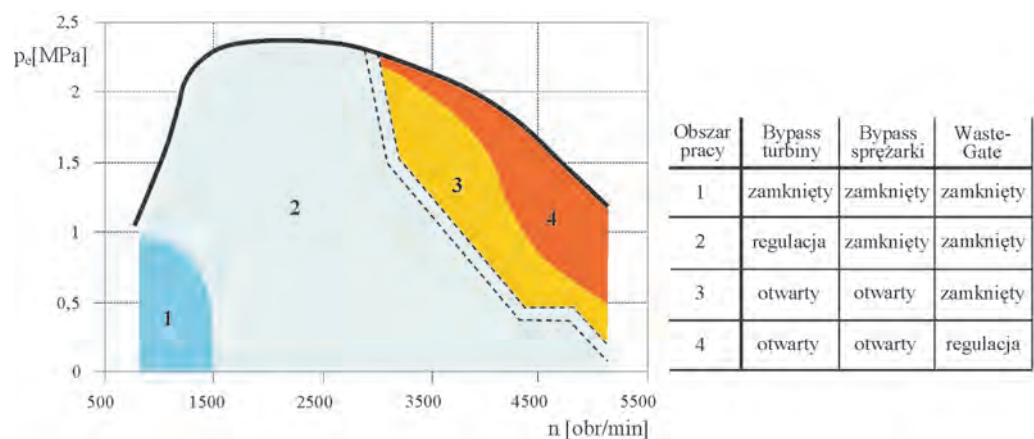


Fig. 5. Areas of work of the two stage adjustable charging system on a general characteristics of a BMW engine  
Rys. 5. Obszary pracy układu regulowanego doładowania dwustopniowego na charakterystyce ogólnej silnika BMW

N·m at 2000 1/min. The improvement of the performance is combined with the reduction of toxic emissions, thus, the engine complies with the Euro 4 standard and the fuel consumption amounts to 8 dm<sup>3</sup>/100 km [23]. For comparison, in a standard engine fitted in BMW 530d turbocharged by a VTG the maximum torque amounts to 500 N·m, and the nominal power is 150 kW at 4000 1/min, which corresponds to a unitary power of 50 kW/dm<sup>3</sup>.

In a system developed by Opel, similarly to BMW, two turbochargers of different size were applied [22]. The difference between the BMW and Opel engines is that in the Opel system there are two intercoolers downstream each of the compressors, and in the bypass channel of a high pressure compressor, instead of the pneumatically actuated valve, a one way return valve is fitted. At low engine speed below 1800 1/min the valve in the bypass channel of the smaller, high pressure turbine remains closed and the whole exhaust mass is first directed towards the small and then the large low pressure turbocharger. The sucked air is initially compressed by the larger turbocharger and is subsequently cooled down. When the one way return valve is closed, the whole air stream flows through the smaller compressor where it is additionally compressed and cooled. When the engine speed exceeds 1800 1/min, as the turbine actuating valve is being opened in the bypass channel of the smaller turbine, the amount of exhaust flowing directly through the large turbocharger grows and decreases for the small one. For high engine speeds, above 3000 1/min due to the operating pressure equalization of both compressors, the one direction return valve is opened. A full opening of the valve in the bypass channel of the smaller turbine occurs as well. As a result only a miniscule amount of medium flows through the small turbine and the charging is realized through the larger turbocharger. This system was applied in a diesel direct injection common rail engine of a capacity of 1.9 dm<sup>3</sup> identified as Ecotec CDTI, known from Opel Vectra. Its nominal power amounts to 156 kW, 50% higher than its basic version, still maintaining the stringent

Ciśnienie doładowania dużej turbosprężarki regulowane jest przez zawór upustowy spalin (6) (obszar 4). Synchronizacja przełączania zaworów w kanałach obejściowych sprężarki oraz turbiny pozwala kompensować wpływ zmian sprawności sprężania na przebieg momentu obrotowego silnika. Podczas przełączania na dużą turbosprężarkę, która jest dopasowana do dużych natężeń przepływu powietrza i spalin, wyraźnie wzrasta sprawność sprężarki oraz turbiny. Dlatego, aby uniknąć skokowej zmiany momentu obrotowego w pierwszej fazie przełączania, konieczna jest redukcja dawki wtrysku paliwa. Dzięki temu proces przełączania następuje w sposób zupełnie niezauważalny dla kierowcy [28].

Układ ten sprawdzony został z powodzeniem w silniku wyczynowej wersji BMW X5 podczas Rajdu Dakar w 2004 r., a następnie zastosowany w sześciocyndrowym silniku o ZS, znanym m.in. z modeli serii 1, 3, 5. O potencjale rozwojowym silników ZS z technologią regulowanego dwustopniowego doładowania świadczy wysoka moc jednostkowa, która w tej klasie silników jest średnio o 20% wyższa, niż w przypadku innych nowoczesnych silników ZS. Montowany w modelu BMW 535d sześciocyndrowy silnik 3.0 R6D rozwija moc znamionową 200 kW przy 4400 1/min. Odpowiada to mocy jednostkowej 67 kW/dm<sup>3</sup>. Natomiast maksymalny moment obrotowy 560 N·m rozwijany jest już przy 2000 1/min. Poprawa właściwości użytkowych połączona jest ze zmniejszeniem emisji toksycznych składników spalin, dzięki czemu możliwe jest spełnienie norm EURO 4, a zużycie paliwa wynosi ok. 8 dm<sup>3</sup>/100 km [23]. Dla porównania, w standardowym silniku modelu BMW 530d doładowanym turbosprężarką typu VTG maksymalny moment obrotowy wynosił 500 N·m, a moc znamionowa 150 kW rozwijana przy 4000 1/min, co odpowiada mocy jednostkowej 50 kW/dm<sup>3</sup>.

W układzie opracowanym przez firmę Opel, podobnie jak w BMW, zastosowane zostały dwie turbosprężarki o różnej wielkości [22]. Natomiast w odróżnieniu od rozwiązania BMW występują dwie chłodnice powietrza doładowanego

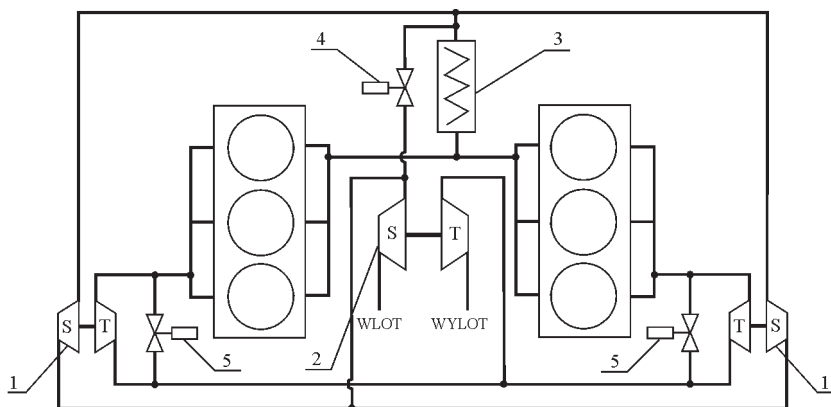


Fig. 6. Schematics of a two stage adjustable turbocharging systems in a v-type engine: 1 – high pressure compressor, 2 – low pressure compressor, 3 – intercooler, 4 – valve in the bypass channel of the smaller compressor, 5 – valve in the bypass channel of the smaller turbine

Rys. 6. Schemat układu regulowanego doładowania dwustopniowego w silniku widlastym: 1 – turbosprężarka wysokociśnieniowa, 2 – turbosprężarka niskociśnieniowa, 3 – chłodnica powietrza, 4 – zawór w kanale obejściowym mniejszych sprężarek, 5 – zawór w kanale obejściowym mniejszej turbiny

umieszczone za każdą sprężarką, a w kanale obejściowym sprężarki stopnia wysokiego ciśnienia zamiast zaworu uruchamianego siłownikiem pneumatycznym umieszczony został samoczynny jednokierunkowy zawór zwrotny. Przy małej prędkości obrotowej silnika poniżej 1800 1/min zawór w kanale obejściowym mniejszej turbiny stopnia wysokiego ciśnienia pozostaje zamknięty i cała masa spalin kierowana jest najpierw na napęd małej, a następnie większej turbosprężarki stopnia niskiego ciśnienia. Zasysane powietrze jest wstępnie sprężone przez większą turbosprężarkę, a następnie ulega schłodzeniu. Przy zamkniętym jednokierunkowym zaworze zwrotnym cały strumień powietrza przepływa przez mniejszą sprężarkę, gdzie ulega dodatkowemu sprężeniu i ponownemu schłodzeniu. Przy wzroście prędkości

Euro 4 exhaust emission standards. The maximum torque 400 N·m is obtained in the range from 1400 through 3500 1/min [17]. The values of mean effective pressure 2.6 MPa and unitary power 82 kW/dm<sup>3</sup> for automotive vehicles are currently judged as all time high.

Special solutions of this systems have been developed for v-type engines. These solutions use two or three turbochargers [28]. In the first case both turbochargers may be fitted between the lines of cylinders and in the second case – the smaller high pressure turbochargers are fixed directly to the exhaust manifold and the joint low pressure turbocharger is located between the lines of the cylinders. A schematics of such a solution has been shown in Fig. 6. The system involving three turbochargers known as Tri-turbo, was fitted in a 2005 prototype version of a Mercedes-Benz SLK 320 CDI (V6 diesel). It is characterized by a high torque value that amounts to 630 N·m and nominal power of 210 kW [32].

#### 4. Sequential turbocharging

Sequential turbocharging, widely applied in supercharged low speed marine engines [3, 17, 18, 19] received a great deal of attention as early as in the 1980s of the last century as a high potential method for the improvement of the properties of traction diesel engines, particularly heavy duty, high payload vehicles. In this period the application of this system was popular in gasoline passenger vehicles such as Audi, Fiat, Mercedes-Benz, Porsche [2, 19, 22, 29].

Sequential turbocharging consists in applying at least two turbochargers in a parallel configuration used proportionally to the power demand. The system of air flow control allows their gradual disconnection when the engine speed drops. As a result, a gradual decrease of the total area of the cross-section of the flow part of the turbines is used to increase the decompression level of the operating turbine and consequently to increase the compression rate of the turbine. Due to a proper selection of the turbocharger it can operate with higher efficiency. It leads to a significant improvement of the engine characteristics at low engine speeds. Smaller dimensions of a single turbocharger as opposed to a single stage turbochargers ensure a quick surge of the charging pressure as a response to the changes in the engine loads while the operation of the turbochargers in the parallel configuration limits the charging pressures in the area of nominal power. The advantage of sequential turbocharging is its low cost of modernization and the possibility of using serial production turbochargers. This allows the use of many combinations of turbochargers in order to provide the optimum engine-charger configuration. The system is characterized by highly adaptive qualities depending on the required engine power. This indicates a great potential for the reduction of fuel economy while the thermal and mechanical loads remain on an unchanged level. A disadvantage of sequential turbocharging is an abrupt pressure drop resulting from a stepwise actuation of the second compressor. The advantages of sequential turbocharging make this system recommendable for heavy duty, high payload vehicles, for which high torque at low speeds is desired. In the tests carried out by Volvo [2, 5, 6] two turbochargers in two configurations were applied. The

obrotowej powyżej 1800 1/min, w miarę otwierania zaworu włączającego turbinę w kanale obejściowym mniejszej turbiny, wielkość strumienia spalin przepływających bezpośrednio przez dużą turbosprężarkę rośnie, a przez małą maleje. W zakresie dużej prędkości obrotowej powyżej 3000 1/min na skutek wyrównania ciśnień roboczych obu sprężarek, otwiera się jednokierunkowy zawór zwrotny. Następuje również pełne otwarcie zaworu w kanale obejściowym mniejszej turbiny. W rezultacie tylko znikoma ilość czynnika przepływa przez małą turbinę i doładowanie realizowane jest przez większą turbosprężarkę. Układ ten zastosowano w silniku o ZS i wtrysku bezpośrednim typu *common rail* o objętości skokowej 1,9 dm<sup>3</sup> oznaczonym jako *Ecotec* CDTI, znanym z samochodu Opel Vectra. Rozwija moc znamionową 156 kW, o 50% większą w stosunku do wersji podstawowej, przy spełnieniu surowych przepisów normy EURO 4, dotyczących zawartości substancji toksycznych w gazach wylotowych. Maksymalny moment obrotowy 400 N·m osiągany jest w zakresie 1400–3500 1/min [17]. Wartości średniego ciśnienia użytecznego 2,6 MPa oraz mocy jednostkowej 82 kW/dm<sup>3</sup> dla silników samochodowych tej klasy obecnie są uznawane za rekordowe.

Opracowano również rozwiązanie tego systemu przewidziane do silników widlastych, wykorzystujące dwie lub trzy turbosprężarki [28]. W pierwszym przypadku obie turbosprężarki mogą być umieszczone pomiędzy rzędami cylindrów, natomiast w drugim – mniejsze turbosprężarki stopnia wysokociśnieniowego mocowane są bezpośrednio do kolektorów wylotowych, a wspólna turbosprężarka stopnia niskociśnieniowego znajduje się pomiędzy rzędami cylindrów. Schemat takiego rozwiązania przedstawiono na rys. 6. Układ z trzema turbosprężarkami, określanymi jako *Tri-turbo*, znany jest z silnika o ZS V6 zastosowanego w 2005 r. w prototypie samochodu Mercedes-Benz SLK 320 CDI. Charakteryzuje się on dużą wartością maksymalnego momentu obrotowego, wynoszącą 630 N·m i mocą znamionową 210 kW [32].

#### 4. Doładowanie zakresowe (sekwencyjne)

Doładowanie zakresowe znane i szeroko stosowane w wysoko doładowanych wolnoobrotowych silnikach okrętowych [3, 17, 18, 19] rozwijane było również w latach 80. XX w. jako metoda o dużych potencjalnych możliwościach poprawy właściwości użytkowych trakcyjnych silników o ZS, w szczególności przeznaczonych do napędu samochodów ciężarowych dużej ładowności. Z tego okresu znane są przede wszystkim zastosowania tego systemu w silnikach samochodów osobowych z silnikami benzynowymi takich firm, jak np. Audi, Fiat, Mercedes-Benz, Porsche [2, 19, 22, 29].

Doładowanie zakresowe polega na zastosowaniu co najmniej dwóch turbosprężarek połączonych ze sobą równolegle, pracujących w zależności od zapotrzebowania na moc. Układ sterowania przepływem powietrza i spalin umożliwia ich stopniowe odłączanie przy spadku prędkości obrotowej silnika. Dzięki temu stopniowe zmniejszanie całkowitego pola powierzchni przekroju przepływowego turbin wykorzystywane jest do zwiększenia stopnia roz-

first solution used turbochargers of the same size connected directly to the exhaust manifold (Fig. 7a). This allows a use of turbochargers with divided intakes of the turbine. The Turbines of this type adapted for pulse feed are fitted with separate intakes supplied with exhaust from selected group of cylinders. This leads to a better use of the kinetic energy of the exhaust gas. The second solution used turbochargers of different size of single intakes connected with the exhaust manifold of the engine through an impulse exchanger. Thanks to the application of the impulse exchanger splitting the stream of exhaust from the cylinders connected to separate exhaust ducts, the use of the kinetic energy of the exhaust in the turbochargers with undivided turbine intakes was possible (Fig. 7b).

