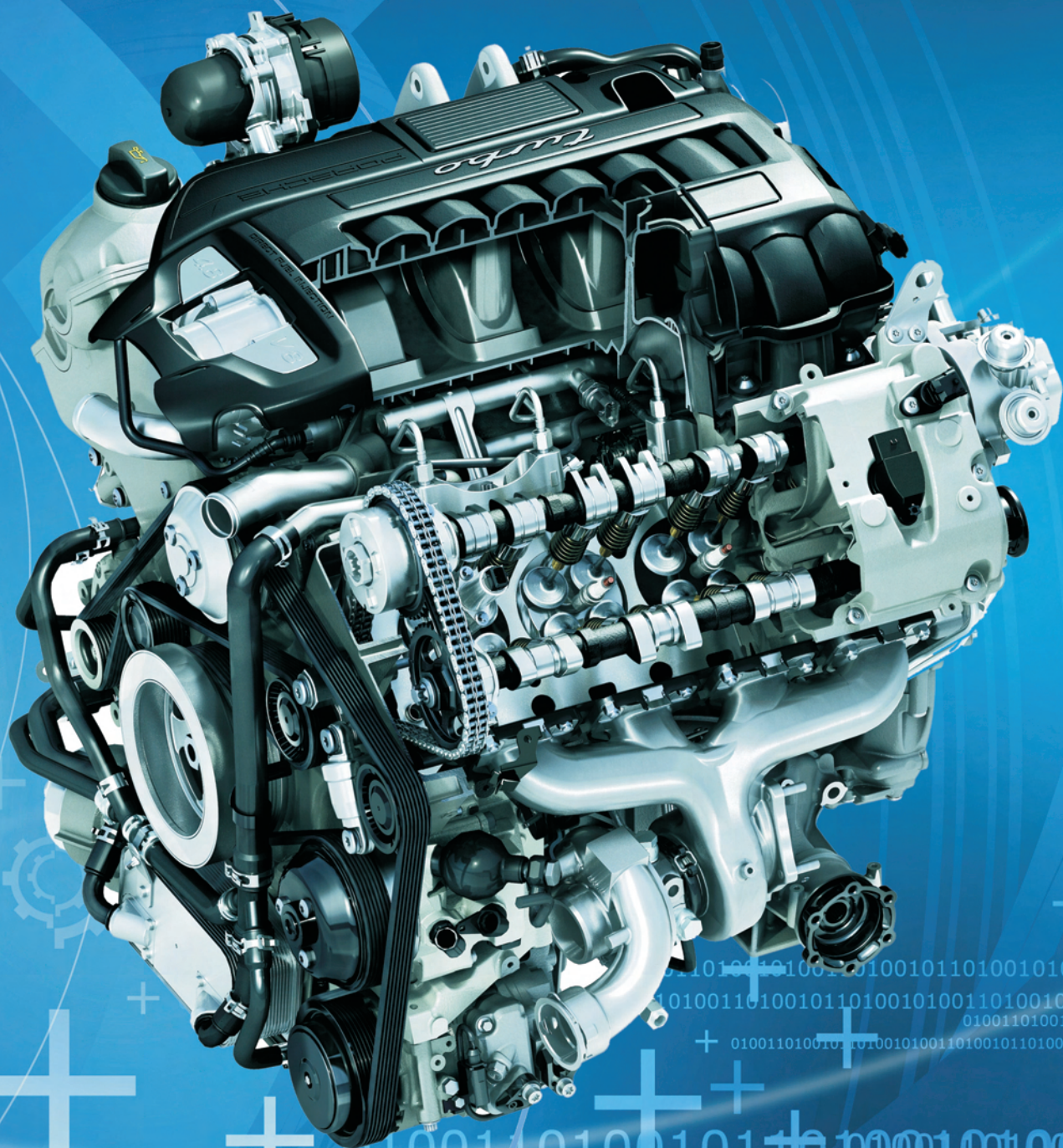




2/2009 (137)



# COMBUSTION ENGINES

## SILNIKI SPALINOWE



## JEDEN SILNIK – WIELE PALIW

Nowoczesne silniki tłokowe Wärtsilä są w stanie spalać bardzo szeroką gamę paliw ciekłych i gazowych. Mogą być to zarówno paliwa pochodzenia mineralnego, jak i różnego rodzaju biopaliwa. Nasze silniki wykazują wysoką odporność na zmianę parametrów (składu) podawanego paliwa. Silniki serii DF oraz GD są w stanie pracować zarówno na paliwach ciekłych, jak i gazowych, a przełączenie pomiędzy tymi trybami może być dokonywane w czasie pracy bez konieczności zdjęcia obciążenia. Czyni to z nich uniwersalne maszyny energetyczne dobrze sprawdzające się w bardzo różnych zastosowaniach w energetyce zawodowej i przemysłowej, przemyśle okrętowym oraz przemyśle naftowym.

[WARTSILA.COM](http://WARTSILA.COM)

Wärtsilä w Polsce: ul. Jakuba Kubickiego 13, 02-954 Warszawa  
Tel. +48 22 550 61 72, Fax +48 22 550 61 73, [contact.poland@wartsila.com](mailto:contact.poland@wartsila.com)



**WÄRTSILÄ**



## COMBUSTION ENGINES

*SILNIKI SPALINOWE*

Scientific Magazine

*Czasopismo naukowe*

2/2009 (137)

Czerwiec 2009

Rok XLVIII

PL ISSN 0138-0346

Editor/Wydawca:

**Polskie Towarzystwo Naukowe**

**Silników Spalinowych**

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

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

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

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

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

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański – 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 Wyszynski

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

Institut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

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

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

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

dr hab. inż. Krzysztof 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, dr inż. Marek Waligórski,

dr hab. inż. Andrzej Zieliński, mgr Tomasz Pawlak

### *Editorial*

This year's 3<sup>rd</sup> International PTNSS Congress on Combustion Engines (22-24 June 2009, Opole) is held in the year of a serious world financial crisis that did not omit the automotive industry, manufacturers of combustion engines included. The subprime crisis that began in the US translated into the crisis in the consumer goods that shook the foundations of the automotive concerns. The Daimler-Chrysler separation has just taken place recently and now General Motors is having trouble. Indeed, in 2008 they earned \$183 billion but this year's loss exceeded 38 billion US dollars. As a result a deep restructuring of the company and the selling of its European branch – German Opel seems necessary.

The bankruptcy of the second largest automotive concern (after Toyota – annual revenues of approx. \$230 billion in 2008) may significantly influence the balance of power in the industry. This will certainly leave a trace on the ways of thinking of the motor vehicles in the sense that the automotive crisis will be more impactful on the new designs than the emission limits that have dictated the pace of development for the last decade. This change will lead to a more extensive expansion of small vehicles, fitted with small engines, in the American market. This theory could be supported by the continuing talks between Fiat and GM about the development of a close cooperation and sales strategy in relation to small vehicle technology (Fiat 500) within the GM concern. The initiator of this policy was Powertrain, a company with its seat in Poland (Bielsko-Biała).

The current crisis has only slightly influenced the Polish automotive industry (the Opel factory in Gliwice). The Volkswagen production facility in Polkowice has felt the consequences of the crisis to a much smaller extent than its parent company in Germany and Spain. The Fiat factory seems to be in the all time best position as they manufacture the smallest and most demanded vehicle manufactured by that concern.

The growing interest in small vehicles generates demand for engines of small capacities and higher operating indexes. This is by all means convergent with the philosophy of downsizing applied in modern combustion engines. This concept however forces the engineers and manufacturers to increase their efforts to optimize the engine design, particularly its subassemblies and systems responsible for the efficiency, energy conversion and emissions. Luckily for the Polish industry, the engines manufactured in our country comply with these requirements particularly well as they are new and modern designs.

It is hard to predict whether and to what extent this modernness of the engines manufactured in Poland will help solve the crisis. Perhaps some ideas as to the search for the answers will come up during the Congress in Opole particularly during the Panel discussion on automotive and engine manufacturing branch of the industry. The organizers wish to encourage you to take part in the Congress including the said discussion panel.

*Editorial Board of the Magazine  
Combustion Engines*

## Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji ..... 1

## Design/Konstrukcja

C. Järf, M. Sutkowski: The Wärtsilä 32GD engine for heavy gases/Silnik Wärtsilä 32GD przeznaczony do spalania ciężkich paliw gazowych (2009-SS2-C015) ..... 3

## Research/Badania

D. Szpica: Flow tests of an air controlling throttle body in a spark ignition engine/Badanie przepływowe zespołu przepustnicy sterującego napelnieniem silnika spalinowego o zaplonie iskrowym (2009-SS2-201) ..... 12

Z. Korczewski, M. Zacharewicz: The analysis of a diagnostic informativeness of gas dynamic parameters in a marine diesel engine turbocharging system through an entropy function/Analiza informacyjności diagnostycznej parametrów gazodynamicznych w układzie turbodoładowania silnika okrętowego z zastosowaniem funkcji entropii (2009-SS2-C113) ..... 19

Z. Stelmasiak, J. Larisch, J. Semikow: Analysis of a chosen combustion parameters of dual fuel SI engine fuelled with alcohol and gasoline/Analiza wybranych parametrów spalania dwupaliwowego silnika o zaplonie iskrowym zasilanego alkoholem i benzyną (2009-SS2-C087) ..... 26

R. Vanhaelst, W. Hentschel, C. Müller, J. Czajka: Development of an optical swirl sensor for DI-diesel engines/Rozwój optycznego czujnika zawirowania do silników o ZS z wtryskiem bezpośrednim (2009-SS2-C096) ..... 37

W. Hentschel: New methods in optical diagnostics on production engines with only minor modifications/Nowe metody diagnostyki optycznej silników produkcyjnych wymagające nieznacznych modyfikacji (2009-SS2-C111) ..... 50

A. Mayer, J. Czerwiński, P. Comte: Experiences with partial-flow filters to reduce the solid particle emissions from diesel engines/Badania filtrów o częściowym przepływie spalin w zakresie redukcji cząstek stałych z silników o ZS (2009-SS2-C020) ..... 62

## Modelling&amp;simulation/Modelowanie i symulacja

J. Girtler: Energetic aspect of diesel engine operation/Energetyczny aspekt działania silników o zaplonie samoczynnym (2009-SS2-202) ..... 84

K. Siczek: The analysis of operating conditions for valves actuated by camless coupled drive/Analiza warunków pracy zaworów napędzanych przez bezkrzywkowy zblokowany napęd (2009-SS2-C013) ..... 93

R. Rosca, P. Cârlescu, E. Rakosi, G. Manolache: Comparative analysis of two injection systems fueled with biodiesel/Analiza porównawcza dwóch systemów wtryskowych zasilanych biopaliwem (2009-SS2-C127) ..... 109

N. Chamier-Gliszczyński: Selected aspects of environmentally oriented disassembly modeling of combustion engines/Wybrane aspekty środowiskowego modelowania demontażu silników spalinowych (2009-SS2-C085) ..... 117

A. Wolff: Numerical analysis of piston ring pack operation/Analiza numeryczna funkcjonowania pakietu pierścieni tłokowych (2009-SS2-C033) ..... 128

## History/Historia

R.F. Iskra: Powstanie i rozwój dwusuwowych silników spalinowych w Wytwórni Sprzętu Mechanicznego w Bielsku-Białej (2009-SS2-203) ..... 142

## Conferences/Konferencje

H.P. Lenz: 30. International Vienna Motor Symposium 7–8 May 2009 – Report presented on the occasion of the International Congress PTNSS on Combustion Engines 2009 in Opole/30 Międzynarodowe Wiedeńskie Sympozjum Motoryzacyjne 7–8 maja 2009 – sprawozdanie wygłoszone z okazji Międzynarodowego Kongresu Silnikowego PTNSS 2009 w Opolu (2009-SS2-204) ..... 150

## New constructions/Nowe konstrukcje

M. Brzeżański: Silnik BMW 3,0d – najlepsza na świecie 6-cylindrowa, rzędowa jednostka z zaplonem samoczynnym ..... 155

## Bibliography/Bibliografia

Books, monographies, studies/Książki, monografie, rozprawy ..... 159

Doctorates/Doktoraty ..... 159

## Editor/Wydawca

Polskie Towarzystwo Naukowe  
Silników Spalinowych43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska  
tel.: 0-33 8130402, fax: 0-33 8125038  
E-mail: sekretariat@ptnss.pl  
WebSite: http://www.ptnss.pl

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

## © Copyright by

## Polish Scientific Society of Combustion Engines

All rights reserved.

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

Wszelkie prawa zastrzeżone.

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

## Subscriptions/Prenumerata

Send subscription requests to the Publisher's address.  
Cost of single issue PLZ25 + postage and packing.Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy.  
Cena numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.Preparation to print/Przygotowanie do druku  
ARS NOVA Publishing House/Wydawnictwo ARS NOVA  
60-782 Poznań, ul. Grunwaldzka 17/10A

Nakład: 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.

## Reviewers/Recenzenci:

dr hab. inż. Jerzy Jantos, prof. PO  
prof. dr hab. inż. Andrzej Kowalewicz  
dr hab. inż. Stanisław Luft, prof. PR  
prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz  
prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny  
prof. dr hab. inż. Stefan Postrzednik  
prof. dr hab. inż. Bronisław Sendyka  
prof. dr hab. inż. Wojciech Serdecki, prof. PP  
dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak, prof. ATH  
prof. dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk  
dr hab. inż. Krzysztof Wislocki, prof. PP

## Cover/Okladka

I – Porsche Panamera Turbo engine  
( $V_8$ ,  $V_{s8} = 4,8 \text{ dm}^3$ ,  $N_e = 368 \text{ kW}$ ,  $M_e = 700 \text{ N}\cdot\text{m}$ )  
(fot. presse.porsche.de), tło (©James Thew – Fotolia.com)  
IV – Variable Turbine Geometry, Porsche 911 Turbo  
(fot. presse.porsche.de)Wydawnictwo rejestrowane  
w bazie danych o zawartości polskich  
czasopism technicznych  
– BAZTECH www.baztech.icm.edu.pl

## The Wärtsilä 32GD engine for heavy gases

*The Wärtsilä 32GD engine is a stationary turbocharged "Gas-Diesel" engine which can operate on gas and oil fuel. The direct high-pressure gas injection is applied in this engine. The sophisticated control system of the engine allows operation on gas and oil fuel with very wide range of gas/oil fuel ratio which provides a unique flexibility of fuel usage. The Wärtsilä 32GD technology offers possibility to use good quality gas or heavier gases i.e. with high content of heavier hydrocarbons. The Wärtsilä 32GD engine development and the most important components of the Wärtsilä 32GD engine are presented. The working principles, operation mode, the engine performance and emission levels are described in the paper as well. The paper includes also specification for gas and oil fuels that can be used for the engine operation. The paper is concluded with some typical applications, reference installation and experience from running the engines on challenging fuels.*

Key words: heavy gases, diesel combustion, direct gas injection, high-pressure gas injection

### Silnik Wärtsilä 32GD przeznaczony do spalania ciężkich paliw gazowych

*Silnik Wärtsilä 32GD jest stacjonarnym turbodoładowanym gazowym silnikiem Diesla. W tym silniku zastosowano bezpośredni wysokociśnieniowy wtrysk gazu. Zaawansowany układ kontroli silnika pozwala na stosowanie jednocześnie paliwa gazowego i olejowego w bardzo szerokim zakresie zmian proporcji między tymi paliwami, co pozwala na niespotykaną swobodę doboru stosowanych paliw. Technologia silnika Wärtsilä 32GD pozwala na stosowanie zarówno lekkich gazów, takich jak gaz ziemny, jak i gazów z dużą zawartością ciężkich węglowodorów. W niniejszym artykule przedstawiono zasadę działania, możliwe tryby pracy, osiągi silnika oraz poziom emisji zanieczyszczeń. Artykuł zawiera również specyfikacje możliwych do zastosowania paliw gazowych i olejowych. W podsumowaniu przedstawiono typowe zastosowania silnika Wärtsilä 32GD oraz doświadczenia z pracy silników z zastosowaniem wymagających paliw.*

Słowa kluczowe: ciężkie paliwa gazowe, obieg Diesla, bezpośredni wtrysk gazu, wysokociśnieniowy wtrysk gazu

### 1. Introduction

The gas-diesel (GD) technology was introduced in 1987 with the Wärtsilä 32GD, the first gas engine in the Wärtsilä portfolio. This technology was mainly used in offshore applications, although it also found applications in the power plants sector. The GD technology makes it possible to run a power plant on either heavy gas or heavy oil, giving the operator fuel versatility and security against gas supply disturbances. The Wärtsilä 32GD engine uses the diesel combustion cycle in all operation modes, which offers the characteristics of a diesel engine with uncompromised output and de-rating. Recently the new Wärtsilä 32GD was introduced to the market to set new standards for high performance operation on challenging fuels, both gaseous and liquid ones.

The new Wärtsilä 32GD engine is based on the frame of the Wärtsilä 32 diesel engine with its advanced integrated lube oil and cooling water channels. Other engines which utilize the same engine block frame are: the spark-ignited Wärtsilä 34SG gas engine and the dual-fuel Wärtsilä 34DF one. The new Wärtsilä 32GD engine design principles are based on the well proven technology of the previous version but with substantial improvements coming from the new Wärtsilä 32 engine block

The Wärtsilä 32GD is a four-stroke, dual-fuel engine offering the unique feature of the gas diesel combustion principle and providing extremely high operation flexibility.

### 1. Wstęp

Technologia gazowych silników o ZS (GD) została zastosowana w 1987 r. do silnika Wärtsilä 32GD – pierwszego silnika gazowego w ofercie firmy Wärtsilä. Technologia ta była wykorzystywana głównie w zastosowaniach przybrzeżno-morskich, chociaż znalazła również zastosowanie w sektorze energetycznym. Technologia GD umożliwia pracę elektrowni albo na ciężkim paliwie gazowym, albo na ciężkim oleju, co daje swobodę operowania paliwami i zabezpieczenie w razie zakłóceń w dostawie paliwa gazowego. Silnik typu Wärtsilä 32GD we wszystkich trybach pracy wykorzystuje obieg Diesla, zapewniający charakterystykę silnika o ZS z dużą mocą na wyjściu i obniżeniem wartości znamionowych. Ostatnio wprowadzono na rynek nowy silnik Wärtsilä 32GD w celu ustanowienia nowych standardów wysokiej sprawności pracy silnika na wymagających paliwach, zarówno gazowych, jak i ciekłych.

Nowy silnik Wärtsilä 32GD bazuje na ramie silnika o ZS Wärtsilä 32 o wysokiej integracji kanałów oleju smarującego i wody chłodzącej. Innymi silnikami wykorzystującymi taką samą ramę bloku cylindrowego są silnik gazowy o zapłonie iskrowym Wärtsilä 34SG oraz silnik dwupaliwowy Wärtsilä 34DF. Zasady konstrukcyjne dla nowego silnika Wärtsilä 32GD opierają się na technologii dobrze sprawdzonej we wcześniejszej wersji, lecz ze znacznymi udoskonaleniami wywodzącymi się z nowego bloku silnikowego Wärtsilä 32.

The engine is designed for flexible manufacturing methods and long maintenance-free operating periods. The engine is fully equipped with all essential ancillaries and a thoroughly planned interface to external systems. The Wäertsilä 32GD engine provides a perfect solution for power generation from challenging fuels at the view of natural resources shortage coming soon [1, 6, 8].

## 2. Engine technology & design

The engine block is one piece cast made of nodular cast iron and is of stiff and durable design to absorb internal forces. The engine block carries the under-slung crankshaft. The nodular cast iron main bearing caps are fixed from below by two hydraulically tensioned studs. The caps are fixed side-ways by hydraulically tensioned horizontal side studs. Together they provide a rigid crankshaft bearing. The inlet air receiver and the cooling water and lubricating oil channels are integrated into the engine block. The engine is provided with a wet oil sump, mounted against the engine block and sealed by an o-ring gasket. The crankshaft is forged from one piece of high tensile steel. Counterweights are fitted on the crankshaft webs. The optimum balancing results in an even and thick oil film for all bearings. The main bearings and the crankpin bearings have a steel backing and a soft running layer with excellent corrosion resistance. The connecting rod is a drop forged, totally machined type. The connecting rod is of three-piece design with a horizontal split at the crankpin bearing and a flanged connection to the rod. The oil supply for the piston cooling, gudgeon pin bush and piston skirt lubrication takes place through a single drilling in the connecting rod.

The cylinder liner is centrifugally cast iron with special alloy elements to create wear resistance and high strength. The liner is of stiff bore cooled collar design and supported symmetrically at the top of the engine block. It is equipped with an anti-polishing ring at the top, preventing bore polishing. The piston consists of an oil cooled steel crown bolted on to a nodular cast iron skirt. The piston crown has two compression and one oil scraper rings. The piston skirt and cylinder liner are lubricated by a Wäertsilä patented pressurized lubricating system utilizing lubricating nozzles in the piston skirt. This system ensures excellent running behaviour and low lubrication oil consumption.

The cylinder head is made of nodular cast iron. The stiff design allows only four hydraulically tightened studs to fix the cylinder head on to the cylinder block. Each cylinder head has two inlet and two exhaust valves, all equipped with rotators. The exhaust valve seat rings are water cooled. The cams are integrated in the drop forged camshaft material. The bearing journals are made of separate pieces that are fitted to the camshaft sections by means of flanged connections. This design allows lateral dismantling of the camshaft sections. The camshaft bearings are located in integrated bores in the engine block casting. The camshaft is driven from the crankshaft through a fully integrated gear train.

The lubricating oil system lubricates the main moving parts of the engine and also cools the piston tops. The engine lubricating oil system includes the following equipment:

Silnik Wäertsilä 32GD jest czterosuwowym, dwupaliwowym silnikiem oferującym unikalną charakterystykę spalania gazowego silnika o ZS i zapewniającym nadzwyczaj dużą elastyczność pracy. Silnik jest zaprojektowany pod kątem elastycznych metod wytwarzania (produkcji, obróbki) i długich okresów międzynaprawczych. Jest całkowicie wyposażony w zasadnicze urządzenia pomocnicze i dokładnie zaplanowany interfejs dla systemów zewnętrznych. Silnik Wäertsilä 32GD zapewnia doskonałe rozwiązania wytwarzania energii z wymagających paliw, szczególnie w odniesieniu do nadchodzącego kryzysu surowców naturalnych [1, 6, 8].

## 2. Technologia i projekt silnika

Blok silnika jest odlewem wykonanym z żeliwa sferoidalnego i ma sztywną oraz wytrzymałą konstrukcję dla tłumienia sił wewnętrznych oraz ma podwieszany wał korbowy. Pokrywy łożysk głównych z żeliwa sferoidalnego są zamocowane od dołu za pomocą dwóch śrub dwustronnych napinanych hydraulicznie. Pokrywy zamocowane są bocznie, za pomocą poziomych bocznych śrub dwustronnych napinanych hydraulicznie. Razem tworzy to sztywne łożysko wału korbowego. Wlotowy zbiornik powietrza oraz kanały wody chłodzącej i oleju smarującego są zintegrowane z blokiem silnika. Silnik jest wyposażony w mokrą miskę olejową zamontowaną na bloku silnika i uszczelnioną za pomocą pierścienia uszczelniającego o przekroju okrągłym. Wał korbowy jest kuty w całości z jednego kawałka stali o dużej wytrzymałości na rozciąganie. Przeciwcieżary są zamontowane na wykorbieniach wału korbowego. Optymalne wyważenie zapewnia gładką i grubą powłokę olejową dla wszystkich łożysk. Łożyska główne i czopu korbowego mają stalowy podkład i miękką warstwę nośną o doskonałej odporności na korozję. Korbwódek typu odkuwki matrycowej jest obrobiony w całości. Korbwódek jest konstrukcją trzyczęściową z poziomym rozszczepieniem przy łożysku korbowym i podłączeniem kołnierżowym do trzonu korbwodu. Doprrowadzenie oleju chłodzącego tłok oraz oleju smarującego tuleję sworznia tłokowego i płaszcz tłoka odbywa się przez pojedynczy kanał nawiercony w korbwodzie.

Tuleja cylindrowa jest odlewem lanym odśrodkowo ze specjalnymi dodatkami stopowymi dla zapewnienia odporności na zużycie i dużej wytrzymałości. Tuleja jest sztywną konstrukcją kołnierżową chłodzoną na obwodzie i podpartą symetrycznie na górze bloku cylindrowego. Jest ona wyposażona na górze w pierścień zapobiegający zużyciu tulei. Tłok składa się ze stalowego denka chłodzonego olejem przykręconego do płaszczu tłoka wykonanego z żeliwa sferoidalnego. Denko tłoka ma dwa pierścienie uszczelniające i jeden zgarniający olej. Płaszcz tłoka i tuleja cylindrowa są smarowane olejem za pomocą opatentowanego przez firmę Wäertsilä ciśnieniowego systemu olejenia z dyszami smarującymi w płaszczu tłoka. System ten zapewnia doskonałą pracę i niewielkie zużycie oleju.

Głowica cylindra wykonana jest z żeliwa sferoidalnego. Sztywna konstrukcja pozwala na stosowanie do zamocowania głowicy cylindra na bloku cylindrowym jedynie czterech śrub dwustronnych napinanych hydraulicznie.

engine driven screw type main lubricating oil pump with pressure regulating valve, pre-lubricating pump with electrical motor, lubricating oil cooler, lubricating oil thermostatic valve, lubricating oil filters and crankcase ventilation pipe.

The L-configuration engine is equipped with one turbocharger and V-configuration engine is equipped with one turbocharger per each cylinder bank. The turbocharger has an axial turbine and a radial compressor and is equipped with sleeve bearings. The combustion air system includes two stage charge air cooler with fresh water cleaning device.

The engine cooling system is divided into three circuits: the 1st stage charge air cooler circuit, the 2nd stage charge air cooler circuit and the jacket cooling circuit. The cooling water system has engine driven pump for low temperature cooling circuit and engine driven pump for jacket cooling circuit.

The engine mounted exhaust gas pipes are made of cast iron, with separate sections for each cylinder. Stainless steel bellows are installed between the sections to absorb heat expansion. The pipes are fixed by brackets, but are free to move axially. The engine exhaust gas pipes are fully covered by an insulation box. The exhaust gas system includes fresh water turbine washing system.

The main engine data are shown in Tab. 1.

Table 1. The Wärtsilä 32GD engine data [6]

Tabela 1. Dane silnika Wärtsilä 32GD [6]

Cylinder configuration/ <i>układ cylindrów</i>	6L 8L 9L 12V 16V 18V 20V
Cylinder bore/stroke/ <i>średnica cylindra/skok</i>	320 / 400 mm
Speed/ <i>prędkość obrotowa</i>	720 or 750 rpm
Mean piston speed/ <i>średnia prędkość tłoka</i>	9.6 or 10.0 m/s
Cylinder swept volume/ <i>objętość skokowa cylindra</i>	36.3 dm <sup>3</sup>
Compression ratio/ <i>stopień sprężania</i>	16:1
Engine length/ <i>dlugość silnika</i>	5297 to 9276 mm
Engine width/ <i>szerokość silnika</i>	2300 to 3296 mm
Engine height/ <i>wysokość silnika</i>	3421 to 4139 mm
Engine weight/ <i>masa silnika</i>	30000 to 89000 kg

### 3. Engine operation & performance

The engine is designed for operation on fuel oil or on gas and fuel oil simultaneously. Small amount of fuel oil is needed as pilot fuel in gas mode. There are three modes of the engine operation: gas-diesel mode, oil mode and fuel-sharing one. In all modes the engine works according to the Diesel process. The engine is started by compressed air with a nominal pressure of 30 bar. The start is performed by direct injection of air into the cylinders through the starting air valves in the cylinder heads. The starting air valves are placed in each cylinder of L-engine and in one bank of V-engine.

In oil mode the engine operation is based on the use of normal fuel oil injection pumps and the system operates just like any diesel engine. The engine can run on light or heavy oil i.e. light fuel oil (LFO), marine diesel oil (MDO), heavy

Każda głowica cylindrowa ma dwa zawory wlotowe i dwa zawory wylotowe, każdy wyposażony w element obrotowy. Pierścienie gniazd zaworów wylotowych są chłodzone wodą. Krzywki są zintegrowane z materiałem odkuwki matrycowej wału rozrządu. Czopy łożysk wykonane z oddzielnych części są umieszczone w panewkach zintegrowanych z odlewem bloku silnikowego. Wał rozrządu napędzany jest od wału korbowego przez całkowicie zintegrowany układ przekładni.

System olejenia zapewnia smarowanie wszystkich głównych ruchomych części silnika i chłodzenie górnych partii tłoka. Silnikowy system olejenia obejmuje następujące wyposażenie: główna pompa sterująca typu śrubowego napędzana silnikiem z zaworem regulującym ciśnienie, pompa wstępnego smarowania z silnikiem elektrycznym, chłodnica oleju smarującego, zawór termostatyczny oleju smarującego, filtry oleju smarującego i przewód odpowietrzający skrzyni korbowej.

Silnik rzędowy L wyposażony jest w jedną turbosprężarkę, a silnik widlasty V jest wyposażony w jedną turbosprężarkę dla każdego rzędu cylindrów. Turbosprężarka ma osiową turbinę i promieniową sprężarkę oraz jest wyposażona w łożyska ślizgowe. System zasilania powietrzem obejmuje dwustopniową chłodnicę powietrza doładowania z urządzeniem do mycia słodką wodą.

System chłodzenia silnika dzieli się na trzy obwody: obwód chłodnicy 1. stopnia, chłodnicy 2. stopnia oraz obwód chłodzenia płaszcza cylindrów. System chłodzenia wodą ma pompę napędzaną przez silnik dla niskotemperaturowego obwodu chłodzenia i pompę dla obwodu chłodzenia płaszcza.

Zamontowane na silniku przewody wydechowe wykonane są z żeliwa z oddzielnymi sekcjami dla każdego cylindra. Pomiędzy sekcjami zamontowane są kompensatory wykonane ze stali nierdzewnej dla kompensacji rozszerzalności cieplnej. Przewody są zamocowane na wspornikach, ale mają swobodę ruchu osiowego. Przewody wydechowe są całkowicie osłonięte obudową izolacyjną. System wylotowy spalin zawiera układ wody słodkiej do mycia turbiny. Główne dane silnika przedstawiono w tab. 1.