The tests performed by Volvo on a six cylinder 12 dm<sup>3</sup> engine – TD121FD show that through the use of identical turbochargers (Fig. 8a) we can obtain a substantial increase in the torque value at low engine speeds. Yet, in order to avoid an excessive charging pressure the actuation of the other turbocharger is necessary already at the engine speed of 1100 1/min. This example discloses a serious flaw of the system occurring while the turbochargers are being switched. When the second compressor is actuated, the compression rate drops below the compression rate for standard turbocharging. A considerable change in the charging pressure is accompanied by a sudden drop of the torque as the fuel dose has to be reduced due to excessive exhaust smokiness. Unitary fuel consumption increases as well. Figure 8b shows the results of the tests on TD121FD fitted with a system using turbochargers of different size showing much better

prężania pracującej turbiny i w rezultacie do zwiększenia sprężu sprężarki. Dzięki odpowiedniemu dopasowaniu turbosprężarki może ona pracować z większą sprawnością. Prowadzi to do znaczącej poprawy charakterystyki silnika przy małej prędkości obrotowej. Mniejsze, w stosunku do doładowania jednostopniowego, wymiary pojedynczej turbosprężarki zapewniają szybki wzrost ciśnienia doładowania w odpowiedzi na zmiany obciążenia silnika, podczas gdy praca turbosprężarek w układzie równoległym ogranicza ciśnienia doładowania w obszarze mocy znamionowej. Zaletą doładowania zakresowego jest mały koszt modernizacji oraz możliwość wykorzystania seryjnie produkowanych turbosprężarek. Pozwala to na stosowanie wielu kombinacji turbin i sprężarek, w celu zapewnienia optymalnego dostosowania turbosprężarek do silnika. Dzięki temu system ten cechuje się bardzo dobrymi możliwościami adaptacji w zależności od wymaganej mocy silnika. Wskazuje to na jego znaczny potencjał w zmniejszeniu zużycia paliwa przy utrzymaniu obciążeń mechanicznych i cieplnych o zbliżonej wartości do silnika standardowego. Niedogodnością doładowania zakresowego jest gwałtowny spadek ciśnienia doładowania wynikający ze skokowego włączenia drugiej turbosprężarki. Zalety doładowania zakresowego czynią ten system bardzo odpowiedni dla silników samochodów ciężarowych dużej ładowności, w których pożądane jest uzyskiwanie dużych wartości momentu obrotowego przy małej prędkości obrotowej. W badaniach prowadzonych przez Volvo [2, 5, 6] zastosowano po dwie turbosprężarki w dwóch konfiguracjach. Pierwsze rozwiązanie wykorzystywało turbosprężarki jednakowej wielkości połączone bezpośrednio do układu

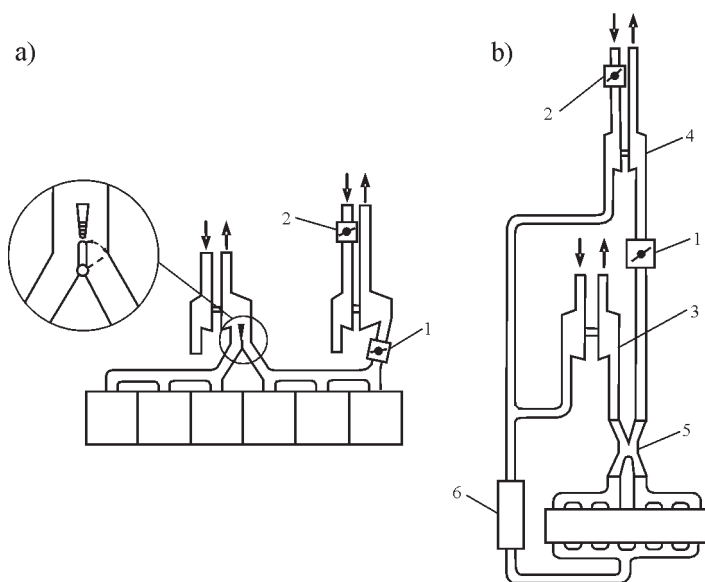


Fig. 7. Sequential turbocharging system: a – utilizing turbochargers of the same size, b – utilizing turbochargers of different size and the impulse exchanger [2]: 1 – exhaust cutoff valve, 2 – air cutoff valve, 3 – larger turbocharger, 4 – smaller turbocharger, 5 – impulse exchanger, 6 – intercooler

Rys. 7. System doładowania sekwencyjnego: a – wykorzystujący turbosprężarki jednakowej wielkości, b – wykorzystujący turbosprężarki różnej wielkości oraz wymiennik impulsów [2]: 1 – zawór odcinający przepływ spalin, 2 – zawór odcinający przepływ powietrza, 3 – większa turbosprężarka, 4 – mniejsza turbosprężarka, 5 – wymiennik impulsów, 6 – chłodnica powietrza doładowanego

wylotowego (rys. 7a). Umożliwiało to zastosowanie turbosprężarek z dzieloną skrzynią wlotową turbiny. Turbiny tego typu przystosowane do pulsacyjnego zasilania wyposażone są w oddzielne kanały wlotowe zasilane spalinami z kilku zgrupowanych cylindrów silnika. Prowadzi to do lepszego wykorzystania energii kinetycznej spalin zasilających turbiny. Drugie rozwiązanie wykorzystywało turbosprężarki różnej wielkości o niedzielonych skrzyniach wlotowych, połączonych z układem wylotowym silnika za pośrednictwem wymiennika impulsów. Dzięki zastosowaniu wymiennika impulsów rozdzielającego strumień spalin z cylindrów połączonych do oddzielnych przewodów wylotowych możliwe było wykorzystanie energii kinetycznej spalin w turbosprężarkach z pojedynczymi kanałami wlotowymi turbin (rys. 7b).

Z badań przeprowadzonych przez Volvo na sześciocylindrowym silniku TD121FD o objętości skokowej 12 dm<sup>3</sup> wynika, że przy zastosowaniu jednakowych turbosprężarek (rys. 8a) można uzyskać znaczny wzrost momentu obrotowego przy małej prędkości obrotowej. Aby jednak uniknąć nadmiernego wzrostu ciśnienia doładowania, konieczne jest włączenie drugiej turbosprężarki już przy prędkości obrotowej 1100 1/min. Uwidacznia się tutaj w sposób szczególny istotna niedogodność tego systemu występująca podczas przełączania turbosprężarek. Kiedy włączana jest druga

performance properties for both external characteristics and part loads. As opposed to a conventionally turbocharged engine, the charging pressure is higher with the range of operation of one turbocharger. This also contributed to the increase in the engine torque. On actuating of the second turbocharger at 1650 1/min the torque is reduced as well but this drop is relatively small. It is a result of a better matching of the turbocharger and engine characteristics, the smaller turbocharger in particular.

turbosprężarka, spręż spada poniżej wartości sprężu przy doładowaniu konwencjonalnym. Dużej chwilowej zmianie ciśnienia doładowania towarzyszy gwałtowny spadek momentu obrotowego, gdyż dawka paliwa musi być ograniczona ze względu na nadmierny wzrost zadymienia spalin. Wzrasta również jednostkowe zużycie paliwa. Na rysunku 8b przedstawiono wyniki badań silnika TD121FD z systemem wykorzystującym turbosprężarki różnej wielkości, który wykazuje znacznie lepsze właściwości użytkowe, zarówno

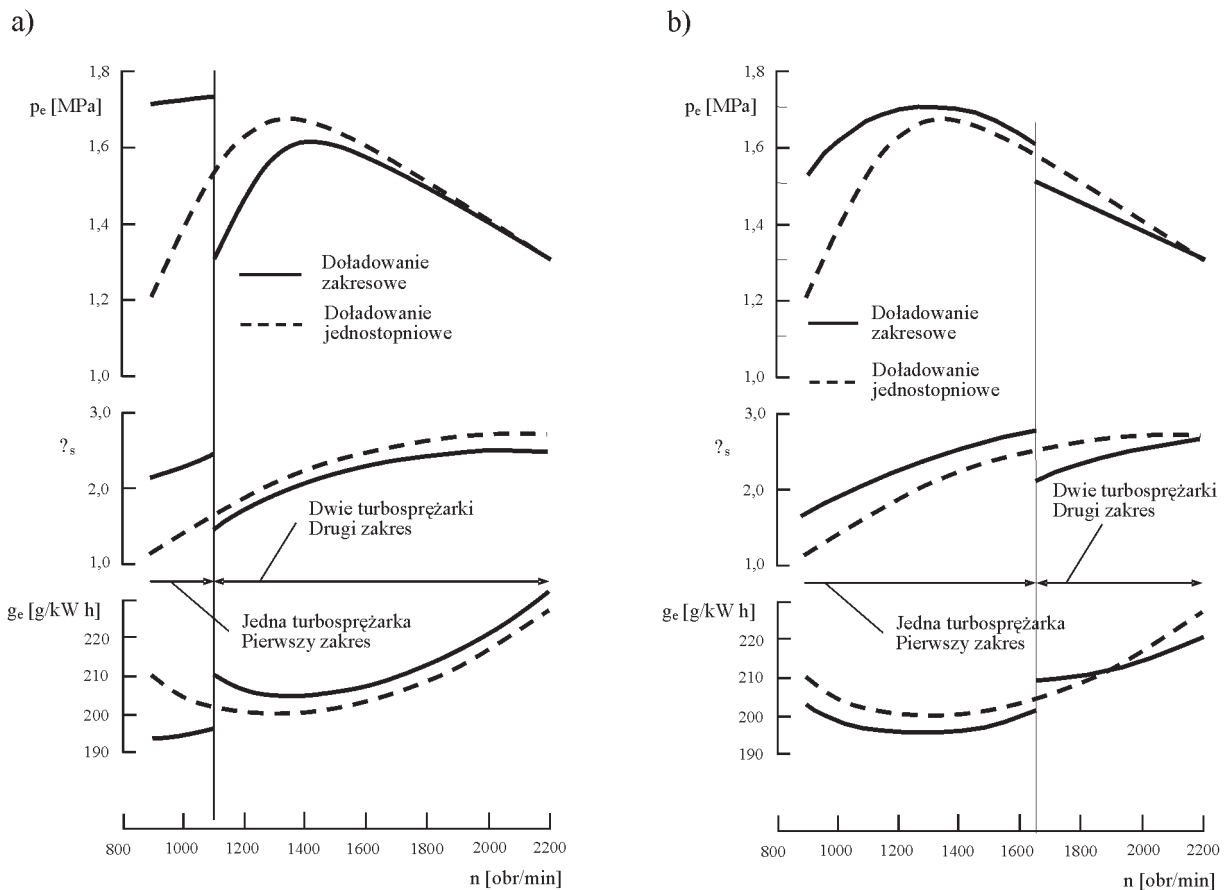


Fig. 8. External characteristics of a TD121FD engine at the same nominal power of a conventionally turbocharged and sequentially turbocharged versions using: a – turbochargers of the same size, b – turbochargers of different size [2]:  $p_e$  – mean effective pressure,  $\pi_s$  – compression rate,  $g_e$  – unitary fuel consumption

Rys. 8. Charakterystyka zewnętrzna silnika TD121FD przy tej samej mocy znamionowej doładowanego konwencjonalnie oraz z doładaniem sekwencyjnym wykorzystującym turbosprężarki: a – jednakowej wielkości, b – różnej wielkości [2]:  $p_e$  – średnie ciśnienie użyteczne,  $\pi_s$  – spręż,  $g_e$  – jednostkowe zużycie paliwa

The lack of continuity of engine characteristics, typical of sequential turbocharging, indicates the necessity to seek solutions improving the cooperation of the engine with the charging system, particularly while the turbochargers are being switched. The problem solving concept by Audi [2] consisted in the application of an additional bleed valve in the system controlling the exhaust flow through the turbochargers (Fig. 9a), which would open as the pressure generated by the first turbocharger reached the required value. Thanks to the exhaust flowing towards the second turbocharger in the initial phase of its opening it was possible to avoid the exhaust pressure drop. In the intake manifold (Fig. 9b) apart

na charakterystyce zewnętrznej, jak i przy obciążeniach częściowych. W stosunku do silnika doładowanego konwencjonalnie, ciśnienie doładowania jest większe w zakresie pracy jednej turbosprężarki. Przyczyniło się to również do zwiększenia momentu obrotowego. Po włączeniu drugiej turbosprężarki przy 1650 1/min moment obrotowy również ulega zmniejszeniu, lecz jest to spadek stosunkowo niewielki. Jest to wynikiem lepszego dopasowania charakterystyk silnika oraz turbosprężarek, w szczególności mniejszej turbosprężarki drugiego zakresu.

Typowa dla doładowania sekwencyjnego nieciągłość charakterystyk silnika wskazuje na celowość poszukiwania

from the cutoff valve of the second compressor, an air bleed valve was fitted. While the cutoff valve was closed the air, partially compressed by the actuated compressor, was directed through the bleed valve to its intake. Due to a reduction of the compression work it was possible to obtain higher accelerations of the turbo-rotor, which enabled to shorten the switching time of the turbochargers. When the pressure in the two turbochargers equalized, the opening of the cutoff valve caused the air flow to the engine from the second compressor. The characteristics of the 2.2 dm<sup>3</sup> Audi engine obtained during the tests indicate a much more advantageous course of torque (comparable to an unsupercharged engine of the same nominal power) as opposed to conventional turbocharging and the system of two compressors connected in a

rozwiązań usprawniających współpracę silnika i zespołu doładowującego, szczególnie w okresie przełączania turbosprężarek. Koncepcja rozwiązania tego problemu zaprezentowana przez Audi [2] polegała na zastosowaniu dodatkowego zaworu upustowego spalin w układzie sterującym przepływem spalin przez turbosprężarki (rys. 9a), który otwierał się, gdy ciśnienie doładowania wytwarzane przez pierwszą turbosprężarką osiągnęło wymaganą wartość. Dzięki skierowaniu upuszczanych spalin na wlot do drugiej turbiny w początkowej fazie jej włączenia możliwe było uniknięcie spadku ciśnienia spalin. W układzie dolotowym (rys. 9b) oprócz zaworu odcinającego drugiej sprężarki zastosowano zawór upustowy powietrza. Przy zamkniętym zaworze odcinającym, częściowo sprężone powietrze przez

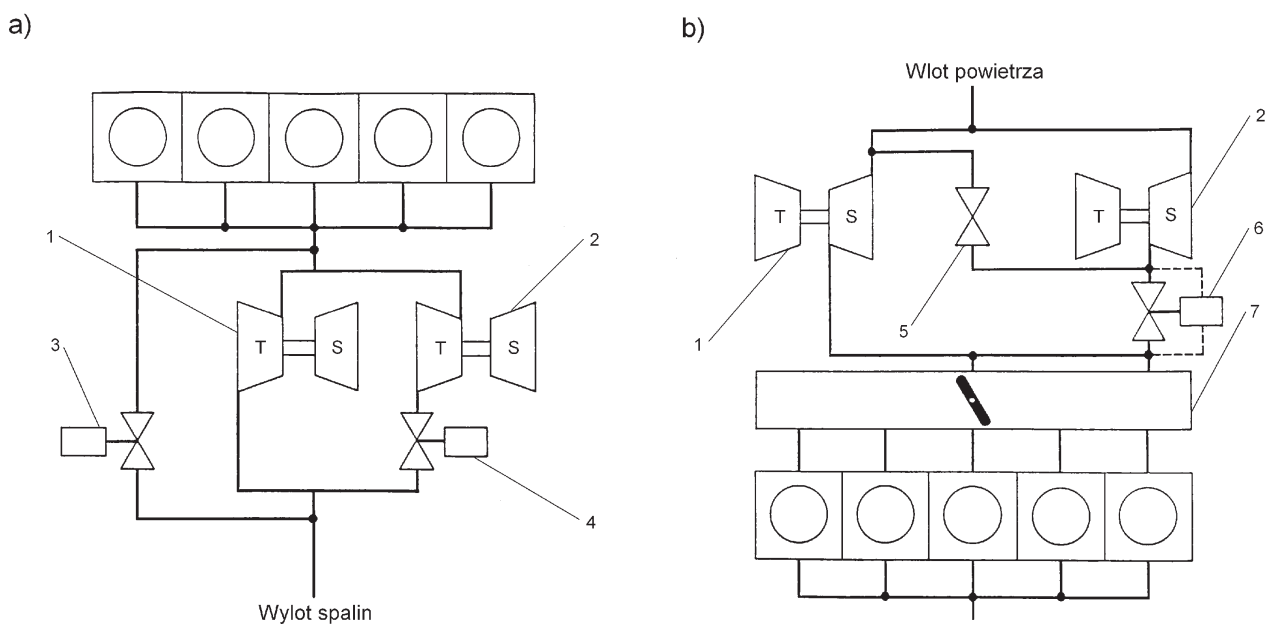


Fig. 9. Schematics of the sequential turbocharging by Audi [2]: a – exhaust flow control system, b – air flow control system, 1 – first stage turbocharger, 2 – second stage turbocharger, 3 – wastegate, 4 – valve actuating the turbine, 5 – air bleed valve, 6 – valve actuating the compressor, 7 – intake manifold

Rys. 9. Schemat doładowania sekwencyjnego silnika Audi [2]: a – układ sterowania przepływem spalin, b – układ sterowania przepływem powietrza, 1 – turbosprężarka pierwszego zakresu, 2 – turbosprężarka drugiego zakresu, 3 – zawór upustowy spalin, 4 – zawór włączający turbinę, 5 – zawór upustowy powietrza, 6 – zawór włączający sprężarkę, 7 – kolektor dolotowy

parallel configuration, particularly at low engine speeds. The application of electronic control enabled the optimization of the switching process. The obtained results show a merely 7% extension of the vehicle acceleration time, which can be compared to the application of automatic transmission.