### 3. Działanie i charakterystyka silnika

Silnik jest zaprojektowany do pracy na paliwie ciekłym lub gazowym i jednocześnie na paliwie ciekłym. Mała ilość paliwa ciekłego wymagana jest jako paliwo pilotujące przy pracy w trybie gazowym. Istnieją trzy tryby pracy silnika: tryb gaz-paliwo dla silnika o ZS, tryb paliwa ciekłego i tryb pracy z podziałem dawki paliwa. We wszystkich trybach silnik pracuje zgodnie z obiegiem Diesla.

Silnik uruchamia się za pomocą sprężonego powietrza o ciśnieniu nominalnym 3,0 MPa. Do rozruchu wykorzystuje się bezpośredni wtrysk paliwa do cylindrów przez zawory rozruchowe w głowicach cylindrów. Zawory rozruchowe umieszczone są w każdym cylindrze silnika rzędowego L i w jednym rzędzie cylindrów silnika widlastego V.

W trybie pracy na paliwo ciekłe silnik pracuje z normalnymi pompami wtryskowymi paliwa i system działa tak jak w każdym silniku o ZS. Silnik może pracować albo na pali-

fuel oil (HFO) and crude oil (CRO) however vegetable oils are also allowed. The vegetable oil used for engine operation can be high quality refined oil so-called "bio-diesel oil" (BDO) but it can be also crude vegetable oil or waste cooking oil (liquid bio fuel LBF). The oil mode is available within the full load range from zero to the rated load of the engine.

In gas-diesel mode (GD) gaseous fuel is the main source of energy and a pilot fuel oil injection of approximately 5% is used to start combustion process. The GD mode is available between 30% and 100% of the engine load. The pilot fuel is and gaseous fuel are injected through the same injector and

wie lekkim, albo na paliwie ciężkim, tj. na lekkim oleju napędowym (LFO), okrętowym paliwie napędowym (MDO), ciężkim oleju napędowym (HFO) i na nierafinowanej ropie naftowej (CRO), jednakże są również dopuszczalne oleje roślinne. Olej roślinny stosowany do zasilania silnika może być lekkim olejem napędowym o wysokim stopniu rafinacji ("bio-diesel oil" – BDO), ale może być to również ciężki olej roślinny nierafinowany lub odpadowy olej spożywczy (liquid bio fuel LBF). Tryb pracy na paliwie ciekłym jest możliwy w szerokim zakresie obciążeń, od zera do znamionowego obciążenia silnika.

W trybie pracy gaz–paliwo ciekłe (GD) paliwo gazowe jest głównym źródłem energii, a wtrysk pilotowej dawki paliwa ciekłego (w przybliżeniu 5%) stosuje się do zapoczątkowania procesu spalania. Tryb pracy GD jest możliwy w granicach między 30 a 100% obciążenia silnika. Paliwo pilotujące i paliwo gazowe wtryskiwane są przez ten sam wtryskiwacz, a paliwo płynne wtryskiwane jest najpierw, potem następuje wtrysk paliwa gazowego

Table 2. The Wärtsilä 32GD gaseous fuel requirements

Tabela 2. Wymagania dla paliwa gazowego dla silnika Wärtsilä 32GD

Lower heating value/wartość opałowa paliwa	minimum	30 MJ/m <sup>3</sup>
Methane contents/zawartość metanu CH <sub>4</sub>	minimum	60%
Hydrogen sulphide/siarczek wodoru H <sub>2</sub> S	maximum	0.05%
Hydrogen/wodór H <sub>2</sub>	maximum	5%
Carbon dioxide/dwutlenek węgla CO <sub>2</sub>	maximum	1%
Water/woda H <sub>2</sub> O	maximum	0.01%
Total sulphides/dwusiarczek ogółem	maximum	0.055%
Chlorine + Fluorine/chlor + fluor	maximum	0.005%
Particles or solids, size/cząstki stałe i ciała stałe	maximum	10 µm
Gas inlet temperature/temp. gazu na wlocie	range	0 – 50°C
Gas pressure/ciśnienie gazu	–	350 ± 5 bar

oil fuel in injected first followed by gaseous fuel injection at 350bar pressure. Fuel used for pilot injection can be the same as main oil fuel used for engine operation. The general requirements for gaseous fuel are presented in Tab. 2.

The "fuel-sharing" mode (FS) is available between 35 and 100% of engine load. The fuel share set point can be adjusted on-line from WOIS (Wärtsilä Operators Interface System). The FS mode allows to burn gaseous and liquid fuel at the same time and ratio between fuels can be adjusted flexibly. The FS mode window is showed in the Fig. 1. Above and below the FS mode area there is a so-called transfer window, which mean that engine operation set point cannot be placed in this area but it will move through this area during changes of operation mode.

The Wärtsilä 32GD fuel injection system is shown in the Fig. 2. The gaseous fuel is injected through 3 nozzles located and the vertices of triangle at the injector end. Each nozzle has 3 holes, so all together 9 jets of gas are formed during gas injection. The oil fuel is injected

przy ciśnieniu 35,0 MPa. Paliwo używane do wtrysku pilotującego może być takim samym paliwem, jak paliwo do pracy silnika. Ogólne wymagania dla paliwa gazowego są przedstawione w tab. 2.

Tryb "dzielenie paliw" (FS) jest dostępny dla obciążeń między 35 a 100%. Punkt podziału paliwa może być nastą-

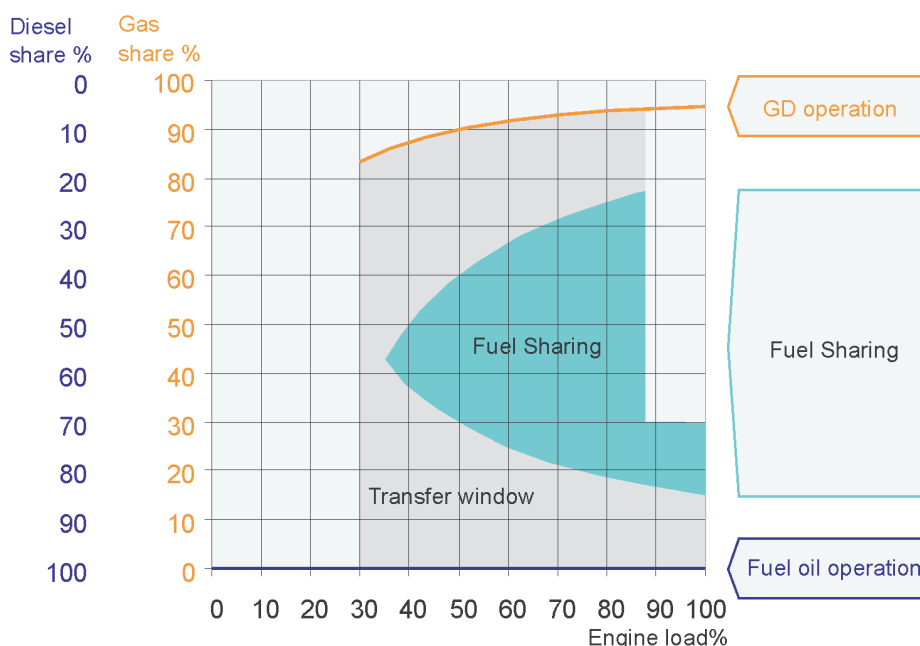


Fig. 1. The Wärtsilä 32GD operation modes [1, 8]

Rys. 1. Tryby pracy silnika Wärtsilä 32GD [1, 8]

before gas injection starts. The oil fuel nozzle located in the injector axis and has 9 holes which deliver oil fuel jets between gaseous ones. The Wärtsilä 32GD performance data is shown in Tab. 3.

Table 3. The Wärtsilä 32GD performance data  
Tabela 3. Charakterystyka silnika Wärtsilä32GD

Mean effective pressure/ <i>średnie ciśnienie użyteczne</i>	22.9 bar
Maximum firing pressure/ <i>maksymalne ciśnienie spalania</i>	190 bar
Power per cylinder/ <i>moc z jednego cylindra</i>	405 kW (720 rpm)/ 420 kW (750 rpm)
Engine efficiency/ <i>sprawność ogólna silnika</i>	44%
NO <sub>x</sub> emission/ <i>emisja NO<sub>x</sub> (at/przy 15% O<sub>2</sub>)</i>	1460 mg/m <sup>3</sup>
Sound power level/ <i>poziom natężenia dźwięku</i>	129 dBA

The engine speed is measured by an optical encoder mounted at the engine free end. The encoder provides two pulsed speed signals to the high speed counter card, which enables the main processor to read the speed actual value. The generic speed control PID is used which has additional functionality for use in the fuel sharing mode. The controller can also be used independently for conventional single fuel diesel engine applications. The dedicated fuel sharing controller controls the dual actuators, the gas supply valve train sequencing, critical gas trip functions, gas inlet pressure control and high pressure sealing oil pressure set point management. For liquid fuel injection governing, the control provides a proportional actuator driver output (4–20 mA). This output signal is thereafter converted to a 0–200 mA signal for the actuator. The engine mounted actuator acts mechanically on the engine fuel rack and controls the amount of liquid fuel injected. The gas injection system consists of gas control valves for each cylinder and a master control unit, which controls the duration of the valve opening time for each valve individually. The control unit receives from the controller a 4–20 mA input signal as a global injection reference value, then the signal is translated to valve opening duration for the gas valves.

If gas compressor is needed (Fig. 3), it is mounted together with its all auxiliary equipment on a so-called gas compressor skid. The function of the gas compressor skid is to clean and compress the gas so that it can be used by the Wärtsilä 32GD engine. It is composed of an inlet (delivery) system, the gas compressor, electric driver, scrubbers, coolers, bypass line and all of the interconnecting piping. The number of compressor skids used at site depends on the number of engines being supplied, and the number of compression stages depends on the inlet pressure of the gas. The reciprocating compressor type is used because such compressors have a pressure range that is the broadest in the compressor family, i.e. from vacuum to 2800 bar. Typically, a multistage cross head type reciprocating compressor is used. The cylinders are either single or double acting and

wiany w sposób ciągły z interfejsu WOIS (Wärtsilä Operators Interface System). Tryb FS pozwala na równoczesne spalanie paliwa gazowego i ciekłego, a proporcje pomiędzy ilościami paliwa można regulować w sposób elastyczny. Okienko dla trybu FS pokazane jest na rys. 1. Powyżej i poniżej obszaru trybu FS znajduje się tak zwane okienko przenoszenia, które oznacza, że punkt nastaw pracy silnika nie może być umieszczany w tym obszarze, ale będzie przesuwany przez ten obszar podczas zmian trybu pracy.

System wtrysku paliwa silnika Wärtsilä 32GD pokazany jest na rys. 2. Paliwo gazowe jest wtryskiwane przez 3 dysze umieszczone w wierzchołkach trójkąta przy końcu wtryski-

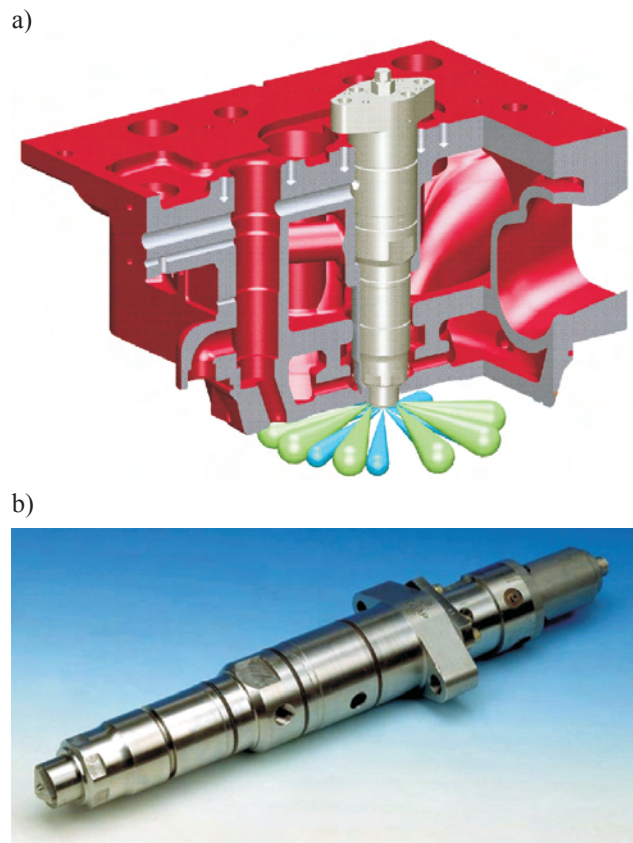


Fig. 2. The Wärtsilä 32GD fuel injection scheme (top) and fuel injector (bottom)

Rys. 2. Schemat wtrysku paliwa silnika Wärtsilä 32GD (a) i wtryskiwacz paliwa (b)

wacza. Każda dysza ma 3 otwory, tak więc podczas wtrysku tworzy się razem 9 strumieni gazu. Wtrysk paliwa następuje przed rozpoczęciem wtrysku gazu. Dysza paliwa płynnego umieszczona jest w osi wtryskiwacza i ma 9 otworów, które dostarczają paliwo strumieniami pomiędzy strumieniami gazowymi. Dane dotyczące charakterystyki silnika Wärtsilä 32GD przedstawiono w tab. 3.

Prędkość silnika mierzy się za pomocą optycznego znacznika kąta zamontowanego na swobodnym końcu silnika. Znacznik dostarcza dwa impulsowe sygnały prędkości do karty szybkiego licznika, która umożliwia głównemu procesorowi odczytywanie rzeczywistych wartości prędkości. Stosowana jest ogólna regulacja prędkości PID, której dodatkową funkcją jest zastosowanie paliw w

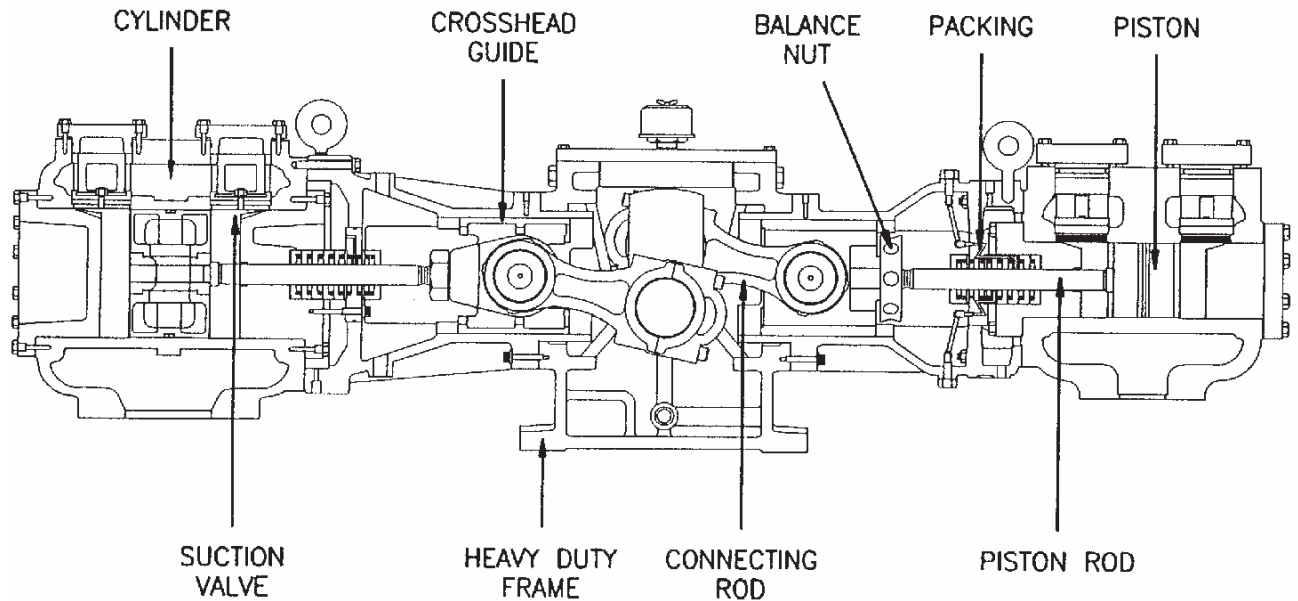


Fig. 3. The Wärtsilä 32GD gas compressor

Rys. 3. Sprężarka gazu silnika Wärtsilä 32GD

they are commonly in a horizontally opposed configuration. The compressor is water-cooled. The piston is driven by a fixed piston rod, which passes through a packing box and is connected to a crosshead. This design is used because it puts a barrier between the crankcase lubrication and the process gas.