Development works have also been undertaken by the PSA Group collaborating with Ford Motor Company. This resulted in a new 2.2 dm<sup>3</sup> HDI diesel engine as the first four cylinder engine using this technology. The engine utilizes two identical constant geometry turbochargers [31]. This system is similar to that of Volvo in its diesel engines for high payload heavy duty vehicles. At lower engine speed only one turbocharger operates. The actuation of the second turbocharger comes with the engine speed of 2600 to 3200

włączaną sprężarkę kierowane było przez zawór upustowy na jej wlot. Dzięki zmniejszeniu pracy sprężania możliwe było uzyskanie większych przyspieszeń wirnika, co pozwoliło skrócić okres przełączania turbosprężarek. Gdy ciśnienia na wylocie z obu sprężarek uległy wyrównaniu, otwarcie zaworu odcinającego powodowało przepływ powietrza do silnika z drugiej sprężarki. Uzyskane podczas badań charakterystyki silnika Audi o objętości skokowej 2,2 dm<sup>3</sup> wskazują na znacznie korzystniejszy, szczególnie w zakresie niskich prędkości obrotowych, przebieg momentu obrotowego w stosunku do doładowania konwencjonalnego oraz układu z dwoma turbosprężarkami połączonymi równolegle, porównywalny z silnikiem niedoładowanym o tej samej mocy znamionowej. Zastosowanie elektronicznego sterowania

1/min, depending on the load and atmospheric conditions, which allows a necessary air flow in the whole range of high engine speeds. Similarly to the Porsche solution [19] the transient phase enables the running up of the compressor being actuated. This makes the mode shift much smoother. This engine, known from Peugeot 407, 607 and 807 as well as Citroen C5 and C6 has the power of 125 kW at 4000 1/min. The maximum torque is reached at 1500 1/min and amounts to 370 N·m, i.e. approximately 30% more than in the base engine, still complying with the Euro 4 emission standard.

## 5. Results of own tests on the engine with sequential turbocharging

The tests related to the improvement of the operation of turbocharged diesel engines are also carried out at the Chair of Automotive Vehicles Operation of Szczecin University of Technology. It is the only scientific center in Poland where for many years tests have been carried out on the sequential turbocharging application in automotive engines. The object of the tests was a direct injection engine by PZL-Mielec

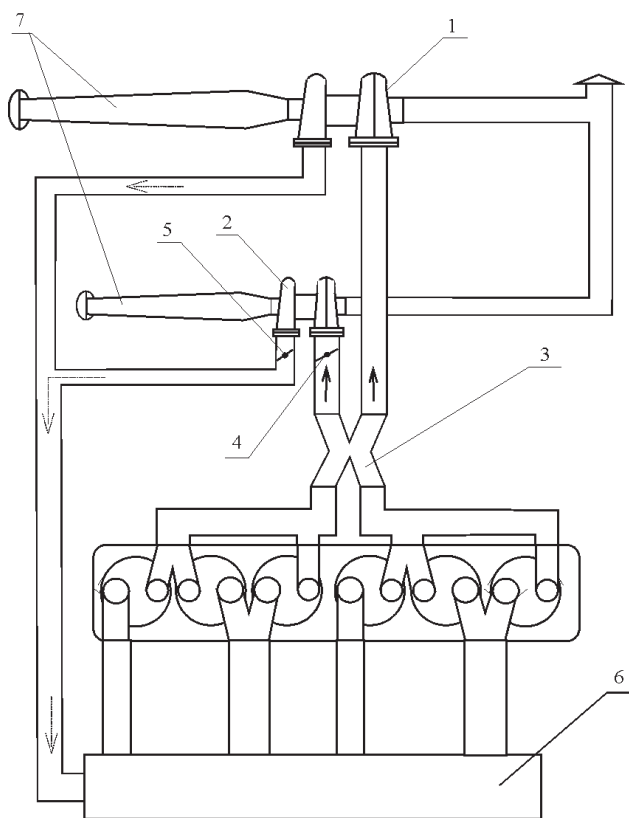


Fig. 10. Schematics of the sequential turbocharging system developed at Chair of Automotive Vehicles Operation: 1 – larger turbocharger, 2 – smaller turbocharger, 3 – junction, 4 – throttle between the turbine and the engine, 5 – throttle between the compressor and the engine, 6 – intake manifold, 7 – air intake adapted to the measurement of the gas delivery rate

Rys. 10. Schemat układu doładowania sekwencyjnego zbudowany w KEPS: 1 – większa turbosprężarka, 2 – mniejsza turbosprężarka, 3 – rozgałęzienie, 4 – przepustnica między turbiną a silnikiem, 5 – przepustnica między sprężarką a silnikiem, 6 – kolektor dolotowy, 7 – wlot powietrza przystosowany do pomiaru wydatku

pozwoлиło optymalizować proces przełączania. Uzyskane wyniki wskazują na zaledwie 7-procentowe zwiększenie czasu przyspieszania pojazdu, co jest porównywalne z zastosowaniem automatycznej skrzyni biegów.

Prace rozwojowe nad systemem doładowania zakresowego podjęła również grupa PSA przy współpracy z Ford Motor Company. Zaowocowały one wprowadzeniem do produkcji silnika o objętości skokowej 2,2 dm<sup>3</sup> typu HDI jako pierwszego na świecie czterocylindrowego silnika ZS wyposażonego w tę technologię. Wykorzystuje on dwie turbosprężarki jednakowej wielkości o stałej geometrii przepływu spalin [31]. Jest to układ podobny do stosowanego przez Volvo w silnikach o ZS przeznaczonych do napędu samochodu ciężarowego o dużej ładowności. Przy niższej prędkości obrotowej działa tylko jedna turbosprężarka. Włączenie drugiej turbosprężarki następuje między 2600 a 3200 1/min, w zależności od obciążenia i warunków atmosferycznych, co pozwala zapewnić niezbędny przepływ powietrza w całym zakresie wysokich prędkości obrotowych. Podobnie jak w rozwiązaniu Porsche [19] faza przejściowa umożliwia rozpedzenie wirnika włączanej turbosprężarki. Pozwala to na łagodniejsze przejście do drugiego trybu pracy. Silnik ten znany z samochodów Peugeot 407, 607 i 807 oraz Citroën C5 i C6 rozwija moc znamionowa 125 kW przy 4000 1/min. Maksymalny moment obrotowy osiągany przy 1500 1/min wynosi 370 N·m, o ok. 30% więcej niż w silniku bazowym, spełniając wymagania normy Euro 4.

## 5. Wyniki badań własnych silnika samochodowego z doładaniem sekwencyjnym

Badania nad możliwością poprawy parametrów pracy turbodoładanych silników o ZS prowadzone są również w laboratoriach Katedry Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Politechniki Szczecińskiej. Jest to jedyny ośrodek w Polsce, w którym od wielu lat prowadzone są prace nad zastosowaniem doładowania zakresowego w silnikach samochodowych. Jako obiekt badań wykorzystany został silnik produkcji PZL-Mielec SW-680 o wtrysku bezpośrednim. Silnik ten należy do grupy klasycznych silników o ZS stosowanych m.in. w starszych wersjach samochodów ciężarowych dużej ładowności. W konstrukcji badanego silnika wprowadzono wiele zmian, które polegały w głównej mierze na modyfikacji układu dolotowego i wydechowego oraz na wykonaniu dodatkowych elementów sterujących przepływem powietrza i spalin. Schemat systemu doładowania sekwencyjnego silnika SW-680 przedstawiono na rys. 10. Podstawowe dane techniczne silnika SW-680 oraz dokładny opis działania układu zawarty jest m.in. w pracach [9, 10].

W badaniach wykorzystano dostępne na rynku turbosprężarki produkcji WSK Rzeszów typoszeregu B3A, B3C oraz B65. Użyto sprężarki o numerach katalogowych wirników: 259K, 279K, 309K dla sprężarek pierwszego zakresu oraz sprężarki typoszeregu B65 o numerach katalogowych wirników 50, 60 dla drugiego zakresu. Dla wszystkich sprężarek zastosowano różne konfiguracje wielkości turbin. Wyniki badań wstępnych silnika SW-680 z doładaniem sekwencyjnym, prezentowane m.in. w pracach autora [11,

SW-680. This engine falls into the category of classic diesel engines fitted in older high payload heavy duty vehicles. Several modifications were introduced to the design of this engine such as in particular the intake and exhaust manifold modifications as well as the addition of air and exhaust flow controlling elements. The schematics of the sequential turbocharging system of SW-680 has been presented in Fig. 10. The basic technical specifications of this engine as well as a detailed description of the system operation is more extensively discussed in such works as [9, 10].

During the tests, WSK Rzeszów, type B3A, B3C and B65 – serially manufactured turbochargers were used. The turbochargers type: 259K, 279K, 309K for first stage and B65 for the second stage and the rotors of catalogue numbers 50 and 60 for the second stage were used. For all the turbochargers different configurations of turbine size were applied. The initial tests results of the sequentially turbocharged SW-680 engine, presented, among others, in the author's works [11, 12, 23, 24], made it possible to evaluate the applicability of each of the turbochargers, out of which the turbochargers: B3C-309K with the intake  $A_T = 17 \text{ cm}^2$  and 65-60 with the intake  $A_T = 5.65 \text{ cm}^2$  were used for further research.

In order to fully use the potential for the improvement of the engine characteristics related to the application of smaller turbochargers, as opposed to single stage turbocharging, a modification of the fuel dosage was instituted. The evaluation took into account the assumed limitation resulting

12, 23, 24], umożliwiły ocenę przydatności każdej z użytych turbosprężarek, z których w dalszych próbach wykorzystano turbosprężarkę: B3C-309K ze skrzynią wlotową  $A_T = 17 \text{ cm}^2$  oraz B65-60 ze skrzynią wlotową  $A_T = 5,65 \text{ cm}^2$ .

W celu pełnego wykorzystania potencjalnych możliwości poprawy charakterystyk silnika związanych z zastosowaniem mniejszych, w porównaniu do doładowania jednostopniowego, turbosprężarek dokonano odpowiedniej korekcji dawki paliwa. W ocenie uwzględniono przyjęte ograniczenie wynikające z dopuszczalnych obciążeń mechanicznych, cieplnych oraz zadymienia spalin, które nie mogły odbiegać od wartości dla silnika seryjnego doładowanego konwencjonalnie. Wyniki tych badań w porównaniu do silnika seryjnego doładowanego turbosprężarką B4A ilustruje rys. 11. W wyniku tych działań uzyskano znaczny wzrost momentu obrotowego w całym zakresie użytecznych prędkości obrotowych. Przy tym maksymalny moment obrotowy, który o ponad 20% przewyższa jego wartość w silniku seryjnym, osiągany jest przy najmniejszej prędkości obrotowej. Odpowiada to zwiększeniu współczynnika elastyczności silnika do wartości 3,30 przy współczynniku 1,88 dla silnika doładowanego konwencjonalnie. Biorąc pod uwagę, że silnik ten stosowany był w starszych wersjach samochodów ciężarowych jest to wynik bardzo dobry, porównywalny z nowoczesnymi silnikami turbodoładowanymi z chłodzeniem powietrza oraz pompowtryskiwaczami czy układami typu *common rail* [25]. Mniejsze jest również jednostkowe zużycie paliwa. Jednak i w tym przypadku ujawniła się niedogodność doładowania sekwencyjnego, która prowadzi do nieciągłości charakterystyki silnika. Wynika to ze skokowego włączenia do pracy turbosprężarki drugiego zakresu, co następuje przy prędkości obrotowej 1600 1/min. Prowadzi to do pogorszenia parametrów pracy silnika w tym obszarze charakterystyki. Jest to jednak zjawisko typowe dla doładowania sekwencyjnego i znalazło odbicie w prezentowanych wcześniej rozwiązaniach tego typu.

Po włączeniu drugiej turbosprężarki, gdy ciśnienie doładowania spada poniżej wartości silnika seryjnego, jednostkowe zużycie paliwa początkowo rośnie, jednak przy wzroście prędkości obrotowej osiąga wartości niższe o ok. 5%. Natomiast zadymienie spalin w znacznym obszarze drugiego zakresu jest wyższe niż w silniku seryjnym. Wzrost zadymienia spalin zaobserwowano również przy niewielkich obciążeniach silnika podczas pracy silnika z dużym nadmiarem powietrza. Wskazuje to na konieczność zmian regulacji układu wtryskowego. Poprawa ekonomiczności w całym zakresie użytecznych prędkości obrotowych wynika z właściwego dopasowania turbosprężarek. Prowadzi to do zmniejszenia pracy sprężania, znacznie poprawia warunki wymiany ładunku i w dużym stopniu kompensuje spadek sprawności cieplnej silnika w zakresie pracy dwóch turbosprężarek. Na rysunku 12 przedstawiono charakterystyki przepływowe sprężarek pierwszego oraz drugiego zakresu z naniesionymi liniami współpracy z silnikiem SW-680. Z położenia linii współpracy z silnikiem wynika, że na charakterystyce większej sprężarki B3C zarówno w pierwszym, jak i drugim zakresie prędkości obrotowych, przebiegają one przez obszary o dużej sprawności i w znacznej odległości

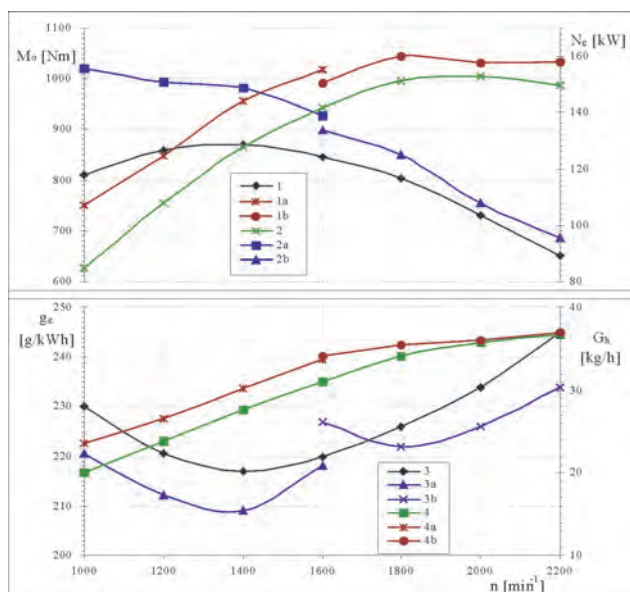


Fig. 11. External engine characteristics – SW-680 sequentially turbocharged and conventionally turbocharged [9]; 1 – torque, 2 – power, 3 – unitary fuel consumption, 4 – hourly fuel consumption (original turbocharger marked B4A) 1a, 1b – torque; 2a, 2b – power; 3a, 3b – unitary fuel consumption; 4a, 4b – hourly fuel consumption (sequential turbocharging)

Rys. 11. Charakterystyka zewnętrzna silnika SW-680 z doładowaniem sekwencyjnym oraz doładowanego konwencjonalnie [9]; 1 – moment obrotowy, 2 – moc, 3 – jednostkowe zużycie paliwa, 4 – godzinowe zużycie paliwa silnika z turbosprężarką oryginalną o oznaczeniu B4A. 1a, 1b – moment obrotowy; 2a, 2b – moc; 3a, 3b – jednostkowe zużycie paliwa; 4a, 4b – godzinowe zużycie paliwa silnika z doładowaniem zakresowym

from the maximum mechanical and thermal loads as well as the smokiness, which had to stay within the values of a conventionally turbocharged engine. The results of these tests, against a serially manufactured engine turbocharged with a B4A have been presented in Fig. 11. As a result of the modifications, a significant growth in the torque value was obtained in the whole range of usable engine speeds and the value of the maximum torque itself higher by more than 20% was reached at the lowest engine speed. The coefficient of dynamics rises to 3.30 while the same coefficient for a conventionally turbocharged engine amounts to 1.88. Taking into account that this engine was fitted in older versions of the heavy duty vehicles it is a very good result – a result comparable with modern turbocharged intercooled pump-nozzle or common rail engines [25]. The unitary fuel consumption was also lower. However, even in this case, a flaw of the sequential turbocharging was disclosed, leading to a lack of continuity of the engine characteristics. It results from the stepwise actuation of the second stage turbocharger, which occurs at the engine speed of 1600 1/min. It leads to a deterioration of the engine operating parameters in this area of characteristics. It is a typical phenomenon for sequential turbocharging and is known from previous solutions of this type.

After the second turbocharger is actuated, when the charging pressure drops below the value of a serially manufactured engine, the unitary fuel consumption initially increases but, as the engine speed grows, the values drop by approximately 5%. Yet, the smokiness in most of the area of the second stage is higher than in a serially manufactured engine. An increase in smokiness has also been observed at small loads and high air excess coefficient. This indicates a necessity to adjust the injection system. The improvement of the fuel economy in the whole range of usable engine speeds is a result of an appropriate matching of the turbochargers. This leads to a reduction of the compression work, improves the conditions of charge exchange and, to a large extent, compensates the drop of the engine thermal efficiency in the work range of two turbochargers. Figure 12 presents the flow characteristics of first and second stage turbochargers with visible lines of cooperation with the SW-680 engine. The location of these lines indicates that on the characteristics of the larger turbocharger B3C in both the first and the second range of engine speeds the lines go through the areas of high efficiency and are far from the pumping limit. The cooperation of the engine with the smaller turbocharger B65-60 in the second range of engine speeds is flawless as well. This confirms the proper matching of the turbochargers and the engine.

The presented results of the test bed investigations indicate that the application of sequential turbocharging allows a significant improvement of the effective engine indexes in the external characteristics. It is particularly noticeable at low engine speeds and is a result of a significant growth of the

od granicy pompowania. Współpraca z silnikiem mniejszej sprężarki B65-60 w drugim zakresie prędkości obrotowych również nie budzi zastrzeżeń. Świadczy to o prawidłowości doboru turbosprężarek do silnika.

Zaprezentowane wyniki badań hamownianych wskazują, że zastosowanie doładowania sekwencyjnego pozwala na znaczną poprawę efektywnych wskaźników pracy silnika w warunkach charakterystyki zewnętrznej. Jest to szczególnie widoczne w zakresie niskich prędkości obrotowych i jest wynikiem znacznego wzrostu ciśnienia doładowania. Jednak w przypadku silnika trakcyjnego należy brać pod uwagę rzeczywisty rozkład obciążeń występujący w typowych warunkach eksploatacji pojazdu. Zaobserwowano m.in.,

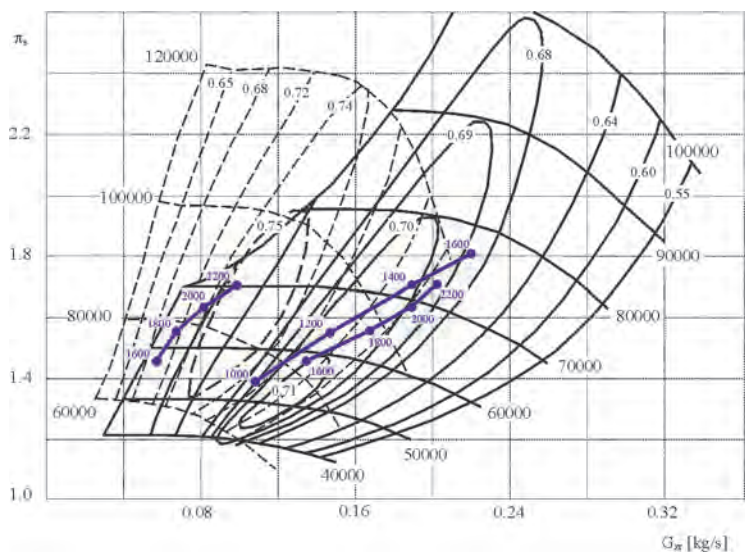


Fig. 12. Flow characteristics of turbochargers: first stage B3C second stage B65 with the intake  $A_T = 5.65 \text{ cm}^2$  in a sequential turbocharging configuration with visible lines of cooperation with the SW-680 engine

Rys. 12. Charakterystyki przepływowe sprężarek: pierwszego zakresu B3C oraz drugiego zakresu B65 ze skrzynią wlotową turbiny  $A_T = 5,65 \text{ cm}^2$  w układzie doładowania sekwencyjnego z naniesionymi liniami współpracy z silnikiem SW-680

że pomimo wyższych ciśnień doładowania, ekonomiczność pracy w zakresie niskich i średnich obciążeń silnika uległa pogorszeniu. Skłoniło to do oceny pracy układu przy obciążeniach częściowych silnika. Na podstawie przeprowadzonych badań symulacyjnych z wykorzystaniem numerycznego modelu silnika i turbosprężarkowego zespołu doładowującego oraz badań weryfikacyjnych na hamowni silnikowej określono obszary pracy silnika z jedną oraz z dwoma turbosprężarkami. Położenie obszarów określono w oparciu o kryterium uzyskania najwyższej ekonomiczności pracy silnika ocenianej na podstawie charakterystyk obciążeniowych jednostkowego zużycia paliwa silnika pracującego z jedną oraz z dwoma turbosprężarkami. Charakterystyki obciążeniowe jednostkowego zużycia paliwa posłużyły do sporządzenia charakterystyki uniwersalnej (rys. 13), na którą naniesiono linię graniczną określającą charakterystyczne obszary pracy silnika. Poniżej linii znajduje się obszar pracy silnika z dwoma turbosprężarkami, zaś powyżej linii – z jedną turbosprężarką.

charging pressure. Yet, in the case of a traction engine, we have to consider the actual distribution of loads occurring under typical vehicle operating conditions. It has been observed that despite higher charging pressures the operating economy at low and medium engine loads deteriorated. This pushed the authors to evaluate the engine operation under part loads. Based on the simulation research with the use of a numerical engine model and the turbocharging system as well as the validation tests on a test bed, areas of engine work have been determined with one and two turbochargers. The location of these areas has been determined based on the highest engine economy criterion evaluated through the characteristics of unitary fuel consumption at different loads for the engine operating with one and two turbochargers. The characteristics of unitary fuel consumption at different loads were used to create a general characteristics (Fig. 13), on which a boundary line was drawn that determined the characteristic areas of engine operation. Below the line there is the area of engine operation with two turbochargers, and above - one turbocharger. The course of the boundary line allowed determining the required functional properties of the turbocharging system, the switching system and the air and exhaust flow control elements. This constituted the basis for the development of models and algorithms for the electronic turbocharger control system. The engine speed and load were assumed as the controlling quantities, which were determined based on the charging pressure. The course of the boundary of engine economy was described through the control algorithm in the form of a multinomial. This allowed the calculation of the pressure depending on the engine speed at which the switching of the turbochargers occurred. The tests performed with the electronic control system helped verify the model calculations and the proposed design and setting solutions as well as determine the trends for further research aiming at the improvement of the operating properties of sequentially turbocharged engines. A detailed description of the control algorithm and the tests results of the engine with the said control system have been presented in works [9, 13, 15].

## 6. Conclusions

The above presented efforts by international automotive concerns indicate that despite a high level miniaturization and technological advancement of VTG turbochargers the industry is still seeking ways to improve the operation of the engine-turbocharger pair. In sequential turbocharging and its varieties, thanks to little inertia of the used turbochargers and the application of electronic control, it is possible for the engine to accelerate on a level comparable to unsupercharged gasoline engines. The application of the smaller turbocharger used in the range of low engine speeds and loads is of particular importance compared to a single stage turbocharging. Thanks to this solution an appropriate engine reaction time for the changing of the operating conditions is ensured even at a low mass and energy of the exhaust flowing through the turbine. This solution also provides a more advantageous course of the torque in the whole range of engine speeds. At the same time a better adaptation of the compressor to mo-

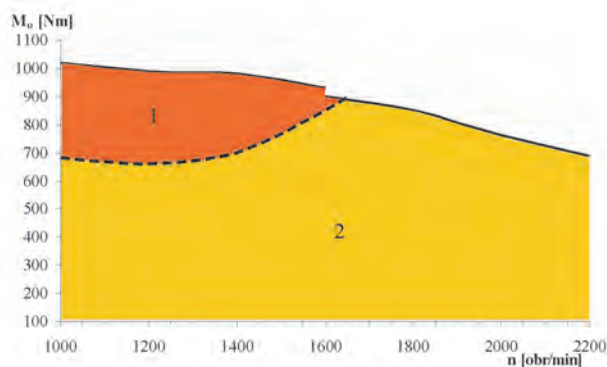


Fig. 13. Universal characteristics of the engine – SW-680 sequentially turbocharged with indicated areas of engine work: 1 – with one turbocharger, 2 – with two turbochargers

Rys. 13. Charakterystyka uniwersalna silnika SW-680 z doładowaniem sekwencyjnym, z zaznaczonymi obszarami pracy silnika: 1 – z jedną turbosprężarką, 2 – z dwoma turbosprężarkami

Wyznaczony przebieg linii granicznej pozwolił na określenie wymaganych właściwości funkcjonalnych zespołu doładowującego, układu przełączającego oraz elementów sterujących przepływem powietrza i spalin. Stanowiło to podstawę do opracowania modeli oraz algorytmów dla elektronicznego systemu sterowania pracą turbosprężarek. Jako wielkości sterujące przyjęto prędkość obrotową oraz obciążenie silnika, które określano na podstawie ciśnienia doładowania. Przebieg granicy ekonomiczności opisano w algorytmie sterowania w postaci wielomianu. Pozwalało to na obliczenie ciśnienia w zależności od prędkości obrotowej, przy którym następowało przełączenie turbosprężarek. Przeprowadzone próby z elektronicznym systemem sterowania umożliwiły weryfikację obliczeń modelowych oraz proponowanych rozwiązań konstrukcyjnych i regulacyjnych oraz pozwoliły wyznaczyć kierunki dalszych badań mających na celu poprawę właściwości użytkowych silnika z systemem doładowania sekwencyjnego. Szczegółowy opis algorytmu sterowania oraz wyniki badań silnika z opracowanym systemem sterowania przedstawiony został w pracach [9, 13, 15].

## 6. Podsumowanie

Przedstawione wyżej działania realizowane przez koncerny motoryzacyjne wskazują, iż pomimo osiągnięcia wysokiego stopnia miniaturyzacji oraz technologicznego rozwoju turbosprężarek typu VTG, trwają dalsze poszukiwania metod usprawnienia współpracy zespołu silnik–turbosprężarka. W doładowaniu zakresowym oraz jego odmianach dzięki małej bezwładności wykorzystywanych turbosprężarek oraz zastosowaniu elektronicznego sterowania możliwe jest uzyskiwanie zdolności silnika do przyspieszania, porównywalnej z niedoładowanymi silnikami o ZI. Szczególne znaczenie ma zastosowanie mniejszej, w porównaniu do doładowania jednostopniowego, turbosprężarki wykorzystywanej w zakresie niskich prędkości obrotowych oraz obciążeń silnika. Dzięki temu zapewniona jest odpowiednia szybkość reakcji silnika na zmiany warunków pracy silnika, nawet przy niewielkiej masie oraz energii spalin zasilających turbinę, oraz korzystniejszy przebieg momentu obrotowego w całym zakresie

mentary loads allows a fuel reduction at high engine speeds and loads. The values of mean effective pressure reaching 2.5 MPa and higher indicate that further research should be carried out in order to improve the presented turbocharging systems for heavy duty vehicles. The analysis and assessment of the properties of the presented solutions of multi stage and sequential turbocharging complemented by the results of own tests shows that these systems are characterized by a huge potential for further improvement of the properties of the turbocharged automotive engines. Irrespective of the configuration of the turbochargers and the switching method it is necessary to ensure the highest total efficiency of the turbocharging system. It is connected with the optimum selection of the flow elements of the compressors and turbines and determining of the characteristics of the turbocharger control which allow the adaptation of the turbocharging efficiency to a momentary engine load at an optimum division of power of the turbochargers and the compressors. Thanks to the solutions proposed by Opel and BMW it is possible to obtain the required pressures in the whole range of the usable engine speeds eliminating the lack of continuity of the turbocharging characteristics. Yet, they are characterized by large variations in the total efficiency of the turbocharging system. It is related to the changing division of power between the low and high pressure turbochargers during the switching process. This results from the changing size of the stream of exhaust flowing through the small and the large turbocharger. In order to preserve the highest efficiency of the turbocharging system, the division of power should not significantly change against the optimum value precisely determined for a given configuration. It is a typical phenomenon for serial configurations of turbochargers and has a disadvantageous effect on the overall efficiency of the engine [1, 3]. The values of unitary fuel consumption seem to confirm this assumption. As per the manufacturer's data [28], a minimum unitary fuel consumption for the BMW engine amounts to 208 g/kW·h but at the nominal power it reaches the value of 240 g/kW·h. These values are rather moderate as for state-of-the-art engines, comparable to the values obtained by the author in the SW 680 engine, although one must bear in mind that SW 680 represents a design of different class for entirely different purposes.