The control and sealing oil system serves two functions: to actuate the gas needles (control oil) and to act as sealing oil between the injector housing and the gas needles (sealing oil). The oil is pumped by the high pressure unit, which is driven by an electric motor using engine lubricating oil as the pumped media.

Between the valve station and the entry point to the engine room, a seamless pipe of duplex stainless steel is used for the gas supply. From its entry point to the engine room, the high-pressure pipeline is double walled, all the way to the injection valves on the engine. The annular space between the inner and outer pipes provides a means of ventilation and leak detection. In case of a leak in the inner pipe, the gas is trapped in the space, rather than escaping into the engine room. It is flushed out of the space, with the ventilation air, into the atmosphere.

#### 4. Typical applications

In 2002 Wärtsilä was contacted by Dygoil, an Ecuador-based company, with a specification that called for true fuel sharing capability for an oil field power supply system. Dygoil needed a power plant that could run on both associated gas and crude oil because the gas supply was not stable and gas availability was declining over time as the water cut increased. Wärtsilä took up the challenge and developed the fuel sharing system for the project. The plant with two Wärtsilä 16V32GD engines was handed over for commercial operation in March 2004 (Fig. 4). The gase-

trybie dzielenia. Regulator może być również używany w konwencjonalnych zastosowaniach dla jednopaliwowego silnika o ZS. Zastosowany regulator dzielenia paliw steruje podwójnymi serwowatorami oraz sekwencjami działania układu zaworów doprowadzających gaz, krytycznymi funkcjami wyzwalania gazu, regulacją ciśnienia gazu na wlocie oraz punktem nastawy wysokiego ciśnienia oleju uszczelniającego. W przypadku regulacji wtrysku paliwa ciekłego, regulator zapewnia proporcjonalny sygnał wyjściowy z członu napędzającego serwowator (4–20 mA). Wyjściowy sygnał jest następnie przekształcany na sygnał 0–200 mA dla serwowatora. Zamontowany na silniku serwowator działa mechanicznie na listwę paliwową silnika i steruje ilością wtryskiwanego paliwa ciekłego. System wtrysku paliwa składa się z zaworów sterujących gazem dla każdego cylindra i układu sterującego, który steruje długością czasu otwarcia oddzielnie dla każdego zaworu. Układ kontrolny otrzymuje z regulatora sygnał wejściowy 4–20 mA jako referencyjną wartość wtrysku, następnie sygnał jest przekształcany na czas otwarcia zaworu dla zaworów gazu.

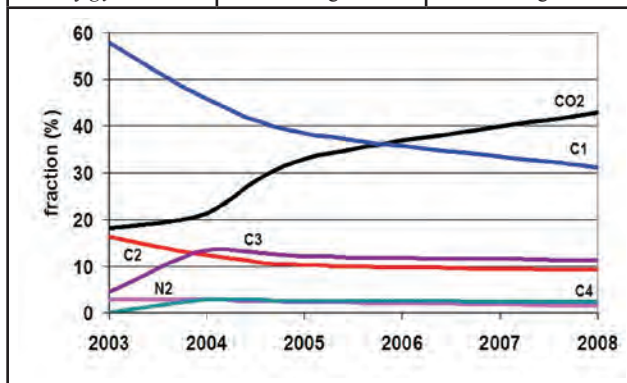
W sytuacji, gdy wymagana jest sprężarka gazu (rys. 3), montuje się ją razem z całym wyposażeniem pomocniczym na tzw. płozie sprężarki gazu. Zadaniem płozy sprężarki gazu jest oczyszczanie i sprężanie gazu, tak by można go było zastosować do silnika Wärtsilä 32GD. Układ ten składa się z systemu wlotowego, sprężarki gazowej, elektrycznego członu napędzającego, płuczek gazowych, linii obejściowej oraz przewodów rurowych do wzajemnych połączeń. Liczba płóz sprężarkowych zależy od liczby silników, które są zasilane, a liczba stopni sprężania zależy od ciśnienia gazu na wlocie. W takich układach znajdują zastosowanie sprężarki tłokowe, ponieważ sprężarki tego typu mają najszerszy zakres ciśnień spośród dostępnych sprężarek, tj. od próżni do ciśnienia 280,0 MPa. W typowych rozwiązaniach stosowana jest

ous fuel composition changes during plant operation are presented in Tab. 4.

Table 4. Gas samples from Dygoil and composition changes during plant operation

Tabela 4. Próbkę gazu z Dygoil oraz zmiany składu paliwa gazowego podczas pracy zakładu

–	Sample #1/próbka 1	Sample #2/próbka 2
CH <sub>4</sub>	43.74	35.83
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	10.21	9.04
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	12.25	18.21
i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	1.2	2.21
n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2.32	5.39
i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0	0
n-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0	1.91
n-C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0	4.66
CO <sub>2</sub>	27.49	19.9
N <sub>2</sub>	2.79	2.85
LHV	37 MJ/m <sup>3</sup>	55 MJ/m <sup>3</sup>
Density/gęstość	1.34 kg/m <sup>3</sup>	1.59 kg/m <sup>3</sup>



Wärtsilä offers a solution for plant operators which enable them to switch from using heavy oil to more environmentally sound energy sources. In the 90s R&D department together with Wärtsilä Service department developed concept of converting diesel engines into gas-diesel ones. This conversion is very easy and cost-effective since the Wärtsilä 32 and the Wärtsilä 32GD are based on the same frame, have the same combustion process, compression ratio, valve timing and even cylinder bore is the same. This conversion is also the most flexible solution since the Wärtsilä 32GD is not sensitive so much to gas quality. The only drawback is the high gas pressure required which sometimes may lead to the need of gas compressor installation at site. The changes on the engine required for such conversion are very simple: only fuel injectors and fuel system need to be upgraded. Many oil companies pay penalties for burning waste heavy gas at oilfield in the flare. If they convert diesel to gas-diesel engine, they benefit from more environmental approach and using cheaper fuel for power generation. They also reduce environmental impact of power generation. Norwegian Statoil decided to convert two of the platform's eight Wärtsilä 12V32 diesel engines from MDO to associated gas. In close cooperation with Statoil, the Wärtsilä team carried

wodzikowa sprężarka tłokowa. Cylindry są typu pojedynczego lub dwustronnego działania i zazwyczaj występują w konfiguracji poziomej przeciwbieżnej. Sprężarka chłodzona jest wodą. Tłok jest napędzany przez umocowany trzon tłoka, który przechodzi przez komorę dławikową i podłączony jest do wadzika. Stosuje się takie rozwiązanie konstrukcyjne, ponieważ stawia ono barierę pomiędzy smarowaniem skrzyni korbowej i gazem technologicznym.

System sterowania i uszczelniania olejowego pełni dwie funkcje: uruchamia iglice gazu (sterowanie oleju) i działa jako uszczelnienie olejowe pomiędzy obudową wtryskiwacza i iglicami gazu. Olej pompowany jest przez układ wysokociśnieniowy, który jest napędzany przez silnik elektryczny wykorzystujący olej smarujący silnik.

Pomiędzy stanowiskiem zaworów i punktem wejścia do maszynowni do doprowadzania gazu stosowana jest rura bezszwowa z duplexowej stali nierdzewnej. Od punktu wejścia do maszynowni rurociąg ma podwójne ścianki na całej długości, aż do zaworów wtryskowych na silniku. Pierścieniowa przestrzeń pomiędzy zewnętrznymi i wewnętrznymi przewodami rurowymi umożliwia wentylację i wykrycie nieszczelności. W przypadku nieszczelności w wewnętrznym przewodzie rurowym gaz raczej pozostaje uwięziony w przestrzeni, a nie ucieka do maszynowni. Jest on wypłukiwany z przestrzeni do atmosfery przez układ wentylacji.

#### 4. Typowe zastosowania silnika

W roku 2002 firma Dygoil z Ekwadoru nawiązała kontakt z firmą Wärtsilä, przedstawiając specyfikację, która w rzeczywistości wymagała zapewnienia zdolności do dzielenia paliwa w systemie zasilania dla pola naftowego. Firma Dygoil potrzebowała elektrowni, która mogłaby pracować na stosowanych obok siebie paliwach, tj. zarówno na paliwie gazowym, jak i nierafinowej ropie naftowej, ponieważ dostawy gazu nie były stabilne, a dostępność gazu malała w miarę jak zawartość wody w objętości ogółem produkowanych cieczy wzrastała. Wärtsilä podjęła wyzwanie i opracowała wymagany system dla projektu. Zakład z dwoma silnikami Wärtsilä 16V32GD (rys. 4) został oddany do użytku w marcu 2004 r. Zmiany składu paliwa gazowego podczas pracy zakładu przedstawiono w tab. 4.

Wärtsilä oferuje użytkownikom zakładu rozwiązanie, które umożliwia przechodzenie z ciężkiego oleju napędowego na źródła energii bardziej przyjazne dla środowiska. W latach dziewięćdziesiątych XX w. dział badawczo-rozwojowy i dział obsługi klienta firmy Wärtsilä opracowały sposób przekształcania silników o ZS na silniki gazowo-samoczynne. Taka konwersja silnika jest bardzo łatwa do wykonania i oszczędna w kosztach, ponieważ silniki Wärtsilä 32 i Wärtsilä 32GD opierają się na takiej samej ramie, mają taki sam proces spalania i stopień sprężania, takie samo ustawienie rozrządu, a nawet taką samą średnicę cylindra. Ta konwersja jest również najbardziej elastycznym rozwiązaniem, ponieważ silnik Wärtsilä 32GD nie jest tak bardzo wrażliwy na jakość gazu. Jedyną wadę stanowi wysokie ciśnienie gazu, które niekiedy wymaga zainstalowania sprężarki gazu. Zmiany silnika wymagane przy takiej konwersji są bardzo proste:

out the conversion as well as a total upgrade to the latest technology. A complete rebuilding of two other engines that had been in operation for ten years was done as well. The entire project was carried out in just three months on board Veslefrikk platform in the North Sea, without disturbing oil production [4].



Fig. 4. Dygoil power plant powered by two Wärtsilä 16V32GD gas-diesel engines  
Rys. 4. Elektrownia Dygoil zasilana przez dwa gazowe silniki o ZS Wärtsilä 16V32GD

The Wärtsilä 32GD is very suitable not only when fuel quality is challenging. The engine is very good solution also for pumping stations. An Algerian town Tamanrasset located deep in the Sahara in the Ahaggar Mountains at an altitude of 1320 metres, almost a thousand metres higher than the source of water at In Salah. The contract requires Wärtsilä to supply 18 engine-driven pump sets and ancillary equipment to six pumping stations along the 740 kilometre of water pipeline route. The site conditions are quite extreme at Africa's largest desert with very high daytime temperatures and bitter cold at night. The two pipelines, each of them 800 mm in diameter, will eventually be able to supply 100 thousands cubic meters of water each day. Water flow is about 4000 m<sup>3</sup> (four million litres) per hour. Each pumping station will have three Wärtsilä 6L32GD engines powering centrifugal

jedynie wtryskiwacze paliwa i system paliwowy wymagają udoskonalenia. Wiele kompanii olejowych płaci kary za spalanie zużytego ciężkiego gazu na polach naftowych w płomieniu otwartym. Jeżeli dokonują oni przekształcenia silnika o ZS na silnik dwupaliwowy, to odnoszą korzyści ze względu na bycie przyjaznym dla środowiska oraz na stosowanie tańszego paliwa do

wytwarzania mocy. Osłabiają również negatywny wpływ wytwarzania mocy na środowisko naturalne. Firma Norwegian Statoil postanowiła przekształcić dwa spośród ośmiu silników o ZS Wärtsilä 12V32 zamontowanych na platformie z pracy na paliwie MDO na towarzyszący mu gaz. Zespół firmy Wärtsilä w ścisłej współpracy z firmą Statoil dokonał takiej konwersji z całkowitym dostosowaniem do najnowszej technologii. Przeprowadzona została również kompletna przebudowa dwóch innych silników, które znajdowały się w eksploatacji od dziesięciu lat. Całość została wykonana w ciągu zaledwie trzech miesięcy na platformie Veslefrikk na Morzu Północnym bez zakłócania procesu produkcji oleju [4].

Silnik Wärtsilä 32GD jest bardzo przydatny nie tylko wtedy, gdy chodzi o jakość paliwa. Jest on bardzo dobrym rozwiązaniem również dla przepompowni. Miasto algierskie Tamanrasset jest usytuowane w głębi Sahary w górach Ahaggar na wysokości 1320 m, prawie tysiąc metrów wyżej niż źródło wody w In Salah. Firma Wärtsilä zawarła kontrakt na dostarczenie tam 18 zespołów pomp napędzanych silnikiem oraz wyposażenie pomocnicze dla sześciu przepompowni wzdłuż 740 km odcinka rurociągu. Panują tam ekstremalne warunki, charakterystyczne dla największej pustyni w Afryce, z bardzo wysokimi temperaturami w ciągu dnia i dotkliwym zimmem w nocy. Dwa rurociągi, każdy o średnicy 800 mm, będą w stanie dostarczyć 100 000 m<sup>3</sup> wody każdego dnia. Przepływ wody wynosi około 4000 m<sup>3</sup>/h. Każda przepompownia będzie miała trzy silniki Wärtsilä 6L32GD zasilające pompy odśrodkowe przez przekładnię zwiększającą prędkość. Silniki Wärtsilä 32GD wybrano tak, aby zapewnić: możliwość pracy zarówno na paliwie

pumps via a speed increasing gearbox. The Wärtsilä 32GD engines were specified for two main reasons – their ability to use both diesel and gas as fuel and their variable speed capability. For the first few years, the engines will run on diesel fuel oil [5].