Artykuł recenzowany.

prędkości obrotowych. Jednocześnie lepsze dostosowanie wydajności sprężarki do chwilowego obciążenia pozwala zmniejszyć zużycie paliwa w zakresie dużych prędkości obrotowych i dużych obciążeń silnika. Osiągane znaczne wartości średniego ciśnienia użytecznego dochodzące do 2,5 MPa i więcej wskazują, że celowe jest prowadzenia dalszych badań w kierunku doskonalenia przedstawionych systemów doładowania z przeznaczeniem do silników pojazdów użytkowych. Analiza oraz ocena właściwości zaprezentowanych rozwiązań doładowania wielostopniowego oraz zakresowego, uzupełniona o wyniki badań własnych, wskazuje, że układy te charakteryzują się znacznym potencjałem dalszej poprawy właściwości turbodoładowanych silników samochodowych. Niezależnie od zastosowanego układu pracy turbosprężarek oraz sposobu ich przełączania konieczne jest zapewnienie jak największej sprawności całkowitej urządzenia doładowującego. Związane jest to z racjonalnym doбором elementów przepływowych sprężarek i turbin oraz wyznaczeniem charakterystyk sterowania pracą turbosprężarek, które umożliwią dopasowanie wydajności doładowania do chwilowego obciążenia silnika przy optymalnym podziale mocy sprężarek oraz turbin. Rozwiązania zaproponowane przez firmy Opel oraz BMW pozwalają na uzyskiwanie wymaganych ciśnień doładowania w całym zakresie użytecznych prędkości obrotowych, eliminując przy tym nieciągłość charakterystyki doładowania. Cechują się jednak znacznymi wahaniami sprawności całkowitej zespołu doładowującego. Związane jest to ze zmieniającym się, w okresie przełączania, podziałem mocy pomiędzy turbosprężarkami stopnia niskiego oraz wysokiego ciśnienia. Jest to wynikiem zmieniającej się wielkości strumienia spalin przepływających przez małą oraz dużą turbosprężarkę. Natomiast dla zachowania możliwie wysokiej sprawności urządzenia doładowującego podział mocy turbosprężarek nie powinien znacząco zmieniać się w stosunku do ściśle określonej, dla danej konfiguracji turbosprężarek, wartości optymalnej. Jest to typowe zjawisko dla szeregowego połączenia turbosprężarek i niekorzystnie wpływa na sprawność ogólną silnika [1, 3]. Potwierdzeniem tego mogą być uzyskiwane wartości jednostkowego zużycia paliwa. Według danych producenta [28], minimalne jednostkowe zużycie paliwa silnika BMW wynosi 208 g/kW·h. Natomiast przy mocy znamionowej osiąga wartość 240 g/kW·h. Są to raczej umiarkowane wartości jak na konstrukcje silników najnowszej generacji, porównywalne z wartościami uzyskanymi przez autora w silniku SW 680 – choć trzeba mieć na uwadze, że silnik SW 680 reprezentuje konstrukcję zupełnie innej klasy o odmiennym przeznaczeniu.

## Nomenclature and Abbreviations/Wykaz skrótów i oznaczeń

VTG	Variable Turbine Geometry/zmienna geometria turbiny	CDTI	Common Rail Diesel Turbo (Direct) Injection/system bezpośredniego wtrysku turbodoładowanego silnika o zapłonie samoczynnym zasilany ze wspólnej szyny akumulacyjnej
VTT	Variable Twin-Turbo/regulowane doładowanie dwustopniowe	ZI	spark-ignition engine/silnik o zapłonie iskrowym
HDI	High pressure Direct Injection/wysokociśnieniowy system zasilania silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim	ZS	diesel engine/silnik o zapłonie samoczynnym
CDI	Common Rail Direct (Diesel) Injection/system pośredniego wtrysku zasilany ze wspólnej kolektora ciśnienia		

## Bibliography/Literatura

- [1] Beineke E., Woschni G.: Rechnerische Untersuchung des Betriebsverhaltens ein- und zweistufig aufgeladener mittelschnellaufender Viertakt Dieselmotor. MTZ 3/1978.
- [2] Bluhm K., Ganz M., Voght R.: Erfahrungen mit der Registeraufladung in einer Reiselimousine. Ref. 11, 3. Aufladetechnische Konferenz, Zürich 14-16.09.1988.
- [3] Bode E.: Theoretische Untersuchungen zur zweistufigen Abgasturboaufladung, Dieselmotoren Nachrichten, 2/1969.
- [4] Borila Y.G.: A sequential turbocharging method for highly-rated truck diesel engines. SAE Pap. 860074.
- [5] Borila Y.G.: Sequential turbocharging helps highly-rated diesels. Automotive Engineering, Nov. 1986.
- [6] Borila Y.G.: Same aspects of performance optimization of the sequentially turbocharged highly-rated truck diesel engine with turbochargers of unequal size and a pulse converter. IMechE. Pap. CIOS/1986.
- [7] Bucher J.: Teillast- und dynamisches Verhalten eines Viertaktmotors mit zweistufiger Aufladung und Leistungstransfersystem. Motortechnische Zeitschrift MTZ, 10/2005.
- [8] Christmann R., Schmalzl H.-P., Schmitt F., Schwarz A.: Zweistufig geregelte Aufladung für Pkw- und Nfz-Motoren. Motortechnische Zeitschrift MTZ, 1/2005.
- [9] Danilecki K.: Kształtowanie charakterystyki zewnętrznej silnika trakcyjnego przy zastosowaniu systemu doładowania zakresowego. International Science Conference on Internal Combustion Engines, Kones '95. Warsaw-Poznań 1995.
- [10] Danilecki K.: Wpływ doładowania zakresowego na wybrane aspekty pracy silnika. Teki Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji. Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych. Polska Akademia Nauk Oddział w Krakowie. Zeszyt 15. Kraków 1998.
- [11] Danilecki K.: Analiza możliwości obniżenia zużycia paliwa silnika SW 680 z doładowaniem zakresowym. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn. Zeszyt 3 (115). Wydawnictwo Naukowe PWN. Warszawa 1998.
- [12] Danilecki K.: Wpływ turbospężarki drugiego zakresu na zadymienie spalin silnika SW-680 z układem doładowania zakresowego. Czasopismo Techniczne 5M/1998. Zeszyt 5. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej. Kraków 1998.
- [13] Danilecki K.: Ocena właściwości dynamicznych silnika z doładowaniem zakresowym. Archiwum Motoryzacji. Wydawnictwo Naukowe Polskiego Towarzystwa Naukowego Motoryzacji. Nr 2/2005.
- [14] Danilecki K.: Influence of criterion of controlling of turbochargers operation on fuel consumption of a vehicle engine with sequential turbo-charging. Scientific Journal of IFToMM International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science. Problems of Mechanics, Nr 2(23)/2006.
- [15] Danilecki K.: Influence of algorithms of controlling of turbo-charging unit on operational properties of an engine with sequential turbo-charging. Mechanical Engineering Committee of Polish Academy of Sciences, Institute for Sustainable Technologies – National Research Institute. Problems of Machines Operation and Maintenance. Z.1(149), Vol. 42.
- [16] Delesalle J.: Ein- oder zweistufige Aufladung? Das Verfahren mit reduziertem Verdichtungsverhältnis, Teil 1: Theoretische Untersuchungen des R.V.R.-Zyklus und der zweistufigen Aufladung. Motortechnische Zeitschrift MTZ, 6/1980.
- [17] Deutschman H., Wolters G.M.: Neue Verfahren zur Mitteldrucksteigerung abgasturboaufgeladener Dieselmotoren. Motortechnische Zeitschrift MTZ, 11/1983.
- [18] Dinger H., Deutschmann H., Rudert W.: Forschungsarbeiten auf dem Gebiet hoher Mitteldrücke und hoher Drehzahlen auf der Basis der MTU-Motorenbaureihe 396-Teil 1. Motortechnische Zeitschrift MTZ, 11/1984.
- [19] Esch E.J., Brüstle C., Tran Van K., Wagner J., Verbesserung des stationären Betriebsverhaltens von abgasturboaufgeladene Ottomotoren. Ref. 1. Aachener Kolloquium: Fahrzeug und Motorentechnik, Aachen 27-29 Okt. 1987.
- [20] Hetet J.F.: Modeling and simulation of internal combustion engines. Proceedings of the International Conference on Recent Advances in Mechanical & Materials Engineering ICRAMME 05. Kuala Lumpur, Malaysia 30-31 May 2005.
- [21] Jaskólski J., Mikoda P.: Sekwencyjny system doładowania typu twin-turbo. Journal of KONES Internal Combustion Engines 2005, vol. 12, 1-2.
- [22] Łęgowicz J.: Doładowanie typu twin-turbo. Auto Moto Serwis, 3/2005.
- [23] Mysłowski J., Danilecki K.: Wpływ kompletacji turbospężarek na parametry pracy silnika SW-680 z układem doładowania zakresowego. Teki Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji. Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych. Polska Akademia Nauk Oddział w Krakowie. Zeszyt 8. Kraków 1996.
- [24] Mysłowski J., Lisowski M., Danilecki K.: Ocena możliwości poprawy parametrów pracy silnika wysokoprężnego SW-680 przy zastosowaniu doładowania zakresowego. Teki Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji. Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych. Polska Akademia Nauk Oddział w Krakowie. Zeszyt 8. Kraków 1996.
- [25] Mysłowski J., Kotun J.: Elastyczność spalinowych silników wysokoprężnych. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej nr 540. Szczecin 1998.
- [26] Pflüger, F.: Die zweistufig geregelte Aufladung (R2S) – ein neues Aufladesystem für Nfz-Motoren. Motortechnische Zeitschrift MTZ, 7-8/1998.
- [27] Syassen O.: Zukunftsaussichten der zweistufigen Aufladung für Zwei- und Viertakt-Großdieselmotoren. MTZ, 11/1976.
- [28] Steinparzer F., Kratochwill H., Mattes W., Stütz W.: Der neue BMW Sechszylinder-Dieselmotor mit Stufenaufladung. Motortechnische Zeitschrift MTZ, 5/2005.
- [29] Wislocki K.: Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych. WKiŁ. Warszawa 1991.
- [30] www.bmw.com
- [31] www.peugeot.com
- [32] www3.mercedes-benz.com

Mr Krzysztof Danilecki, PhD, MEng – doctor in the Faculty of Automotive Vehicles Operation at Szczecin University of Technology.

Dr inż. Krzysztof Danilecki – adiunkt w Katedrze Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Politechniki Szczecińskiej.



## Aktualności

### Najlepsze silniki 2008 roku

W konkursie na najlepsze silniki 2008 r. głosowało 65 sędziów reprezentujących 32 kraje. Przyznano nagrody w następujących kategoriach:

**International Engine of the Year 2008:** BMW 3.0 dm<sup>3</sup> Twin-Turbo (135i, 335i, X6)



**Najlepszy nowy silnik:** BMW 2.0 dm<sup>3</sup> Diesel Twin-Turbo (123D)

**Zielony silnik roku:** Toyota 1.5 dm<sup>3</sup> Hybrid Synergy Drive (Prius)

**Najbardziej wydajny silnik:** Porsche 3.6 dm<sup>3</sup> Turbo (911 Turbo, 911 GT2)

W poszczególnych kategoriach pojemności:

**poniżej 1 dm<sup>3</sup>:** Toyota 1.0 dm<sup>3</sup> (Aygo, Yaris, Peugeot 107, Citroën C1, Subaru Justy)

**1.0 do 1.4 dm<sup>3</sup>:** Volkswagen 1.4 dm<sup>3</sup> TSI Twincharger (Golf, Touran, Tiguan, Jetta)

**1.4 do 1.8 dm<sup>3</sup>:** BMW-PSA 1.6 dm<sup>3</sup> Turbo (MINI Cooper S, Clubman, Peugeot 207, 308)

**1.8 do 2.0 dm<sup>3</sup>:** Volkswagen/Audi 2.0 dm<sup>3</sup> Turbo (A3, A4 Cabrio, A6, TT, Eos, Jetta, Golf GTi, Altea, Leon, Skoda Octavia)

**2.0 do 2.5 dm<sup>3</sup>:** Subaru 2.5 Turbo (Forester, Impreza, Outback, Legacy)

**2.5 do 3.0 dm<sup>3</sup>:** BMW 3.0 dm<sup>3</sup> (135i, 335i, X6)

**3.0 do 4.0 dm<sup>3</sup>:** BMW 4.0 dm<sup>3</sup> V8 (M3)

**Powyżej 4 dm<sup>3</sup>:** BMW 5.0 dm<sup>3</sup> V10 (M5, M6)

Po raz kolejny dominującą pozycję wśród zwycięzców potwierdziła firma BMW. Silnik tej firmy nie tylko zdobył nagrodę główną, lecz także w pięciu innych kategoriach.

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

### Silniki o ZI

#### **Turbodoładowanie we wszystkich silnikach Mercedesa do 2010 roku**

Thomas Weber, członek zarządu odpowiedzialny za dział rozwoju i badań firmy Mercedes zapowiedział wprowadzenie turbodoładowania we wszystkich silnikach koncernu w perspektywie 2 lat.

Zaostrzające się przepisy ekologiczne wymuszają na producentach silników skuteczne zmniejszanie emisji zwią-

ków toksycznych. Turbodoładowanie jest także sprawdzoną i relatywnie niedrogą metodą zmniejszenia przebiegowego zużycia paliwa. Dzięki takiemu rozwiązaniu Mercedes będzie mógł konstruować mniejsze, lżejsze, a tym samym oszczędniejsze jednostki napędowe.

Zwiększanie efektywności silników jest częścią planu koncernu, który zakłada radykalne zmniejszenie emisji CO<sub>2</sub> w całej swojej gamie. Już w 2009 roku będzie zaprezentowany pierwszy w pełni hybrydowy model Klasy S.

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

#### **Silnik Audi 3.0 dm<sup>3</sup> TFSI o mocy 290 KM**

Audi jeszcze w tym roku rozpocznie seryjną produkcję silnika Hightech-V6. W tej nowej trzylitrowej jednostce napędowej zastosowano doładowanie sprężarką mechaniczną. Litera T w symbolu silników Audi od tej chwili nie oznacza już tylko turbosprężarki, lecz połączenie dwóch bardzo nowoczesnych technologii – bezpośredniego wtrysku benzyny i doładowania za pomocą sprężarki napędzanej mechanicznie.

Szczegółowe badania porównawcze dowiodły, że w przypadku tego silnika mechaniczna sprężarka jest lepszym rozwiązaniem od koncepcji biturbo. We współdziałaniu z bezpośrednim wtryskiem benzyny wykazuje ona zdecydowaną przewagę pod względem możliwości najlepszego wykorzystania miejsca w komorze silnika, efektywnej pracy podczas ruszania z małych prędkości obrotowych i dynamicznej reakcji na pedał przyspieszenia. Sprężarka ma zwartą budowę, może być umieszczona bez problemu w miejscu kolektora ssącego w 90° rozwidleniu rzędów cylindrów; jest ona napędzana przez silnik za pośrednictwem paska wielorowkowego. W nowym silniku zastosowano sprężarkę Rootsa. Wirniki mogą dostarczyć 1000 kg powietrza na godzinę i wtłoczyć je do komór spalania pod ciśnieniem doładowania do 0,8 bar.