## 5. Summary

The Wärtsilä 32GD engine is an upgraded successor of the first Wärtsilä gas engine developed in the 80's. The engine technology combines well proven solutions with the most modern design.

The Wärtsilä 32GD engine is an excellent solution for applications when gaseous fuel supply or composition is expected to vary significantly. It is also very good solution for heavy gases which are usually treated as waste product.

The engine is very useful as a drive for compressors or pumps along the pipelines. It has proven its capability to work in extreme conditions, i.e. at high altitude like in Equator or at very hot conditions like in Algeria. It is very reliable power source at oilfields either on land or sea.

The Wärtsilä 32GD engine offers high efficiency and operation flexibility by providing unique gas-diesel combustion with fuel-sharing mode as an option. Customers have possibility to convert existing Wärtsilä diesel engines to the Wärtsilä 32GD if it's needed and improve plant feasibility or flexibility together with reduction of environmental impact of site activity.

dla silnika o ZS, jak i gazowym oraz możliwość pracy przy zmiennych prędkościach. Przez kilka pierwszych lat silniki będą pracować na paliwie do zasiania silnika o ZS [5].

## 5. Podsumowanie

Silnik Wärtsilä 32GD jest udoskonalonym następcą pierwszego silnika gazowego firmy Wärtsilä, opracowanego w latach 80. XX w. Technologia silnika łączy dobrze sprawdzone rozwiązania wcześniejsze ze współczesnymi rozwiązaniami.

Silnik Wärtsilä 32GD jest doskonały do zastosowań w sytuacji, gdy oczekuje się, że dostawy paliwa gazowego lub jego skład będą zmieniać się znacząco. Jest on również dobrym rozwiązaniem w przypadku stosowania ciężkich gazów, które zwykle są traktowane jako odpady produkcyjne.

Jest bardzo przydatny do napędu sprężarek lub pomp rozmieszczonych wzdłuż rurociągów. Silnik wykazał zdolność do pracy w warunkach ekstremalnych, tj. na dużej wysokości, jak w Ekwadorze, lub przy wysokich temperaturach, jak w Algierii. Jest bardzo niezawodnym źródłem mocy dla pól naftowych, zarówno na lądzie, jak i na morzu.

Silnik Wärtsilä 32GD ma dużą efektywność i elastyczność pracy przez wykorzystywanie unikalnego procesu spalania gazowo-samoczynnego z trybem pracy dla dzielonego paliwa w opcji. Klienci firmy mają możliwość konwersji istniejących silników o ZS Wärtsilä na silnik Wärtsilä 32GD, o ile jest takie zapotrzebowanie, oraz możliwość elastycznej pracy połączonej z ograniczeniem niekorzystnego wpływu pracującego urządzenia na środowisko naturalne.

Artykuł recenzowany

## Nomenclature/Oznaczenia

BDO	Bio-Diesel Oil/ <i>lekki olej roślinny (rafinowany)</i>
CRO	Crude Oil/ <i>nierafinowana ropa naftowa</i>
HFO	Heavy Fuel Oil/ <i>ciężki olej napędowy</i>
LBF	Liquid Bio Fuel/ <i>ciężki olej roślinny (nierafinowany)</i>
LFO	Light Fuel Oil/ <i>lekki olej napędowy</i>
LHV	Lower Heating Value/ <i>wartość opałowa paliwa</i>

MDO	Marine Diesel Oil/ <i>okrętowy olej napędowy</i>
PID	Proportional–integral–derivative controller/ <i>regulator proporcjonalno–całkująco–różniczkujący</i>
PLC	Programmable Logic Controller/ <i>programowalny sterownik logiczny</i>
WOIS	Wärtsilä Operators Interface System/ <i>interfejs systemu operacyjnego Wärtsilä</i>

## Bibliography/Literatura

- [1] Gas Power Plants, Wärtsilä Corporation brochure, 2007.
- [2] Klimstra J.: The road to obtaining the ultimate performance of gas engines – opportunities and challenges, 5th Dessau Gas Engine Conference proceedings, 2007.
- [3] Pakarinen R.: Smooth sailing in the desert, Twentyfour7 Wärtsilä Stakeholder Magazine 02.2008, pp. 63-64.
- [4] Pagni J.: Gas conversions get the green light, Twentyfour7 Wärtsilä Stakeholder Magazine 02.2008, pp. 60-62.
- [5] Pagni J.: Water brings life to the desert, Twentyfour7 Wärtsilä Stakeholder Magazine 04.2008, pp. 62-63.
- [6] Power Plants Product Programme, Wärtsilä Corporation brochure, 2nd edition, 2008.
- [7] Sutkowski M.: The combustion systems in the high-power stationary internal combustion engines, XX International Symposium on Combustion Process proceedings, 2007.
- [8] Wärtsilä 32GD – gas-diesel for oil field power production, Wärtsilä Corporation brochure, 2007.

Mr. Christer Järf, BEng. – Application Manager in Gas Plants at Wärtsilä Finland.

Inż. Christer Järf – application manager w dziale elektrowni gazowych Wärtsilä Finland.

e-mail: [christer.jarf@wartsila.com](mailto:christer.jarf@wartsila.com)



Mr. Marek Sutkowski, PhD, MSc, Eng. – Application Manager in Gas Plants at Wärtsilä Finland.

Dr inż. Marek Sutkowski – application manager w dziale elektrowni gazowych Wärtsilä Finland.

e-mail: [marek.sutkowski@wartsila.com](mailto:marek.sutkowski@wartsila.com)



## Flow tests of an air controlling throttle body in a spark ignition engine

*The paper presents a flow testing method for throttle bodies. The numerically obtained values of the flow capacity was used for the development of their characteristics that can be implemented in the simulation models.*

Key words: combustion engine, fuel delivery system, throttle body, investigations

## Badanie przepływowe zespołu przepustnicy sterującego napelnieniem silnika spalinowego o zaplonie iskrowym

*W artykule przedstawiono metodę przepływowych badań zespołów przepustnic. Wyznaczone w toku identyfikacji numerycznej wartości przepustowości posłużyły do opracowania ich charakterystyk, które można zaimplementować do modeli symulacyjnych.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, układ zasilania, zespół przepustnicy, badania

### 1. Introduction

Most of the modern spark ignition engines are characterized by a similarity in terms of the air intake system. The components of the air intake system are already optimized at the design stage assuming a variety of criteria, the main being the obtaining of the required cylinder filling coefficient under operating conditions. Further optimization of the system takes place on the test stands. The geometrical characteristics (variability) of the individual intake system components influences the engine torque. The basis for the operation of the spark ignition engine is the control of the charge amount in the cylinder (classic approach) i.e. quantitative control. The element that directly participates in this process is the throttle body. It has been fitted in both old carburetor and modern cutting edge technology engines based on fuel injection with the exception of the Valvetronic system where the throttle choking has been eliminated in favor of valve choking (realized through a variable valve lift).

The throttle controls the air flowing into the cylinders and its position decides about the external engine indexes and their adequacy to the current conditions assuming that other systems such as fuel delivery and ignition are fully operative. With time the technical condition of systems deteriorates and the influence of the system shortcomings gets stronger. The improper operation of the system is mostly caused by contamination, excessive wear or simply damage of individual parts of the system. The same works for the throttle body, hence the need to clean it regularly and then calibrate it.

### 2. The object of the research

The object of the research were three of throttle bodies different in terms of design. Having tested the variants shown in Fig. 1, the authors concluded that it is purposeful to apply two channel throttles (Fig. 1b) or a particular shape on the air intake side (Fig. 1c) against the classic solution (Fig. 1a).

### 1. Wstęp

Większość współcześnie budowanych silników o ZI cechuje podobieństwo pod kątem układu zasilania powietrzem. Elementy układu dolotowego optymalizuje się już w fazie projektu, przyjmując różnorodne kryteria, z których głównym jest osiągnięcie odpowiedniego współczynnika napelnienia cylindra w bieżących warunkach pracy. Dalsza optymalizacja odbywa się w toku badań na stanowiskach badawczych. Od charakterystyki geometrycznej (jej zmienności) poszczególnych elementów zależy wartość momentu obrotowego generowanego przez silnik. Podstawą działania silnika o ZI jest sterowanie ilością ładunku w cylindrze (w ujęciu klasycznym), czyli sterowanie ilościowe. Elementem, który bezpośrednio bierze w tym udział jest przepustnica. Znalazła ona zastosowanie zarówno w gaźnikowych układach zasilania, jak i w najnowocześniejszych układach wtryskowych, poza układem Valvetronic, gdzie dławienie przepustnicy zastąpiono dławieniem układu rozrządu realizowanym przez zmienny skok zaworu.

Przepustnica reguluje przepływ powietrza napływającego do cylindrów i od jej położenia zależą wskaźniki zewnętrznie silnika, ich adekwatność do bieżących warunków, przy założeniu, iż układy zasilania paliwem, zapłonowy i inne, działają poprawnie. Z czasem stan techniczny pogarsza się, nasila się wpływ niedomagań powodujących zakłócenia w działaniu poszczególnych elementów. Niedomagania te powstają przede wszystkim w wyniku zanieczyszczeń, nadmiernego zużycia, uszkodzeń poszczególnych części. Dotyczy to również przepustnicy, stąd też należy ją okresowo oczyszczać i dodatkowo adoptować.

### 2. Przedmiot badań

Przedmiotem badań były trzy różniące się konstrukcyjnie zespoły przepustnic. Poddając badaniu przedstawione na rys. 1 warianty, wnioskowano o celowości stosowania przepustnic dwuprzelotowych (rys. 1b), czy odpowiednich ukształtowań w części wlotowej (rys. 1c) względem klasycznego rozwiązania (rys. 1a).

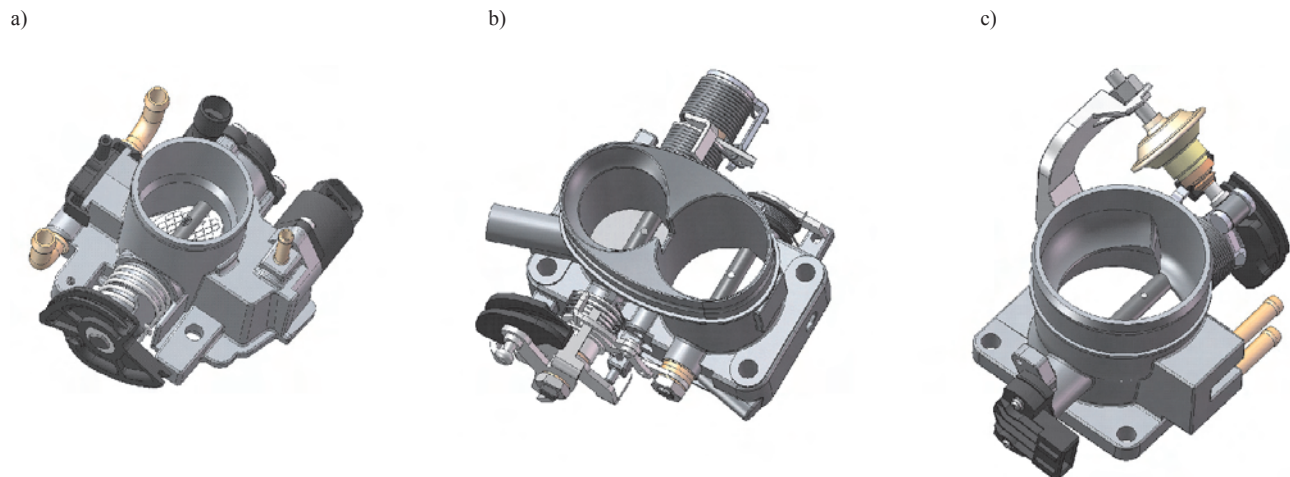


Fig. 1. Throttle bodies under investigation: a) classic, b) two stage, c) having a profiled air intake  
 Rys. 1. Badane zespoły przepustnic: a) klasyczna, b) dwustopniowa, c) z profilowanym wlotem

The throttle body presented in Fig. 1a was designed for a Polonez motor vehicle of capacity 1.6 dm<sup>3</sup>, GSI operating with a multipoint electronic gasoline injection. It was selected for the tests because its build is typical of the majority of MPI systems and constitutes a reference for the tests of less typical solutions. The system has a single channel with a single throttle. The main part chokes the air depending on given engine operating condition, in the bypass circuit we have the idle adjustment valve and the fuel vapor supply from the fuel tank. Both the bypass circuit and the fuel vapor supply were shut for the testing because in other throttle bodies these systems were not fitted.

The throttle body shown in Fig. 1b comes from a VW Golf II of capacity 2 dm<sup>3</sup>, MPI operating with a multipoint hydraulic fuel injection<sup>1)</sup>. This represents a group of two channel throttles, where the first stage channel of smaller active diameter chokes the air in low and medium engine speeds and the second stage of higher active diameter – medium and approximating maximum engine speeds.

Figure 1c shows a throttle fitted in a 2.8 dm<sup>3</sup>, VR6 by VW. Similarly to the throttle in Fig. 1a it has a single channel but it has a profiled air intake.

### 3. Research methodology

In the investigations aiming at the determining of the flow capacity of the throttle a dynamic method was used consisting in the determining of the courses of pressure changes in the measurement tank, where in the path of the flow induced by a pressure difference between the tank and the surroundings a distortion is generated in the form of throttle opening (Fig. 2a). This method was successfully applied in the investigations of pneumatic subassemblies of brake systems (Miatluk 1980; Miatluk, Kamiński, Czaban 2003) as well as in the investigations of engine air intake systems, (Rawski 1980).

<sup>1)</sup> Multipoint fuel injection systems KE-Jetronic or KE-Motronic are commonly mistaken for mechanical fuel injection systems even though the fuel dosage system uses hydraulic differential valves.

Zespół przepustnicy przedstawiony na rys. 1a pochodzi z silnika samochodu Polonez o pojemności skokowej 1,6 dm<sup>3</sup>, GSI i współpracuje z wielopunktowym elektronicznym układem wtryskowym benzyny. Został wybrany do celów badawczych dlatego, że ma budowę typową dla większości układów MPI i stanowi odniesienie do badań mniej typowych rozwiązań. Posiada jeden przelot z pojedynczą przepustnicą. W części zasadniczej mamy do czynienia z dławieniem przepływu powietrza w zależności od bieżącego stanu działania silnika, w obwodzie obejściowym – z zaworem regulacji biegu jałowego, jak też układem doprowadzania oparów paliwa ze zbiornika. Zarówno obwód obejściowy, jak i układ doprowadzania oparów paliwa ze zbiornika zostały na czas pomiarów zamknięte, ponieważ w pozostałych przepustnicach układy te nie występowały.

Zespół przepustnicy przedstawiony na rys. 1b wymontowano z silnika samochodu VW Golf II o pojemności skokowej 2 dm<sup>3</sup>, MPI współpracującym z wielopunktowym hydraulicznym układem wtryskowym benzyny<sup>1)</sup>. Reprezentuje ona grupę przepustnic dwuprzelotowych, gdzie przelot pierwszego stopnia o mniejszej powierzchni czynnej dławia przepływ powietrza w zakresie małych i średnich zapotrzebowań, natomiast drugi o większej powierzchni – w zakresie średnich i dążących do maksymalnych.

Na rysunku 1c pokazana jest przepustnica znajdująca zastosowanie w silniku o pojemności skokowej 2.8 dm<sup>3</sup>, VR6 firmy VW. Podobnie jak przepustnica na rys. 1a posiada ona pojedynczy przelot, natomiast cechą, która ją wyróżnia jest profilowany wlot.

### 3. Metodyka badań

W badaniach do wyznaczenia przepustowości zespołu przepustnicy wykorzystano metodę dynamiczną, polegającą na wyznaczaniu przebiegów czasowych zmian ciśnienia

<sup>1)</sup> Wielopunktowe układy wtrysku benzyny KE-Jetronic lub KE-Motronic bardzo często mylnie nazywane są mechanicznymi układami wtryskowymi, choć w układzie dawkowania paliwa wykorzystuje się hydrauliczne zawory różnicowe.

The measurements began from a full throttle opening and were continued until its full closure. The opening was successively reduced with no adjustment on the side of the components controlling the air flow in the bypass channel.

For the tests a test stand shown in Fig. 2b was used. During the tests a vacuum of approximately 20 kPa was generated in the tank. Such a value has been determined in the works of Wendeker (1999) and the author of this paper (2005) as a pressure occurring in the intake system when the engine accelerates.

Unfortunately due to significant differences in the way the air flowed the operating conditions of the throttle are different from those in the real engine. The flow in the measuring stand is indeed variable as it is in the case of a real engine but the real flow in the engine is of pulsatory nature. Because of that, at the same air expenditure, the pressures in both cases are different. That is why the course of the obtained characteristics is dependent on the build of the test stand.

Based on the recorded measurement results we can state that there is a mass air flow through a local drag (Fig. 2a). However, because the flow process is characterized by a high complexity of the occurring phenomena, simplifications have been introduced as follows:

- the air is treated as an ideal gas of a constant specific heat
- the flow takes place without internal friction and heat exchange with the surroundings
- the state of the air is constant in a given diameter and depends on time
- the tested portion is treated as a pipe of a constant diameter
- the joints of the individual elements of the tested object are perfectly airtight.

Having considered the above assumptions, the stream of air flowing through the local drag can be expressed:

$$\dot{m} = (\mu A) \cdot \frac{p_a}{R \cdot T} \cdot v_{max} \cdot \varphi_{max}(\sigma) \cdot \varphi(\sigma) \quad (1)$$

and the change of mass  $dm/dt$  of air in the measurement tank of volume  $V_z$  can be expressed:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V_z}{\kappa \cdot R \cdot T} \cdot \frac{dp_z}{dt} \quad (2)$$

where:  $p_a$  – atmospheric pressure [Pa],  $p_z$  – pressure in the measurement tank [Pa],  $V_z$  – volume of the measurement tank [m<sup>3</sup>],  $\mu$  – flow coefficient,  $A$  – area of free flow [m<sup>2</sup>],  $T$  – air temperature before the drag [K],  $R$  – gas constant for air  $R = 287,9$  [J/(kg·K)],  $v_m$  – speed of sound propagation in a stationary gas  $v_m = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}$ ,  $\kappa$  – adiabate exponent  $\kappa = 1.405$ ,  $\varphi_{max}(\sigma)$  – St Venant and Wantzel function maximum value,  $\varphi_{max} = \sqrt{\frac{2}{(k+1)} \frac{\kappa+1}{\kappa-1}} = 0.578$ ,  $\varphi(\sigma)$  – dimensionless function of flow, the form according to Miatluk-Avtuszko, adjusted by the author (Szpica 2005),  $\varphi(\sigma) = 1.07 \cdot (1 - \sigma) / (1.07 - \sigma)$ .

The final model of the adiabatic process of the filling of the measurement tank we can express in the form of a differential equation:

w zbiorniku pomiarowym, gdzie na drodze przepływu wywołanego różnicą ciśnień zbiornik–otoczenie zadaje się zakłócenie w postaci stopnia uchylenia przepustnicy (rys. 2a). Metodę tę z powodzeniem stosowano powszechnie w badaniach podzespołów pneumatycznych układów hamulcowych (Miatluk 1980; Miatluk, Kamiński, Czaban 2003), jak również w badaniach układów dolotowych silników spalinowych (Rawski 1980).

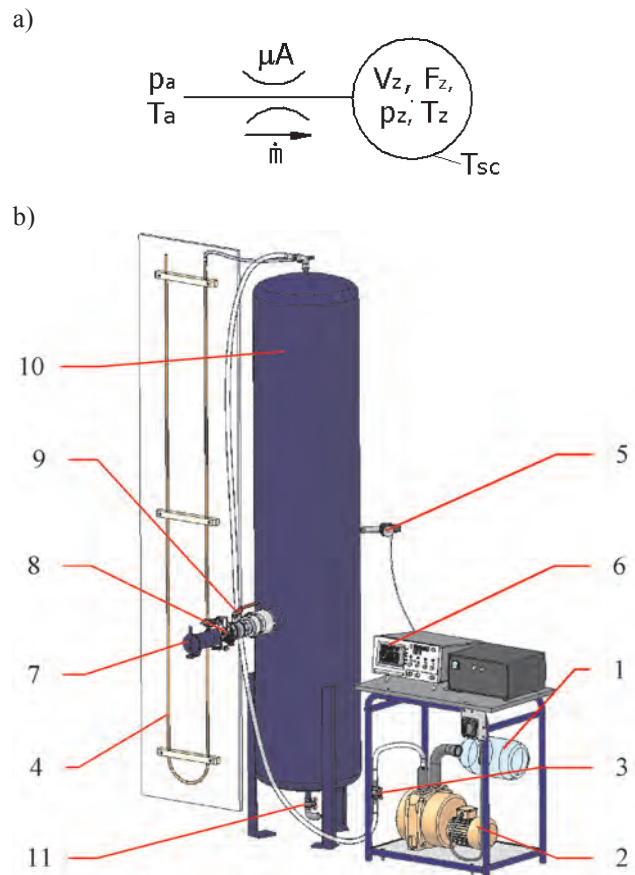


Fig. 2. Test stand: a) schematics, b) 3D view: 1 – displacement tank, 2 – vacuum pump, 3, 9 – limiting ball valve, 4 – pipe manometer, 5 – ZPWM pressure sensor, 6 – oscilloscope GDS-2102, 7 – flap diffuser, 8 – tested object, 10 – measurement tank, 11 – draining valve

Rys. 2. Stanowisko pomiarowe: a) schemat ideowy, b) widok 3D: 1 – zbiornik wypustowy, 2 – pompa próżniowa, 3, 9 – kulowy zawór ograniczający, 4 – manometr rurkowy, 5 – czujnik ciśnienia ZPWM, 6 – oscyloskop GDS-2102, 7 – dyfuzor z kłapką, 8 – badany obiekt, 10 – zbiornik pomiarowy, 11 – zawór odwadniający

Pomiary rozpoczęto od pełnego otwarcia przepustnicy i prowadzono je aż do jej całkowitego zamknięcia. Sukcesywnie zmniejszono otwarcie, nie zmieniając położenia organów regulujących przepływ powietrza w kanale obejściowym.

Do celów badawczych wykorzystano stanowisko pomiarowe widoczne na rys. 2b. Na potrzeby pomiarów w zbiorniku pomiarowym wytwarzano podciśnienie rzędu 20 kPa. Wartość ta została określona w opracowaniach Wendekera (1999) i autora (2005) jako ciśnienie występujące w układzie dolotowym w czasie przyspieszania pojazdu.

Niestety, ze względu na dość znaczne różnice w sposobie przepływu powietrza warunki pracy przepustnicy

$$\frac{dp_z}{dt} = \frac{\kappa \cdot R \cdot T}{V_z} \cdot \left( (\mu A) \cdot \frac{p_a}{R \cdot T} \cdot v_{\max} \cdot \varphi_{\max}(\sigma) \cdot \varphi(\sigma) \right) \quad (3)$$

Based on the experimentally recorded courses of pressure changes in the filled tank the model pressure courses were determined. The values of flow capacity were determined using the non-linear regression, minimizing the function described by FPE1 by the Nelder-Mead method, until the required accuracy of calculation was reached:

$$FPE1 = \frac{m+1}{m(m-1)} \sum_{i=1}^m (p_{1z} - p_m)^2 \quad (4)$$

where:  $m$  – number of points of the identified curve,  $l$  – number of significant model coefficients.

An additional criterion of evaluation of the matching level of the pressure courses was the coefficient of non-linear regression adjusted to the degrees of freedom:

$$R^2 = 1 - \frac{m-1}{m-1} \cdot \frac{\sum_{i=1}^m (p_{1z} - p_m)^2}{\sum_{i=1}^m (p_{1z} - \overline{p_m})^2} \quad (5)$$

The creation of reference pressure course changes of the filled tank and obtaining the results in the form of flow parameters is possible through solving the differential equation (3). For this purpose Matlab software was used, where a logical algorithm was created numerically solving the equation by the method of Runge-Kutty.

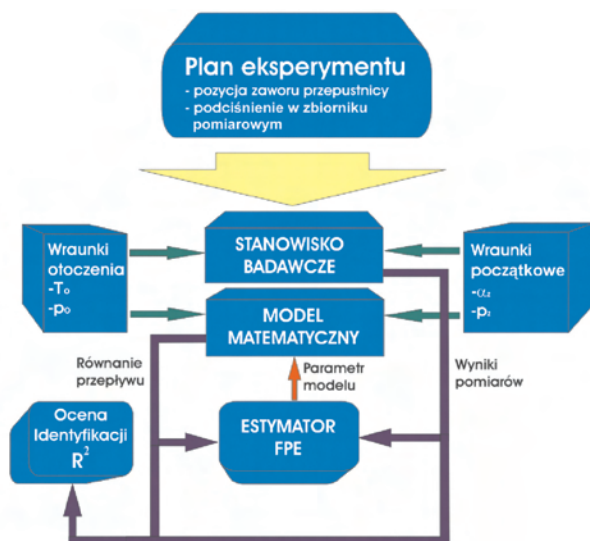


Fig. 3. Schematics of the process of identification

Rys. 3. Schemat procesu identyfikacji

To obtain a clear and ordered system of communication in the process of identification (Fig. 3) an interface shown in Fig. 4 has been developed.

#### 4. Test results and analysis

The process of numerical identification comprised the determining of the value of flow capacity  $\mu A$  as a product

na stanowisku różnią się od warunków pracy na silniku. Wprawdzie przepływ na stanowisku jest nieustalony, tak jak ma to miejsce w silniku, jednak rzeczywisty przepływ w silniku ma dodatkowo charakter pulsacyjny. W związku z tym przy jednakowym wydatku powietrza, panujące w obydwu przypadkach podciśnienia różnią się od siebie. Dlatego przebieg otrzymanej charakterystyki jest zależny od konstrukcji stanowiska.

Na podstawie zarejestrowanych wyników pomiarów można wnioskować o masowym przepływie powietrza przez opór miejscowy (rys. 2a). Jednakże z uwagi na to, iż proces przepływu charakteryzuje się dużą złożonością zjawisk, wprowadzono założenia upraszczające; najważniejsze to:

- powietrze traktowane jest jako gaz doskonały o stałym cieple właściwym
- przepływ odbywa się bez tarcia wewnętrznego i wymiany ciepła z otoczeniem
- stan powietrza jest niezmienny w danym przekroju i zależy od czasu
- badany odcinek traktowany jest jako rura o stałym przekroju
- połączenia poszczególnych elementów badanego obiektu są doskonale szczelne.

Po uwzględnieniu powyższych założeń, strumień masy powietrza przepływającego przez opór miejscowy można zapisać wzorem (1).

Z kolei zmianę masy  $dm/dt$  powietrza w zbiorniku pomiarowym o objętości  $V_z$  wzorem (2), gdzie:  $p_a$  – ciśnienie atmosferyczne [Pa],  $p_z$  – ciśnienie w zbiorniku pomiarowym [Pa],  $V_z$  – objętość zbiornika pomiarowego [ $m^3$ ],  $\mu$  – współczynnik przepływu,  $A$  – pole swobodnego przepływu [ $m^2$ ],  $T$  – temperatura powietrza przed oporem [K],  $R$  – stała gazowa, dla powietrza  $R = 287,9$  [J/(kg·K)],  $v_m$  – prędkość rozchodzenia się dźwięku w nieruchomym gazie  $v_m = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}$ ,  $\kappa$  – wykładnik adiabaty  $\kappa = 1,405$ ,  $\varphi_{\max}(\sigma)$  – wartość maksymalna funkcji St Venanta i Wantzela,

$\varphi_{\max} = \sqrt{\left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} = 0,578$ ,  $\varphi(\sigma)$  – bezwymiarowa funkcja przepływu, postać wg Miatłuka-Avtuszko, skorygowana przez autora (Szpica 2005),  $\varphi(\sigma) = 1,07 \cdot (1 - \sigma) / (1,07 - \sigma)$ .

Ostateczny model adiabatycznego procesu napełniania powietrzem stałej objętości zbiornika pomiarowego można przedstawić w postaci równania różniczkowego (3).

Na podstawie zarejestrowanych doświadczalnie przebiegów zmian ciśnienia w napełnianym zbiorniku wyznaczono przebiegi modelowe. Wartości przepustowości  $\mu A$  wyznaczano, wykorzystując regresję nieliniową, minimalizując metodą Neldera-Meada funkcję celu określoną wskaźnikiem FPE1, aż do osiągnięcia żądanej dokładności obliczeń – wzór (4), gdzie:  $m$  – liczba punktów identyfikowanej krzywej,  $l$  – liczba istotnych współczynników modelu.

Dodatkowym kryterium oceny stopnia dopasowania przebiegów ciśnień był współczynnik regresji nieliniowej skorygowany na stopnie swobody (5).

Stworzenie wzorcowych przebiegów zmian ciśnienia napełnianego zbiornika oraz uzyskanie wyników w postaci parametrów przepływu możliwe jest przez rozwiązanie

of the flow coefficient and the current area of free flow. Assuming a constant value of the flow coefficient the characteristics shown in Fig. 5 reflect the variability of the area of free flow. Unfortunately the assumption of flow coefficient constancy in the whole range of throttle flap opening is a major simplification. In the author's work (2005) the test results of the throttle in different variants of the model test stands have been scrutinized. The first was a test identical to that presented herein, the second took place on a different test stand, where the throttle was fitted together with the intake system and a cylinder block. Knowing the flow capacities of

równania różniczkowego (3). Do tego celu wykorzystano program Matlab, w którym stworzono algorytm obliczeniowy, numerycznie rozwiązujący to równanie metodą Rungego-Kutty.

W celu uzyskania uporządkowanego i przejrzystego systemu komunikacji w procesie identyfikacji (rys. 3) stworzono interfejs graficzny widoczny na rys. 4.