Silnik TFSI ma średnicę cylindrów 84,5 mm, a skok tłoka wynosi 89,0 mm, co daje w rezultacie pojemność skokową 2995 cm<sup>3</sup>. Przy prędkości obrotowej 2500 obr/min wytwarza on maksymalny moment obrotowy o wartości 420 N·m, który

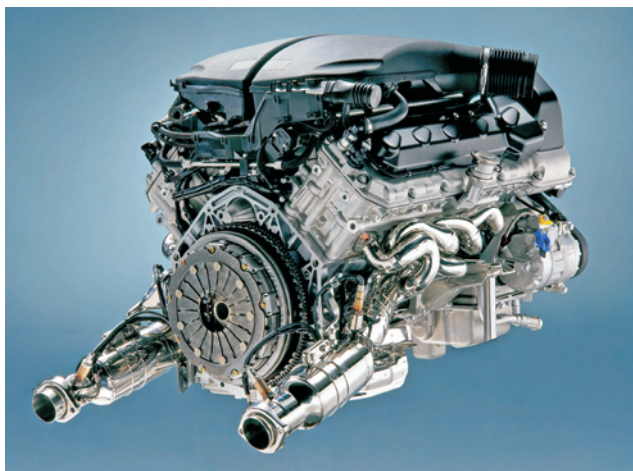
pozostaje stały aż do 4850 obr/min. Silnik generuje maksymalną moc 213 kW przy prędkości obrotowej 6500 obr/min ( $N_e = 290 \text{ KM}$ ,  $N_l = 71,2 \text{ kW/dm}^3$ ,  $N_{\text{cyl}} = 35,4 \text{ kW/cyl}$ ,  $p_e = 1,76 \text{ MPa}$ ). Duży stopień sprężania silnika 10,5 zdecydowanie przyczynia się do wzrostu sprawności; w jej zwiększeniu ma także swój udział wtrysk bezpośredni, podczas którego intensywnie zawirowane paliwo chłodzi komorę spalania i w ten sposób zmniejsza skłonność do spalania stukowego.

Nowy silnik 3.0 TFSI, w prawie wszystkich modelach Audi z podłużną zabudową jednostki napędowej, będzie generował przebiegowe zużycie paliwa poniżej  $10 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$ . Został on opracowany z myślą o zasilaniu benzyną „Super” i „Normal”, i już teraz spełnia wymagania przyszłościowej normy czystości spalin Euro 5.

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

### Napęd hybrydowy pojazdów BMW serii M-POWER

Według firmy BMW największe szanse ograniczenia zużycia paliwa w jednostkach sportowych serii M dają wprowadzenie napędu hybrydowego. W firmie M GmbH stwierdzono, że zastosowanie ogniw paliwowych lub napędu elektrycznego jest jeszcze w tych celach niemożliwe, dlatego najwięcej nadziei wiąże się z dostosowaniem technologii hybrydowej o nazwie KERS (*Kinetic Energy Recovery System*), która jest obecnie sprawdzana w Formule 1. Technologia ta jest testowana przez zespół BMW-Sauber i podobno pozwala uzyskiwać od 0,2 do 0,3 s lepsze czasy jednego okrążenia.



KERS to moduł hybrydowy składający się z silnika elektrycznego i generatora, akumulatora oraz elektronicznego układu sterującego, która w porównaniu z jeżdżącymi już po drogach pojazdami hybrydowymi jest od nich pięć razy mniejsza i mocniejsza. KERS działa na zasadzie odzyskiwania energii; podczas gdy pojazd F1 hamuje, w bateriach gromadzona jest taka dawka energii, która w późniejszym czasie może być wykorzystana jako dodatkowa porcja mocy dostarczana nawet kilka sekund. Na razie nie jest jednak wiadomo, kiedy ta rewolucyjna technologia będzie zastosowana do sportowych modeli BMW serii M.

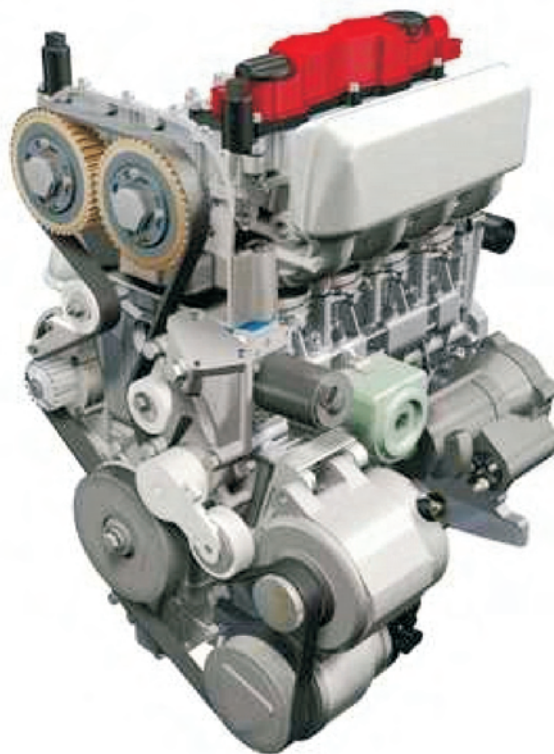
Oprac. na podst. [www.bmw.com](http://www.bmw.com)

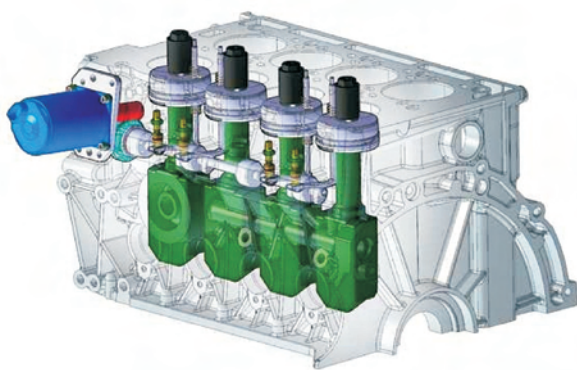
### Silnik MCE-5 1,5 dm<sup>3</sup>

Producenci silników w różny sposób próbują zbudować jednostkę, która cechowała by się wysokimi wskaźnikami pracy, małym jednostkowym zużyciem paliwa i dobrymi wskaźnikami ekologicznymi. Próbę taką stanowi silnik o oznaczeniu MCE-5. Jego pojemność skokowa to  $1,5 \text{ dm}^3$ , natomiast wskaźniki pracy odpowiadają jednostce co najmniej dwukrotnie większej. W silniku tym zastosowano zmienny stopień sprężania. Jego twórca Vianney Rabhi zapoczątkował prace w 1997 r., natomiast już trzy lata później rozwiązaniem tym zainteresował się koncern PSA i włączył się do prac rozwojowych. Okazało się, że najistotniejsze problemy związane były z inżynierią materiałową i spełnieniem wymagań dotyczących kosztów wytwarzania i niezawodności.

Projekt MCE-5 to silnik o tradycyjnym spalaniu wewnętrznym, który można zasilać benzyną, olejem napędowym lub biopaliwami i alkoholem. Jednocześnie osiąga on dużo wyższe wskaźniki pracy od alternatywnych jednostek tradycyjnych.

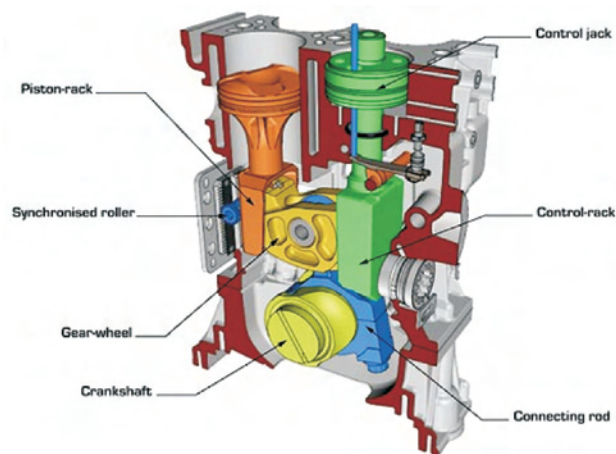
Prototyp tej jednostki zaprezentowano podczas tegorocznych targów w Genewie. Czterocyldrowy silnik MCE-5 z zewnątrz nie odróżnia się od silnika, w którym występuje stały stopień sprężania. Podczas jego pracy w każdym z czterech cylindrów może występować różny stopień sprężania. Tajemnicą jest budowa systemów elektronicznych zarządzających zmianą stopnia sprężania. Prezentowany w Genewie silnik pracował w przedziale od 7:1 do 18:1.





W kadłubie silnika umieszczono wiele nowości. Jedynym nawiązaniem do tradycyjnej jednostki są stopy korbowodów, ułożone w panewkach na wale korbowym. Z kolei korbowód kończy się elementem, który z jednej strony zazębia się z prowadnicą tłoka oraz prowadnicą zaworu sterowanego gazami. Prowadnica zaworu działa na wałek z krzywkami, który steruje zmianą stopnia sprężania. Współdziała on także z siłownikiem inicjującym zmianę długości prowadnicy tłoka.

Koszt produkcji silnika MCE-5 w porównaniu do konstrukcji klasycznych będzie wyższy o około 500 Euro, jednak w bardzo krótkim czasie można uzyskać oszczędność kosztów eksploatacji rzędu 20%. Producent zapewnia, że w nowym silniku udało się uporać nawet ze zwiększoną emisją tuż po rozruchu, zanim silnik osiągnie optymalną temperaturę pracy, oraz że produkcja seryjna ruszy w 2013 roku.



Oprac. na podst. [www.mce-5.com](http://www.mce-5.com)

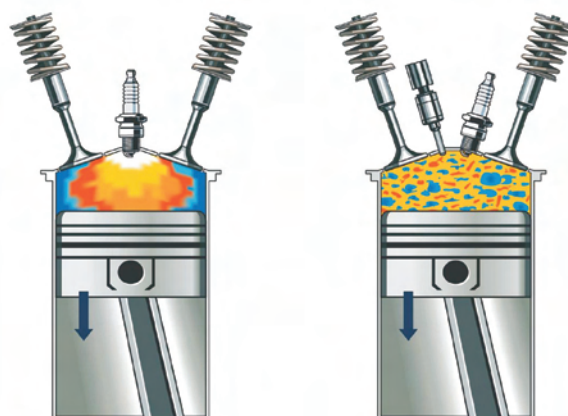
### Koncepcja silnika wg Ricardo – 2/4SIGHT

Kilka lat temu inżynierowie firmy Ricardo opracowali technologię, która pozwoli na przemienną pracę silnika w trybie dwu- lub czterosuwowym. W ciągu dwóch lat powstał prototyp silnika, którego celem było potwierdzenie założeń teoretycznych na rzeczywistym obiekcie. Koncepcja silnika była już opisywana w *Silnikach Spalinowych* 2/2005, s. 86 i 1/2008, s. 85.

Jednostka oznaczona 2/4SIGHT jest konstrukcyjnie zbliżona do silników czterosuwowych, które są montowane w motocyklach. Inżynierowie wykorzystali jeden rząd cylin-

drów z silnika o układzie V6 i pojemności 2,1 dm<sup>3</sup>. Podobnie jak w standardowym silniku czterosuwowym, także tutaj zamontowano układ zaworowy, który umożliwi płynną zmianę trybu pracy z cyklu czterosuwowego na dwusuwowy lub na odwrót. Zamiast konwencjonalnego rozrządu z wałkami krzywkowymi zastosowano elektrohydrauliczny układ EHV.

W wyniku przełączenia trybu pracy z czterosuwowego na dwusuwowy następuje zmiana faz rozrządu i w połowie suwu pracy zaczyna się wylot spalin, natomiast w okolicach dolnego martwego punktu otwierają się zawory dolotowe. W połowie ruchu tłoka następuje zamykanie zaworów i sprężanie czynnika. W związku z tym w pewnym momencie może się zdarzyć, że otworzą się zarówno zawory dolotowe, jak i wylotowe. Aby w takim wypadku zapewnić poprawne przepłukanie cylindra, konstruktorzy opracowali dwustopniowe doładowanie za pomocą kompresora Rotrex oraz turbosprężarki Honeywell. Wykorzystano także układ wtrysku bezpośredniego opracowany przez firmę Denso.



Silnik został przebadany w warunkach symulowanego obciążenia odpowiadającego pracy jednostki napędowej wyposażonej w silnik o pojemności 3,5 dm<sup>3</sup>. Uzyskano zaskakująco dobre wyniki; już przy przekraczaniu 1000 obr/min jednostka wytworzyła moment obrotowy o wartości 300 N·m, natomiast przy prędkości obrotowej 2000 obr/min moment wzrósł do 480 N·m. Według konstruktorów pojazd z takim silnikiem może zużywać prawie o jedną trzecią mniej

paliwa. Średnie przebiegowe zużycia paliwa określono na 8,0 dm<sup>3</sup>/100 km.

Silnik jest przygotowywany do produkcji seryjnej, ale konstruktorzy nadal pracują nad dalszym jego rozwojem.

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

### Silniki Porsche 911 z bezpośrednim wtryskiem benzyny

Firma Porsche obchodzi w tym roku 45-lecie wdrożenia do produkcji samochodów typu 911. Samochody te są systematycznie modernizowane i nadal cieszą się dużym zainteresowaniem na rynku. Latem bieżącego roku rozpoczął się montaż zmodernizowanych sześciocylindrowych silników typu boxer (oferowanych w dwóch wersjach). Uzyskano w nich zarówno wzrost osiągnięć, jak i zmniejszenie zużycia paliwa. Zastosowano układ wtrysku bezpośredniego benzyny do komory spalania każdego cylindra (DFI – *Direct Fuel Injection*). Ciśnienie wtrysku jest zmienne w zależności od obciążenia silnika i prędkości obrotowej wału korbowego, a jego wartość może sięgać nawet 120 bar. Stopień sprężania podniesiono do 12,5.

Bazowa wersja silnika o pojemności skokowej 3,6 dm<sup>3</sup> osiąga po modernizacji moc 254 kW, co oznacza jej wzrost o 15 kW w stosunku do dotychczasowej wersji. Równocześnie emisja dwutlenku węgla została zredukowana o 15% i wynosi 225 g/km.

Wzmocniona wersja silnika ma pojemność skokową 3,8 dm<sup>3</sup> i rozwija moc 283 kW (przyrost o 22 kW). Wyposażony w ten silnik model 911 Carrera S z nadwoziem typu coupe przekracza graniczną wartość prędkości maksymalnej 300 km/h.

### Silniki o ZS

#### Turbo-Diesel dla TATA Nano

Najtańszy samochód świata, TATA Nano będzie wyposażony w silnik ZS. Jednostka ta o pojemności skokowej 0,8 dm<sup>3</sup> z turbodoładowaniem będzie o około 30% oszczędniejsza od silnika benzynowego.

Prawdopodobnie produkcją silnika zajmie się przedsiębiorstwo FEV z Aachen (Niemcy). Najmniejszy, seryjnie produkowany i przeznaczony dla samochodów silnik ZS będzie wyposażony w turbosprężarkę firmy Bosch.

Wersja TATA Nano z silnikiem ZS pojawi się w sprzedaży dopiero w 2009 r. W bieżącym roku natomiast samochód Nano zadebiutuje w Indiach z silnikiem 0,6 dm<sup>3</sup>. Cena samochodu na tamtejszym rynku wynosić ma około 1700 Euro.

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

#### Nowy silnik ZS dla Forda Rangera

Samochody Ford Ranger (typu pick-up) w wersji europejskiej napędzane są turbodoładowanymi silnikami ZS o czterech cylindrach i pojemności skokowej 2,5 dm<sup>3</sup>. W samochodach kierowanych na rynek amerykański montowane są wyłącznie silniki ZI. Model podstawowy ma czterocylindrowy silnik o pojemności 2,3 dm<sup>3</sup>, ale dostępne są również silniki w układzie V6 o pojemności 3,0 i 4,0 dm<sup>3</sup>.