#### 4. Wyniki badań i ich analiza

Proces identyfikacji numerycznej obejmował wyznaczenie wartości przepustowości  $\mu A$  jako iloczynu współczynnika przepływu i aktualnej powierzchni swobodnej przepływu. Przy założeniu stałej wartości współczynnika przepływu charakterystyki przedstawione na rys. 5 odzwierciedlają zmienność swobodnego pola przepływu. Niestety, przyjęcia stałości współczynnika przepływu w całym zakresie uchyżeń listka przepustnicy jest sporym uproszczeniem. W pracy autora (2005) poddano szczegółowej analizie wyniki badań przepustnicy w różnych wariantach stanowisk modelowych. Pierwsze obejmowało badanie identyczne do przedstawionego w tym miejscu, drugie natomiast na odrębnym stanowisku, gdzie przepustnicę zamontowano wraz z układem dolotowym i blokiem cylindrów. Znając przepustowości układu dolotowego i kanału dolotowego wraz ze zmienną szczeliną zaworową, poszukiwano przepustowości przepustnicy przy pracującym układzie rozrządu.

Wyniki badań w konfiguracji kompletnej układu i indywidualnej samej przepustnicy nie różniły się maksymalnie pow. 5%. Pozwala to wnioskować

o poprawności przyjętej metody badań, która obecnie jest wykorzystywana w pneumatyce.

Pewnym problemem w tym miejscu jest dobór objętości zbiornika pomiarowego, który pełni rolę przepływomierza; jego wielkość została dobrana wg wytycznych przedstawionych przez Rawskiego (1980).

Pomimo różnic w konstrukcji podzespołów przepustnicy w części głównej, tj. odpowiedzialnej za wielkość strumienia masy powietrza dostarczanego do silnika, ich charakterystyki są zbliżone. Subtelne różnice kryją się w części początkowej, przy małych otwarciach, gdzie przepustnica z profilowanym wlotem zapewnia minimalny przepływ przy otwarciach do 20°. W tym miejscu za przepływ powietrza odpowiada układ obejściowy, który zamontowano w tym układzie poza przepustnicą. Powyżej 40° przepustnica profilowana przewyższa przepustowością pozostałe z uwagi na swoją średnicę przelotu. Pomimo iż przepustnica dwuprzelotowa sumarycznie charakteryzuje się większą średnicą przelotu, to zakłócenie przepływu wywołane rozgałęzieniem strugi i powierzchnią dwóch listków daje gorszy efekt, niż przypadek przepustnicy profilowanej. Biorąc pod uwagę wynikowe

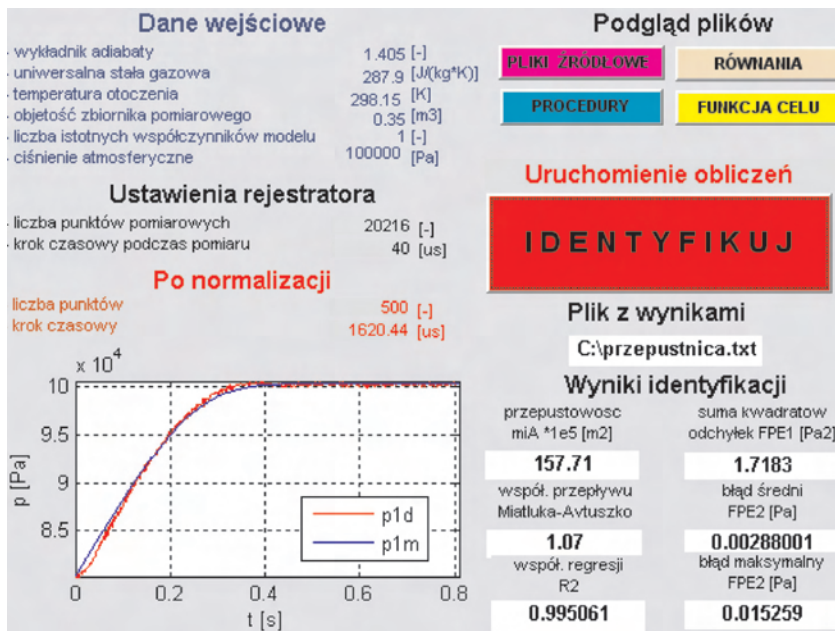


Fig. 4. Software panel for the identification of flow parameters created in the Matlab-Simulink environment, add-on GUIDE

Rys. 4. Panel programu do identyfikacji parametrów przepływu stworzony w środowisku Matlab-Simulink, dodatek GUIDE

the intake system and the intake duct including the variable valve opening, flow capacity was determined while the valve timing system operated.

The test results in the complete configuration of the system and the throttle alone did not differ above 5%. This confirmed the correctness of the assumed investigation method, which is currently used in the investigations related to pneumatics.

The selection of the measurement tank may be a problem here, which serves as a mass air flow meter; its size was chosen as per the guidelines set forth by Rawski (1980).

Despite the difference in the design of the throttle sub-assemblies in the main part i.e. the part responsible for the size of the air stream delivered to the engine their characteristics are similar. Subtle differences are in the initial part at small openings where the throttle with a profiled intake provides a minimum flow at openings up to 20°. Here, the bypass system that was fitted outside the throttle is responsible for the air flow. Above 40° the profiled throttle has a higher flow capacity than the other ones due to larger

diameter of its channels. Even though the two channels of the throttle when summed up give a larger diameter, the flow distortion triggered by the branching of the stream and the area of the two flaps gives a worse effect as compared to the profiled throttle. Taking the result characteristics into account, a classic throttle can be seen as a compromise. In the initial phase, up to 30° of the opening, it is similar to the two channel throttle but in the final phase it is more like the profiled throttle. Hence, most of the engine manufacturers use classic throttle in their solutions with mechatronic systems based on feedback, phasing out the original Bowden cable control. Apart from that, the principle of operation and the tasks are still the same.

While evaluating the process of identification in terms of quality we can notice that the sum of the squares of the deviations was on a medium level of approximately  $0.6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$  and average value  $R^2_{sr} = 0.995$  (Fig. 6, 7).

**5. Conclusions**

The presented method of investigations and the characteristics of the throttles allow an update of the simulation models by equations where the variability of the area of free flow diameter and the variability of the flow coefficient are included. The data available in literature related to the description of the variability of the flow area are complex and frequently need a modification to adapt for current

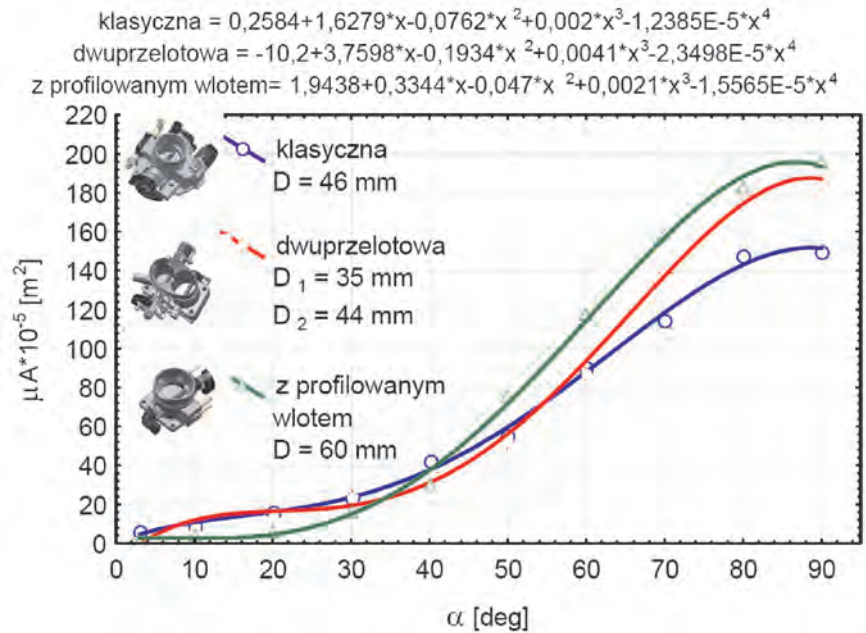


Fig. 5. Flow characteristics in the tested throttle subassemblies  
 Rys. 5. Charakterystyki przepływowe badanych podzespołów przepustnic

charakterystyki, przepustnicę klasyczną można uznać za pewnego rodzaju kompromis. W początkowej fazie, do 30° otwarcia, jest zbliżona do przepustnicy dwuprzelotowej, natomiast w końcowej części do przepustnicy profilowanej. Stąd też większość firm produkujących silniki wykorzystuje w swoich rozwiązaniach przepustnice klasyczne, choć ostatnio zamiast linki sterującej otwarciem znajdziemy w nich układy mechatroniczne ze sprzężeniem zwrotnym. Pomimo tego istota działania i zadania przepustnicy pozostały niezmiennie.

Oceniając jakościowo proces identyfikacji, można zauważyć, iż suma kwadratów odchyłek mieściła się w zakresie średnim ok.  $0,6 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$ , z kolei wartość średnia  $R^2_{sr} = 0,995$  (rys. 6, 7).

**5. Podsumowanie**

Przedstawiona metoda badań oraz zaprezentowane charakterystyki zespołów przepustnic pozwalają na uzupełnienie modeli symulacyjnych o równania, w których uwzględniono równocześnie zmienność pola swobodnego przekroju przepływu i zmienność współczynnika przepływu. Dostępne w literaturze zależności na opis zmienności pola przepływu są rozbudowane i często wymagają ich modyfikacji względem bieżącego otwarcia. Nie można również przy tym uwzględnić stałości współczynnika przepływu w całym zakresie otwarcia.

Ocena właściwości przepływowych, w przypadku badań opisanych w artykule, ma charakter ilościowy i nie poddaje analizie jakość przepływu, tj. trajektorie ruchu strugi, prędkości, przyspieszenia, czy różnice temperatur. Zagadnienie to zostanie poddane analizie w następnych publikacjach zwią-

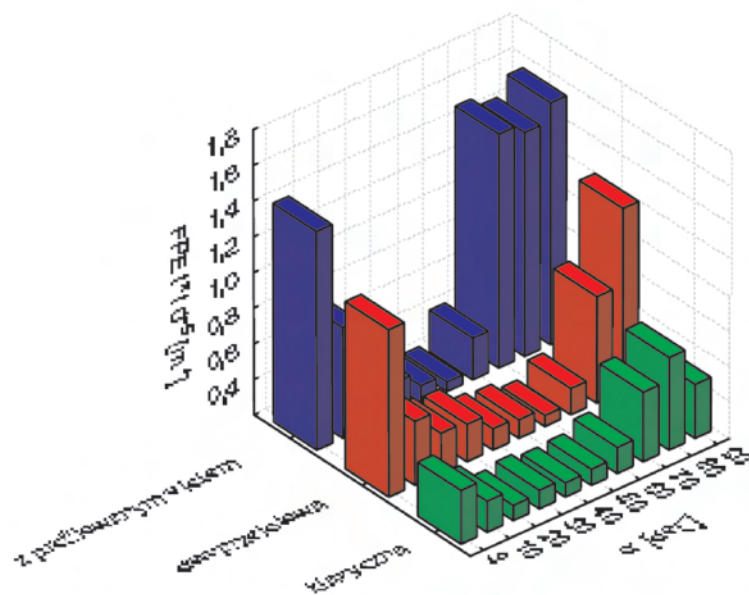


Fig. 6. FPE1 values obtained through numerical identification  
 Rys. 6. Wartości wskaźnika FPE1 uzyskane w toku identyfikacji numerycznej

opening. We cannot include the constancy of the flow coefficient in the whole range of opening.

The assessment of the flow properties in the case of the investigations described in the paper has a quantitative nature and does not analyze the quality of the flow i.e. the trajectory of the stream motion, speed acceleration or the differences in temperature. This issue will be analyzed in further publications related to the air flow through the throttle body. Preliminary simulation tests have already been performed with the use of the Cosmos Flow (Solid Works) software that provided additional information, as to the influence of the differences in design on the flow process.

The characteristics of the throttles presented in the paper were approximated with a 4<sup>th</sup> order multinomial, which should also be construed as a certain simplification even though in some cases this may complicate the mathematical model of the engine. That is why a qualitative analysis of various functions adjusting the characteristics of the throttle (based on Gauss) has been performed of a lower number of coefficients which will be presented in further papers.

Artykuł recenzowany

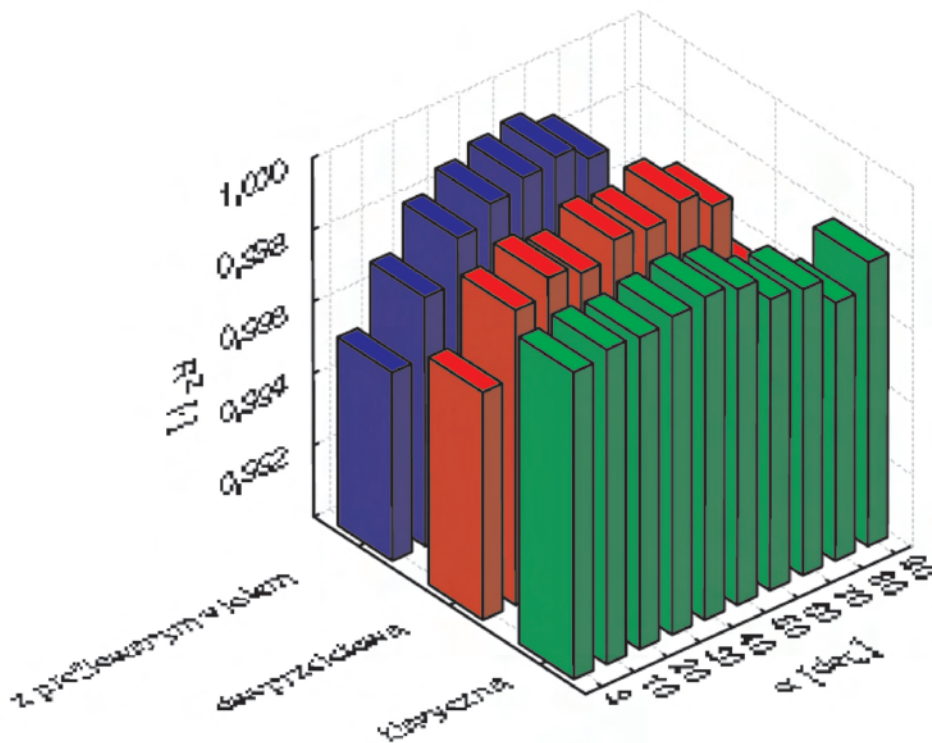


Fig. 7. Values of the non-linear regression coefficient  $R^2$  obtained through numerical identification  
Rys. 7. Wartości współczynnika regresji nieliniowej  $R^2$  uzyskane w toku identyfikacji numerycznej

zanych z przepływem powietrza przez zespół przepustnicy. Przeprowadzono już wstępne badania symulacyjne z wykorzystaniem oprogramowania Cosmos Flow (pakiet Solid Works), które dostarczyły dodatkowych informacji odnośnie do wpływu różnic konstrukcyjnych na proces przepływu.

Charakterystyki przepustnic przedstawione w artykule aproksymowano wielomianem 4. stopnia, co też należy uznać za pewnego rodzaju uproszczenie, choć w pewnym stopniu, w niektórych przypadkach może to komplikować model matematyczny silnika. Dlatego przeprowadzono analizę jakościową różnych funkcji dopasowujących charakterystykę przepustnicy (np. na bazie Gaussa), o mniejszej ilości współczynników, co zostanie zaprezentowane w kolejnych opracowaniach.