W bieżącym roku do europejskiej gamy Rangera wprowadzony został nowy turbodoładowany silnik ZS o pojemności

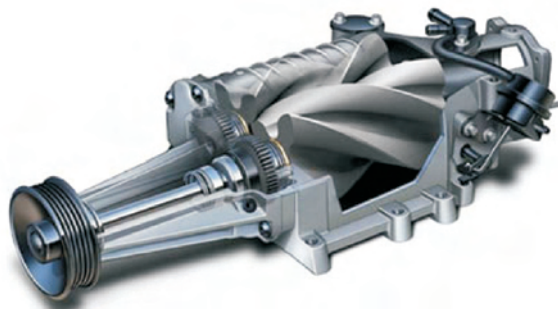
3,0 dm<sup>3</sup>. Maksymalna moc wzrosła o 10 kW w stosunku do silnika 2,5 dm<sup>3</sup> i wynosi obecnie 115 kW. Bardziej znaczący jest przyrost wartości maksymalnego momentu obrotowego, który z 330 N·m zwiększono do 380 N·m.

### Doładowanie

#### Układ doładowania TVS2300 ROUSHcharger

Firma Roush opracowała specjalny zestaw o nazwie TVS2300 ROUSHcharger do zwiększania mocy w obecnie produkowanych Fordach Mustangach. Możliwości zestawu były prezentowane już rok temu podczas targów SEMA, jednak dopiero teraz wchodzi on do masowej produkcji, ze względu na duże zainteresowanie klientów.

W skład zestawu wchodzi układ dolotowy silnika, wtryskiwacze paliwa, zwiększona przepustnica oraz reszta elementów wymaganych do prawidłowej pracy całego zestawu. Standardowo pozwoli on uzyskać z silnika Mustanga moc 510 KM, ale przy dodatkowych zabiegach firmy tuningowej można uzyskać wzrost mocy maksymalnej do 700 KM.



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

### Osprzęt

#### Nowe akumulatory

Volkswagen przy współpracy firmy Sanyo, czołowego światowego konstruktora akumulatorów, pracuje nad nowymi, bardzo wydajnymi akumulatorami litowo-jonowymi o dużej sprawności.

Wykorzystywanie napędu elektrycznego jest już obecnie możliwe, jednak jest utrudnione ze względu na dużą masę akumulatorów ograniczającą zasięg i prędkość pojazdu.

Technologia litowo-jonowa, stosowana z powodzeniem w elektronicznym sprzęcie komunikacyjnym i w przenośnych komputerach, może w przyszłości spełniać także specjalne wymagania, jakie stawiają elektryczne napędy pojazdów. W marcu na Genewskim Salonie Samochodowym Volkswagen zademonstrował hybrydowego Golfa TDI, pozwalającego na znaczne oszczędności energii dzięki kombinacji nowoczesnego silnika wysokoprężnego, napędu elektrycznego i 7-biegowej przekładni DSG. Pierwsze samochody koncernu z akumulatorami litowo-jonowymi prawdopodobnie pojawią się w 2010 roku.

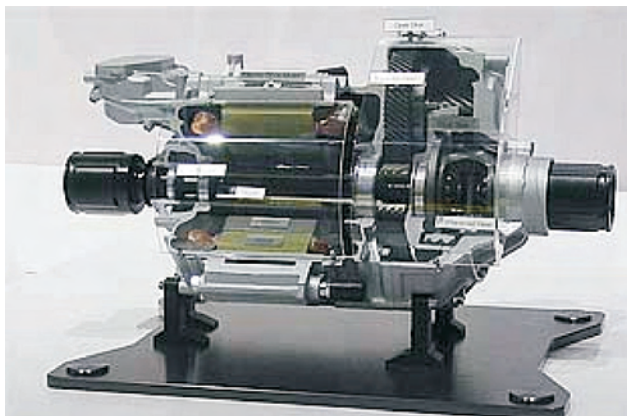
Oprac. na podst. [www.aei.com](http://www.aei.com)

### **Napędy alternatywne**

#### **Seryjna produkcja pierwszego samochodu napędzanego ogniwami paliwowymi**

Po dziewiętnastu latach prac konstruktorskich rozpoczęła się seryjna produkcja Hondy FCX Clarity, pierwszego samochodu napędzanego ogniwami paliwowymi i wydzielającego do atmosfery jedynie parę wodną. Honda FCX Clarity od podstaw została zaprojektowana jako pojazd zasilany ogniwami paliwowymi. Napędzana niezwykle wydajnym i zwartym stosem paliwowym Honda V Flow, FCX Clarity charakteryzuje się zerową emisją szkodliwych związków do atmosfery.

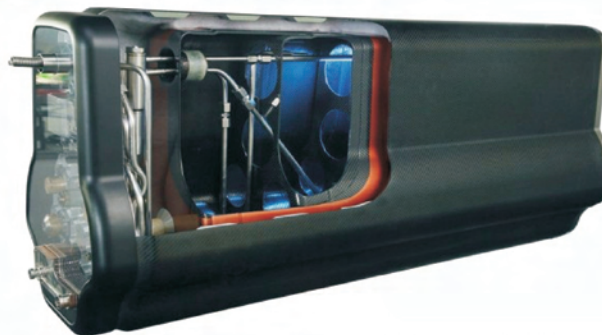
Sprzedaż tego samochodu rozpocznie się w Stanach Zjednoczonych w lipcu, a w Japonii – jesienią bieżącego roku. Połączony plan sprzedaży modelu w Stanach Zjednoczonych i Japonii zakłada oddanie w ręce klientów kilkudziesięciu sztuk w ciągu roku – w sumie ok. 200 sztuk w ciągu pierwszych 3 lat produkcji. Nowa linia montażowa przeznaczona wyłącznie do produkcji pojazdów napędzanych ogniwami paliwowymi powstała przy Honda Automobile New Model Center w Tochigi. Odbywać się tu będzie instalacja stosu paliwowego oraz zbiornika na wodór. Wszystkie stosy paliwowe produkowane są przez Honda Engineering, również w Tochigi. Honda FCX Clarity została zaprezentowana podczas uroczystej ceremonii w Honda Automobile New Model Center, gdzie pokazano także kilka nowych procesów produkcyjnych.



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

#### **Silnik firmy BMW zasilany wodorem**

Dział badań i rozwoju nowoczesnych technologii w koncernie BMW, przy współpracy kilku firm nie tylko z branży motoryzacyjnej, opracował urządzenie, które może przyspieszyć rozwój samochodów napędzanych wodorem.



Dotychczas jednym z największych problemów producentów samochodów, którzy chcieli zastosować zasilanie wodorem było przechowywanie tego paliwa. Wodór był tankowany do specjalnego stalowego zbiornika, który bardzo zwiększał masę samochodu oraz zajmował dużo miejsca. Aby temu zapobiec, BMW opracowało zbiornik wykonany z kompozytowych materiałów, który udało się zmniejszyć aż o jedną trzecią. W dodatku wszystkie elektroniczne systemy sterowania udało się przenieść poza zbiornik. Poza wspomnianą oszczędnością miejsca, produkcja takiego elementu będzie dużo tańsza. Wypełniony wodorem o masie 10 kilogramów pozwoli przejechać nowoczesnym samochodem nawet 500 km.

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

#### **Pojazd firmy Nissan z akumulatorami litowo-jonowymi**

Podczas targów CeMAT 2008 w Hannoverze firma Nissan zaprezentowała nowy wózek widłowy. Pojazd został wyposażony w nowoczesne baterie litowo-jonowe, które mają zasilać elektryczne samochody nowej generacji. Zaawansowana, ale bardzo wydajna technologia baterii litowo-jonowych jest opracowywana przez koncern AESC (*Automotive Energy Supply Corporation*). Jest to spółka joint

venture Nissana i koncernu NEC. Pierwsze efekty współpracy można zobaczyć podczas prezentacji konceptu o nazwie Nissan Mixim, na targach we Frankfurcie. Drugim modelem tego typu ma być pojazd koncepcyjny o nazwie PIVO 2.

Technologia litowo-jonowa jest obecnie w fazie rozwojowej. Specjaliści przypuszczają, że pierwsze pojazdy wyposażone w takie akumulatory trafią na rynek dopiero na przełomie 2009/2010 roku. Na początek Nissan zamierza wdrożyć tę technologię w Japonii i Stanach Zjednoczonych. W roku 2012 pojawią się samochody napędzane za pomocą wydajnych akumulatorów litowo-jonowych.



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

### Ultimate Aero EV firmy Shelby Super Cars

Różne firmy motoryzacyjne pracują nad elektrycznie zasilanymi samochodami, także takie, które dotychczas były znane z pojazdów sportowych. Amerykańska firma Shelby Super Cars (SSC) już w przyszłym roku zamierza sprzedawać model Ultimate Aero EV, który będzie napędzany silnikiem o mocy 500 KM.

W przyszłości model Ultimate Aero EV ma dysponować mocą dwukrotnie większą. Amerykanie chcą zastosować w nowym projekcie zupełnie nową, rewolucyjną technologię gromadzenia energii w akumulatorach; będą się one przy tym cechować znacznie dłuższą (wieloletnią) żywotnością niż te opracowywane obecnie.

Podobnej tendencji uległa wcześniej firma Tesla, a firma LCC na salonie samochodowym w Londynie zamierza zaprezentować samochód elektryczny generujący moc 700 KM.

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

### Elektrycznie napędzany samochód BMW

Firma BMW Group rozpoczęła serię testów pojazdów o napędzie elektrycznym. Do testów przygotowanych zostało kilkaset egzemplarzy samochodów Mini zbudowanych w fabryce w Oxfordzie, po odpowiednich przeróbkach wykonanych w zakładach macierzystych w Monachium.

Działania te pozwolą zdobyć BMW Group wstępną wiedzę w zakresie wydajnej jazdy samochodem, który używa wyłącznie napędu elektrycznego i nie emituje spalin. Testy alternatywnego napędu w modelach Mini będą trwały od 12 do 18 miesięcy. Szczegóły dotyczące projektu będą podane przed końcem roku.

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

## Napędy hybrydowe

### Napęd hybrydowy samochodów Smart

Od października 2008 roku modele Smart ForTwo napędzane benzynowymi silnikami o mocy 45 kW/61 KM i 52 kW/71 KM będą wyposażone w hybrydowy układ napędowy micro-hybrid (mhd) wraz z automatyczną funkcją start-stop. Nowe technologie mają zmniejszyć przebiegowe zużycie paliwa średnio o 8% w cyklu mieszanym i do 20% w trybie jazdy miejskiej. Ponadto od jesieni 2008 roku model cdi będzie wyposażony w filtr cząstek stałych, który niemal całkowicie zredukuje emisję PM.

Hybrydowy układ napędowy micro-hybrid z automatyczną funkcją start-stop jest udoskonalany od 2007 roku, choć do tej pory był dostępny jedynie w modelach z silnikiem o mocy 52kW/71 KM. Aby zmniejszyć zużycie paliwa, obydwa modele Smart ForTwo napędzane benzynowymi silnikami – o mocy 45 kW/61 KM i 52 kW/71 KM – są obecnie wyposażone w automatyczną funkcję start-stop w standardzie. Dzięki temu zużycie paliwa w cyklu mieszanym zmniejszono o 8% (4,3 dm<sup>3</sup> na 100 km), a emisję CO<sub>2</sub> do 103 g/km. W trybie jazdy miejskiej, gdzie samochód często zatrzymuje się na światłach, możliwe jest zredukowanie zużycia paliwa aż o 20%.

Nowy Smart realizuje założenia funkcji start-stop: moduł elektroniczny wyłącza silnik, gdy kierowca wciska pedał hamulca i gdy prędkość pojazdu spada poniżej 8 km/h – na przykład przy zatrzymywaniu się na światłach. Silnik włącza się ponownie w ułamku sekundy po zwolnieniu pedału hamulca. W ten sposób zmniejsza się zużycie paliwa.

Zautomatyzowana skrzynia biegów jest precyzyjnie dostosowana do współdziałania z funkcją start-stop. Zadaniem kierowcy jest jedynie operowanie pedałem przyspieszenia i pedałem hamulca – nie ma potrzeby wciskania sprzęgła i zmiany biegów. Ta w pełni zautomatyzowana technologia zastosowana w modelu Smart ForTwo w połączeniu z układem mhd znacznie obniża zużycie paliwa i emisję spalin. Nowy Smart napędzany silnikami ZS dzięki udoskonaleniom zamkniętego filtra cząstek stałych będzie zużywał benzynę na poziomie 3,4 dm<sup>3</sup>/100 km.



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

## **Firmy silnikowe**

### **Współpraca PSA i Mitsubishi**

Mały miejski pojazd z napędem elektrycznym będzie kolejnym wspólnym projektem grupy PSA Peugeot Citroen i Mitsubishi. Dzięki tej współpracy wejście tego typu pojazdów na rynek powinno nastąpić znacznie szybciej.

Oba koncerny w ciągu najbliższych kilku miesięcy określą zakres współpracy i to zarówno jeśli chodzi o prace projektowe, jak i etap produkcji oraz wprowadzenie nowego pojazdu na rynek. Dla grupy PSA kooperacja z Mitsubishi i wprowadzenie na rynek modelu z napędem elektrycznym będzie elementem strategii na lata 2010–2015, która zakłada m.in., iż francuski koncern stanie się liderem pod względem najbardziej przyjaznych środowisku samochodów. Z kolei dla japońskiego koncernu to porozumienie jest zgodne z obecnie prowadzoną strategią.

Mitsubishi już teraz aspiruje do miana lidera w segmencie pojazdów elektrycznych dzięki modelowi i-Miev. Auto wykorzystujące technologię silników montowanych przy kołach jest wyposażone dodatkowo w zestaw baterii gromadzących energię; trafi ono do sprzedaży na rynku japońskim już w 2009 roku, zaś w Europie być może rok później.

Obecnie współpraca Mitsubishi i PSA dotyczy średniej wielkości SUV-ów. Przy wykorzystaniu doświadczeń Japończyków i modelu Outlander powstały dwa bliźniacze modele (Peugeot 4007 i Citroen C-Crosser), które już od roku dostępne są na europejskim rynku. Oba koncerny stworzyły także spółkę joint venture i rozpoczęły budowę wspólnej fabryki w rosyjskiej Kaludze, gdzie wytwarzane będą m.in. SUV-y trzech marek.

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

## **Books on combustion engines**

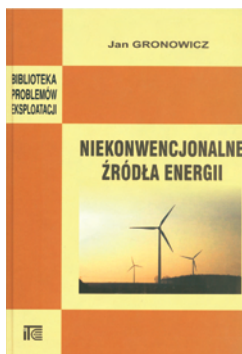
### *Książki o silnikach*

#### **NIEKONWENCJONALNE ŹRÓDŁA ENERGII**

Gronowicz J.

Wydawnictwo Instytutu Eksploatacji, Radom 2008.

Monografia zawiera analizę zużycia energii i paliw w Polsce i na świecie. Przedstawiono niekonwencjonalne źródła energii z uwzględnieniem silnika Stirlinga, jego istoty działania i konstrukcji. Zaprezentowano technologie wodorowe (otrzymywanie i magazynowanie wodoru oraz wykorzystanie jako paliwa). Omówiono zasady działania i rodzaje ogniw paliwowych oraz ich zastosowanie. Uwzględniono również opis możliwości wykorzystania energii z biomasy w postaci biopaliw i biogazu.

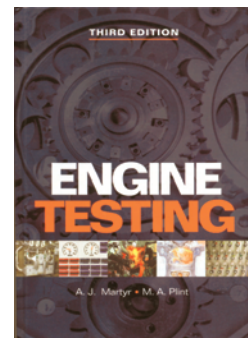


#### **ENGINE TESTING. THEORY AND PRACTICE**

Martyr A.J., Plint M.A.

SAE International, Wyd. 3, 2007.

Książka stanowi kompendium wiedzy na temat zasad pomiarów w badaniach silników spalinowych. Omawia organizację badań w hamowni silnikowej traktowanej jako system termodynamiczny. Rozważono zasady organizacji pomieszczeń hamownianych, ich wentylacji i klimatyzacji, organizacji systemów chłodzenia i usuwania spalin. Kolejne rozdziały są poświęcone pomiarom drgań i hałasu, zasilania powietrzem, paliwem i olejem smarującym oraz pomiarów ich zużycia. Omówiono zasady badań emisji związków toksycznych oraz analizy procesu spalania. Książka zawiera także ważne informacje dotyczące organizacji hamowni podwoziowej, zasad kalibracji stanowisk badawczych, akwizycji i analizy danych pomiarowych.



## **Doctorates**

### *Doktoraty*

#### **Dr inż. Jacek Poleszak**

##### ***Adaptacyjne sterowanie kątem wyprzedzenia wtrysku w silniku o zapłonie samoczynnym***

Promotor: prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – Politechnika Lubelska  
Recenzenci: dr hab. inż. Kazimierz Lejda, prof. nadzw. – Politechnika Rzeszowska, prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas – Politechnika Lubelska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej w Lublinie 4 lipca 2007 r.

Przedmiotem pracy było określenie przydatności pomiaru kąta skreślenia wału korbowego jako sygnału informującego o wartości efektywnego momentu obrotowego w silniku wysokoprężnym i możliwości sterowania początkiem kąta wyprzedzenia wtrysku z wprowadzonym mechanizmem adaptacji. Funkcją celu w niniejszym zadaniu optymalizacji jest wartość efektywnego momentu obrotowego. Jako nośnik informacji o chwilowym momencie obrotowym silnika wykorzystano sygnał uzyskany z przetwornika kąta skreślenia wału korbowego.

Celem pracy była ocena właściwości opracowanej metody pomiarowej momentu obrotowego wykorzystującej zbudowany przetwornik kąta skreślenia wału korbowego, a także określenie przydatności uzyskanego sygnału pomiarowego do układu sterowania ekstremalnego procesem spalania przez zmianę początku kąta wyprzedzenia wtrysku. Postawiono tezę badawczą, że sygnał uzyskany z przetwornika kąta skreślenia wału korbowego jest nośnikiem informacji o chwilowym momencie obrotowym silnika, pomimo oddziaływania wielkości zakłócających. Dokładność przetwornika jest wystarczająca do celów adaptacyjnego sterowania kątem wyprzedzenia wtrysku.

Jako obiekt badań wybrano silnik o zapłonie samoczynnym Isuzu Y17DT z elektronicznie sterowaną pompą wtryskową i systemem diagnostyki pokładowej. Zakres badań obejmował pomiar kąta skreślenia wału korbowego silnika oraz wpływ zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku na parametry pracy silnika w ustalonych warunkach termicznych silnika, dla ustalonej prędkości obrotowej oraz niezmiennej dawki wtrysku paliwa. Analizie poddano wyniki pomiarów bezpośrednich, efektywnego momentu obrotowego i kąta skreślenia wału korbowego silnika.

**Dr inż. Sławomir Walasik****Badania emisji związków toksycznych spalin dla silników maszyn o zastosowaniach pozadrogowych**

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

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny – Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni, dr hab. inż. Marek Idzior, prof. nadzw. – Politechnika Poznańska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w dniu 25 lutego 2008 r.

Głównym celem rozprawy doktorskiej była ocena rzeczywistych warunków pracy silników pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych (non-road) w aspekcie obowiązujących przepisów emisji związków toksycznych spalin. Problematyka pracy jest aktualna i ma szerokie znaczenie praktyczne. Działania mające na celu ograniczenie emisji związków toksycznych spalin z eksploatowanych silników pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych są jednym z ważniejszych kierunków determinujących rozwój pojazdów będących przedmiotem niniejszej rozprawy.

W pracy opisano przepisy dotyczące emisji związków toksycznych spalin z silników pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych. Zaprezentowano testy badawcze i limity emisji związków toksycznych spalin obowiązujące na głównych rynkach motoryzacyjnych, tzn. w Europie, Stanach Zjednoczonych i Japonii. Zaprezentowano obecnie obowiązujące testy dotyczące badań homologacyjnych emisji związków toksycznych spalin, testy wykorzystywane w badaniach rozwojowych oraz tendencje ich rozwoju. Zamieszczono również opis układów napędowych pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych, głównie maszyn budowlanych. Autor opisał układy napędowe jezdne i robocze. Treść tego rozdziału ma istotne znaczenie w aspekcie możliwości wykonania pozalaboratoryjnego testu badań emisji związków toksycznych spalin z silników pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych.

Część badawcza pracy zawiera wyniki badań, dotyczące rzeczywistych warunków pracy pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych. Na podstawie zebranych danych sporządzono charakterystyki gęstości czasowej, następnie przeprowadzono ich analizę w aspekcie obowiązującego testu homologacyjnego. Zebrane dane były podstawą do opracowania propozycji nowych testów homologacyjnych. Zaprezentowano również badania emisji związków toksycznych spalin wykonane w obowiązującym teście homologacyjnym (ISO 8178–C1) oraz w propozycjach nowych testów. Przedstawiono również propozycje pozalaboratoryjnych (tzw. polowych) testów badań emisji związków toksycznych spalin z eksploatowanych silników pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych.

Z analizy przepisów z zakresu badań emisji związków toksycznych spalin wynika, że brak jest odpowiednich rozwiązań legislacyjnych, które mogą zapobiec wystąpieniu zwiększonej emisji w czasie eksploatacji pojazdów o zastosowaniach pozadrogowych. Ponadto na podstawie wykonanych badań można stwierdzić, że obowiązujący test homologacyjny (ISO 8178–C1) nie w pełni odpowiada rzeczywistym warunkom pracy silników (prędkość obrotowa i moment obrotowy) omawianej grupy pojazdów. Z przeprowadzonych badań wynika również, że silniki zaszeregowane do grupy C1 powinny być podzielone na podgrupy, w zależności od zastosowania, tzn. homologacyjne testy badawcze powinny być wykonywane w zależności od konkretnego zastosowania silnika (koparka, spycharka itp.). Także testy kontrolne emisji z silników eksploatowanych pojazdów powinny być dedykowane do konkretnego zastosowania. Wykazano, że wykorzystując właściwości hydraulicznych układów napędowych możliwe jest wykonanie pozalaboratoryjnego testu kontrolnego emisji w wybranych punktach pracy silnika. Dla maszyn z hydrostatycznym układem przeniesienia napędu na układ jezdny i roboczy fazy testu mogą być wykonane w dowolnym punkcie pracy silnika (dla dowolnej prędkości obrotowej i obciążenia). Natomiast w przypadku maszyn z hydrokinetycznym układem przeniesienia napędu, ze względu na współpracę silnika z układem hydraulicznym, są ograniczenia obciążenia silnika.

**Personalies/Personalia****Wyróżnienie profesora Janusza Mysłowskiego**

Dnia 22 kwietnia 2008 r. prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski otrzymał w Kaliningradzie dyplom doktora honoris causa za znaczący wkład w rozwój współpracy międzynarodowej polskich uczelni i Kaliningradzkiego Państwowego Uniwersytetu Technicznego w obszarze kształcenia i nauki. W imieniu senatu tej uczelni dyplom wręczył rektor prof. W.E. Iwanow.

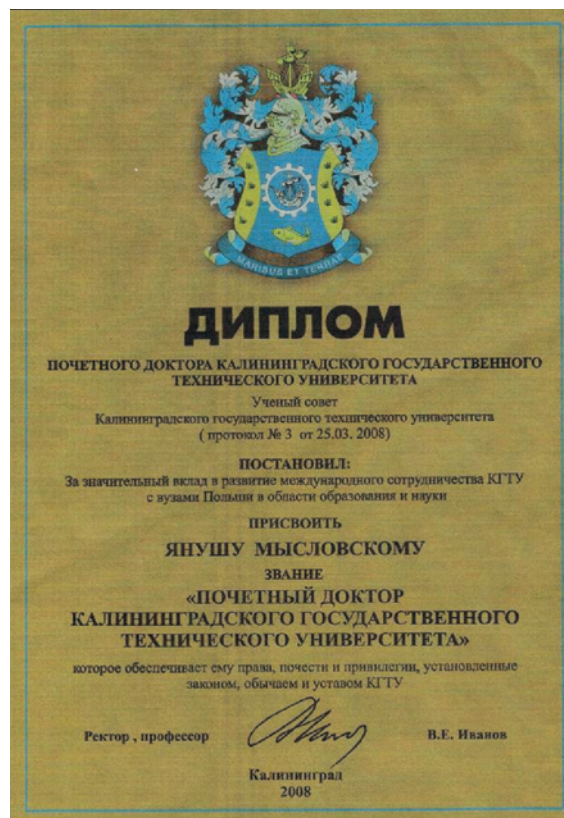
W Kaliningradzie Profesor otrzymał także złoty i srebrny Medal im. Emanuela Kanta przyznane przez wspomnianą uczelnię.

Profesor Janusz Mysłowski pracuje na Politechnice Szczecińskiej, gdzie kieruje Katedrą Eksploatacji Pojazdów Samochodowych. Na uczelni tej wypromował 307 magistrów inżynierów, 142 inżynierów i 10 doktorów nauk technicznych.

Od czterdziestu trzech lat zajmuje się badaniami rozruchu silników spalinowych, a także zagadnieniami konstrukcji, eksploatacji i doładowania.

Jest autorem około 200 publikacji naukowych, znanym i cenionym badaczem i dydaktykiem, człowiekiem o dużym uroku osobistym i kulturze.

Red.





International Congress  
on Combustion Engines

# PTNSS KONGRES – 2009

***THE DEVELOPMENT OF COMBUSTION ENGINES***

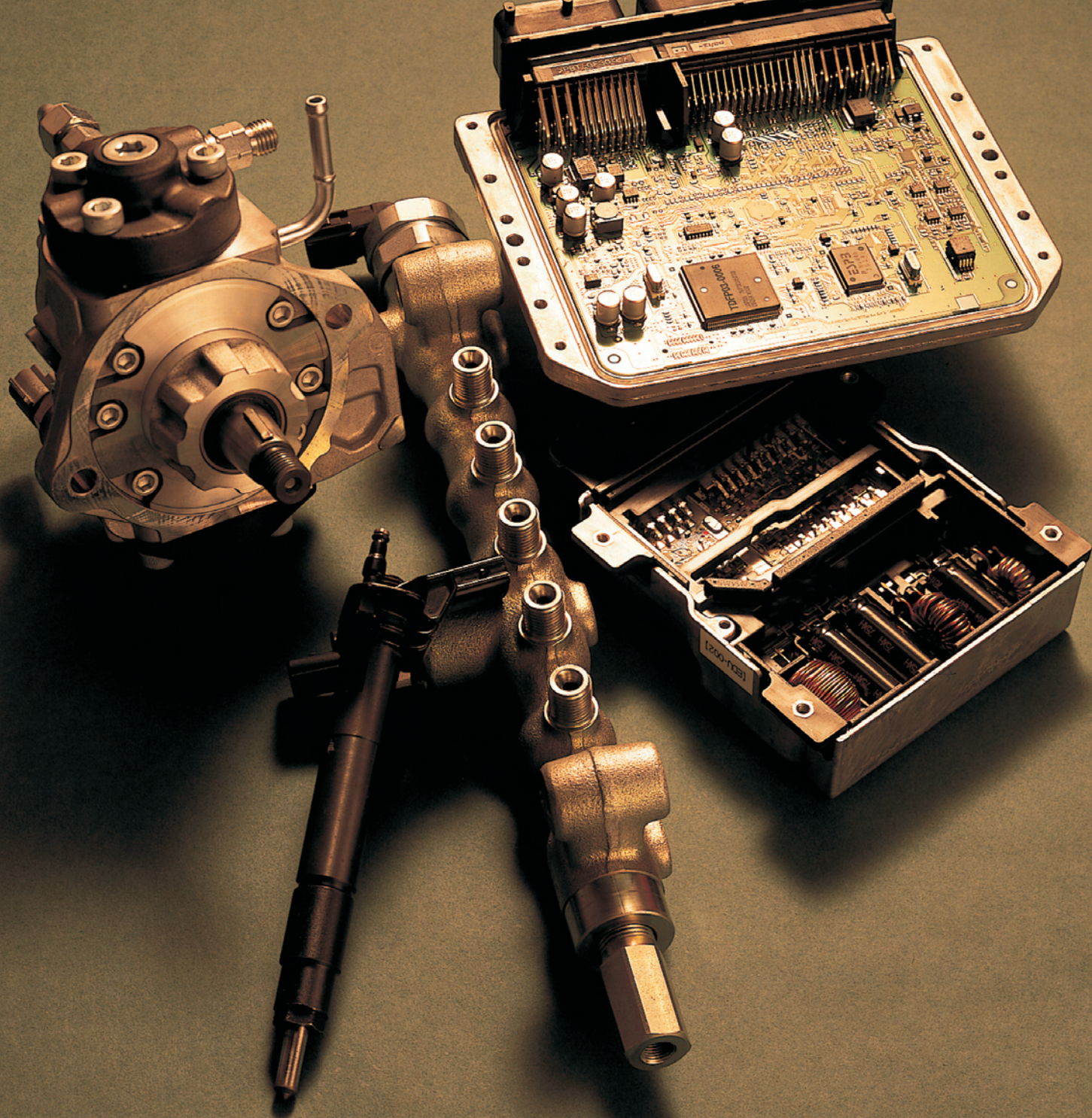
sekretariat@ptnss.pl  
www.ptnss.pl

June, 2009  
Opole  
Poland

**Invitation**

**POLISH SCIENTIFIC SOCIETY  
OF COMBUSTION ENGINES**

43-300 Bielsko-Biala, ul. Sarni Stok 93, POLAND



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**

Zalozyciele  
Honorowi  
Zwyczajni  
Wspierający

**Kontakt**

Kontakt

**Członkostwo**

Wniosek

**Z życia PTNSS**

Zebrania Zarządu  
Zebrania Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**

Konferencje PTNSS  
Konferencje inne  
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Skład-osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

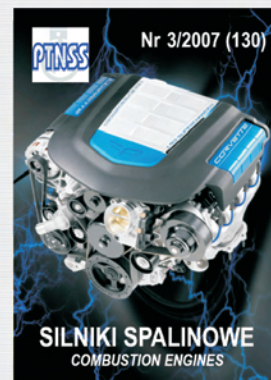
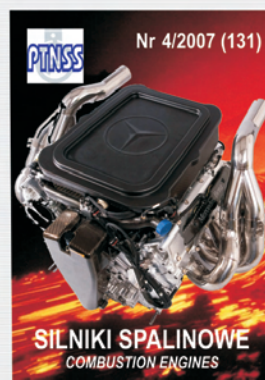
Zgłoszenia

Zapowiedź

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



[www.ptnss.pl](http://www.ptnss.pl)