## Bibliography/Literatura

- [1] Miatluk M.F., Avtuszko W.P.: Dynamika pniewmatischeških i gidrawličeskich privodov avtomoblije, Izdatielstwo Maszino-strojenje, Moskva 1980.
- [2] Miatluk 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.
- [3] Puławski G., Szpica D.: Eksperymentalne i symulacyjne badania przepustnicy silnika o ZI (ref.), XXVII Seminarium Kół Naukowych "Mechaników", Warszawa 24-25.04.2008.
- [4] Rawski F.: Proces napełniania cylindra przez układ dolotowy silnika tłokowego jako obiekt regulacji, Silniki Spalinowe, Wyd. Zakładów Przemysłu Metalowego H. Cegielskiego w Poznaniu, nr 2, Poznań 1980.
- [5] Szpica D.: Badanie procesu zasilania powietrzem cylindrów silnika spalinowego, rozprawa doktorska, Politechnika Białostocka 2005.
- [6] Wendeker M.: Sterowanie napełnieniem w silniku samochodowym, Lublin 1999.

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

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

e-mail: [dszpica@pb.bialystok.pl](mailto:dszpica@pb.bialystok.pl)



## The analysis of a diagnostic informativeness of gas dynamic parameters in a marine diesel engine turbocharging system through an entropy function

The article presents selected elements of the elaborated diagnostic testing method of marine diesel engine working spaces based on the energetic and spectral-correlation analysis of the course of the pulsating exhaust flow process in the channel powering a turbocharger. The investigations have been worked out within the scope of a realization of the research project No. 0T00B02129 funded by the Committee of Scientific Research. Conducting of an analysis of the diagnostic informativeness among the parameters characterizing the observed gas dynamic processes represented an essential methodological question of the project. A mathematical model, enabling simulations of well-known and recognizable engine working spaces failures as well as an entropy functions, as the measure of uncertainty of the set of identified states of the engine unfitness were applied for such a diagnostic purpose. Having evaluated the diagnostic information three diagnostic parameters were selected in the result of experiments of the numerical simulation. Thus, the adequate parameters of a technical state assessment of the marine diesel engine working spaces were chosen while there was no possibility to work out the cylinder indication (to create cylinder indicator diagrams). The conducted simulating investigations represented an introduction to the experimental investigations (to the diagnostic tests) of DETROIT DIESEL and ZWIEZDA engines that had been put into operation on the Polish Navy warships in recent years.

Key words: technical diagnostics, marine diesel engines, working spaces, diagnostic informativeness, diagnostic parameters

### Analiza informacyjności diagnostycznej parametrów gazodynamicznych w układzie turbodoładowania silnika okrętowego z zastosowaniem funkcji entropii

W artykule zaprezentowano wybrane elementy metodyki badań diagnostycznych przestrzeni roboczych silnika okrętowego, bazującej na analizie energetycznej i widmowo-korelacyjnej przebiegu procesu pulsacyjnego przepływu spalin w kanale zasilającym turbosprężarkę. Badania realizowano w ramach projektu badawczego nr 0T00B02129 finansowanego ze środków Komitetu Badań Naukowych. Istotnym zagadnieniem metodycznym projektu było przeprowadzenie analizy informacyjności diagnostycznej parametrów charakteryzujących obserwowane procesy gazodynamiczne. Wykorzystano do tego celu model matematyczny umożliwiający symulację znanych i rozpoznawalnych uszkodzeń elementów przestrzeni roboczych silnika oraz funkcje entropii, jako miary nieokreśloności zbioru zidentyfikowanych stanów niezdatności. W wyniku eksperymentów symulacji numerycznej wyselekcjonowano trzy parametry diagnostyczne, dla których dokonano oceny wnoszonej informacji diagnostycznej. W ten sposób wytypowano adekwatne parametry oceny stanu technicznego przestrzeni roboczych silnika okrętowego, dla którego nie ma możliwości przeprowadzenia indykowania cylindrów. Przeprowadzone badania symulacyjne były wstępem do badań eksperymentalnych (testów diagnostycznych) silników typu DETROIT DIESEL i ZWIEZDA wdrożonych w ostatnich latach do eksploatacji na okrętach Marynarki Wojennej RP.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, silnik okrętowy, przestrzenie robocze, informacyjność diagnostyczna, parametr diagnostyczny

## 1. Introduction

Every marine engine manufacturer defines a set of basic diagnostic parameters possible to be determined by the engine user during its operation at sea. They also establish the tolerance limits within which values of the parameters should be kept during the operation process. The values characterise a functioning quality of an engine and enable the determining of the general its technical condition. An excess of the established limits by any of the diagnostic parameters is a sign of an unacceptable disturbance of the energy processes of the engine, which can lead to its failure.

In the situation its operator should start localising the defect and make efforts to gain detailed information about the technical state of each its functional modules. Therefore

## 1. Wstęp

Wszyscy producenci okrętowych silników spalinowych określają zbiór podstawowych parametrów diagnostycznych możliwych do wyznaczenia przez użytkownika na okręcie. Precyzują również granice tolerancji, w których mogą znajdować się ich wartości podczas eksploatacji. Parametry te charakteryzują jakość funkcjonowania silnika i pozwalają na określenie jego ogólnego stanu technicznego. Wyjście wartości któregośkolwiek z wyznaczonych parametrów poza ustalone granice sygnalizuje niedopuszczalne zakłócenie procesów energetycznych realizowanych w silniku, grożące jego awarią.

W takiej sytuacji użytkownik powinien przystąpić do lokalizacji defektu, starając się zdobyć szczegółowe informacje o stanie technicznym poszczególnych modułów

analysing much greater number of diagnostic parameters is required, whose values, when approaching the limits of the operation field of tolerance, would signal slight changes of the technical condition, which are characteristic of the „imminent” unserviceable state. Therefore it can be concluded that the exactness of the determination of the diagnostic tolerances determines thoroughness and quality of a diagnosis [1].

## 2. A tolerance field of a diagnostic parameter

The problem of selection of a set of appropriate diagnostic parameters and of their operating tolerances is particularly complex while analysing the engine dynamic properties and its working spaces in particular. This issue is additionally complicated with the fact that the engine, which discharges an exhaust gas and sucks air in cycles (pulses), cooperates with the turbocharger which is viewed as the fluid-flow machine of continuous flow. One of the very effective means, possible to be used in searching for an analytical solution of the problem, is the application of the notion of the distance between functions, known from the classic mathematical analysis. The distance between two continuous functions  $X(\tau)$  and  $X'(\tau)$  can be determined from the following formula:

$$J = \sqrt{\int_{\tau=0}^{\tau=t} [X(\tau) - X'(\tau)]^2 d\tau} \quad (1)$$

If the forms of the compared functions are unknown, but a set of discrete values of recorded dynamic processes is available, the functional  $J(x, x')$ , called the metric, can be determined, the value of which, calculated for the selected pair of elements  $\{x, x'\}$  of the compared process courses, stands for distance between the points  $x$  and  $x'$ . The so defined metric can be used in two ways:

– for quantitative assessment of the comparable courses-by calculating its average value:

$$J(x, x') = \sqrt{\sum_{\tau=1}^t (x_\tau - x'_\tau)^2} \quad (2)$$

– for qualitative assessment of the comparable courses – by calculating its maximum value:

$$J_{\max}(x, x') = \max_{0 \leq \tau \leq t} |x_\tau - x'_\tau| \quad (3)$$

In both cases the number, which expresses the definite distance between the compared sets stands for the metric value. A geometric meaning of the distance is highlighted in Fig. 1.

The notion of the reference metric whose dimensionless value can serve as an universal comparative index for all the analysed courses and is introduced in order to enable a comparative analysis of a great number of the dynamic courses

$$\delta J = \sqrt{\sum_{\tau=0}^t \left( \frac{x_\tau - x'_\tau}{x_\tau} \right)^2} \cdot 100\% \quad (4)$$

funkcjonalnych. Niezbędna jest zatem analiza znacznie większej liczby parametrów diagnostycznych, których wartości, zbliżając się do granic eksploatacyjnego pola tolerancji, sygnalizowałyby symptomy nieznacznych zmian stanu technicznego charakterystyczne dla „zbliżającego się” stanu niezdatności. Wynika stąd wniosek, że precyzyjne wyznaczenie tolerancji diagnostycznych determinuje jakość stawianej diagnozy [1].

## 2. Pole tolerancji parametru diagnostycznego

Problem wytypowania zbioru adekwatnych parametrów diagnostycznych oraz granic ich tolerancji eksploatacyjnych jest szczególnie złożony w procesie analizy właściwości dynamicznych silnika, a zwłaszcza jego przestrzeni roboczych. Sytuację komplikuje dodatkowo współpraca silnika wydalającego spaliny i pobierającego powietrze w sposób cykliczny (pulsacyjny) z turbosprężarką, będącą maszyną przepływową o przepływie ciągłym. Jednym z efektywniejszych narzędzi możliwych do zastosowania na drodze analitycznego rozwiązania zagadnienia jest znane w klasycznej analizie matematycznej pojęcie odległości pomiędzy funkcjami. Odległość pomiędzy dwoma ciągłymi funkcjami  $X(\tau)$  i  $X'(\tau)$  można określić wg wzoru (1).

Jeżeli nie są znane postacie porównywanych funkcji, a dysponujemy jedynie zbiorem dyskretnych wartości zarejestrowanych przebiegów dynamicznych, to można wyznaczyć funkcjonal  $J(x, x')$ , nazywany metryką, którego wartość dla ustalonej pary elementów  $\{x, x'\}$  porównywanych przebiegów stanowi odległość pomiędzy punktami  $x$  i  $x'$ . Geometryczny sens odległości wyjaśnia rys. 1. Tak zdefiniowaną metrykę można wykorzystywać w dwojaki sposób:

- do oceny ilościowej porównywanych przebiegów – jako wartość uśrednioną (2) oraz
- do oceny jakościowej porównywanych przebiegów – jako wartość maksymalną (3).

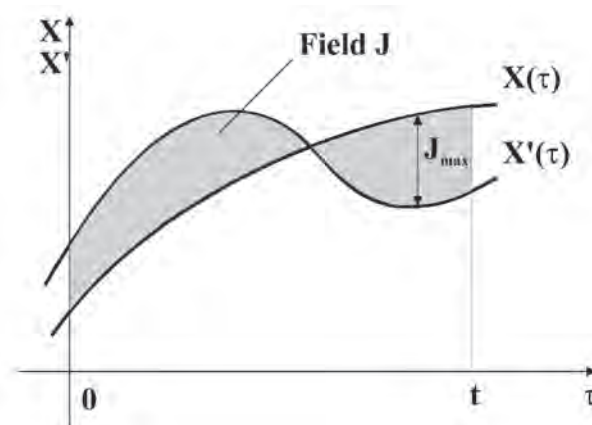


Fig. 1. Geometric interpretation of the distance between two functions recorded in the form of different sets of the function discrete values:

Rys. 1. Interpretacja geometryczna odległości pomiędzy funkcjami

W obu przypadkach wartością metryki będzie liczba wyrażająca konkretny wymiar odległości porównywanych zbiorów. W celu przeprowadzenia analizy porównawczej

The metric value defined by (4) is the value of the diagnostic parameter which quantitatively characterises a given unserviceable state, if  $X_\tau$  is a discrete value set of control parameter course changes during engine operation of a considered defect-free engine system (standard one) and  $X'_\tau$  is a course of changes of the same parameter for the system with a defect. The metric value is used as a diagnostic sensitivity measure of the parameter.

The values of the diagnostic parameters  $\delta x_j$  shown in percentage in the table, were determined by comparing the standard time courses of the gas-dynamic parameters, recorded during a simulation of the engine operation being in full operative state, with the relevant time courses of the engine containing the modelled unserviceable states  $S_{n1}$ ,  $S_{n2}$ ,  $S_{n3}$ ,  $S_{n4}$ ,  $S_{n5}$ ,  $S_{n6}$ ,  $S_{n7}$ ,  $S_{n8}$ ,  $S_{n9}$ ,  $S_{n10}$ ,  $S_{n11}$ ,  $S_{n12}$ ,  $S_{n13}$ ,  $S_{n14}$ .

The engine unserviceable operational states as well as the state of its full operativeness used in the analysis have been acquired in the result of mathematical modelling of the gas dynamic processes worked out in the marine diesel engine working spaces. The analysed time courses of gas-dynamic parameters (temperatures T, pressures p and the displacement velocity of the peak amplitude of the exhaust pressure wave v) have been evaluated for the selected control sections of the exhaust discharge channel (the channel connecting the engine cylinders with the turbine of the turbocharging unit). The obtained results are shown in Tab. 1.

Table 1. The metric values  $\delta x_j$  for the modelled operational unserviceable states of the working spaces of SULZER engine 6AL20/24 type

Tabela 1. Zbiór wartości metryk dla modelowanych stanów niezdatności przestrzeni roboczych silnika SULZER typu 6AL20/24

		Operational unserviceable states/ <i>stan niezdatności eksploatacyjnej</i>								
		$S_{n1}$	$S_{n2}$	$S_{n3}$	$S_{n4}$	$S_{n5}$	$S_{n6}$	$S_{n7}$	$S_{n8}$	
		[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	
Diagnostic parameter/ <i>parametr diagnostyczny</i>	$\delta T$	6,28	12,7	15,7	6,1	12,4	15,4	20,5	20,5	
	$\delta p$	6,81	13,9	17,2	6,35	13	16,1	20,7	20,7	
	$\delta v$	20,3	50,6	49,8	15,2	30,4	37,4	31,9	31,9	
			Operational unserviceable states/ <i>stan niezdatności eksploatacyjnej</i>							
			$S_{n9}$	$S_{n10}$	$S_{n11}$	$S_{n12}$	$S_{n13}$	$S_{n14}$	$S_{n15}$	
			[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	
		$\delta T$	13,5	14	6,96	9,57	5,31	7,75	0	
		$\delta p$	13,9	14,5	6,96	10	5,6	8,22	0	
		$\delta v$	22	25	14,4	20	10,8	15,3	0	

where:

$S_{n1}$  – reduction of the active cross-sections of the outlet valves of cylinder 1, 2 and 3 by 5%,

$S_{n2}$  – reduction of the active cross-sections of the outlet valves of cylinder 1, 2 and 3 by 20%,

$S_{n3}$  – reduction of the active cross-sections of the outlet valves of cylinder 1, 2 and 3 by 30%,

$S_{n4}$  – reduction of the active cross-sections of the outlet valves of cylinder 1 by 5%,

$S_{n5}$  – reduction of the active cross-sections of the outlet valves of cylinder 1 by 20%,

większej liczby zarejestrowanych przebiegów dynamicznych, w różnych zbiorach (jednostkach) dyskretnej wartości funkcji, wprowadza się pojęcie metryki odniesieniowej, której bezwymiarowa wartość może stanowić uniwersalny wskaźnik porównawczy dla wszystkich analizowanych przebiegów (4).

Jeżeli  $X_\tau$  będzie stanowić zbiór dyskretnych wartości przebiegu zmian parametru kontrolnego analizowanego silnika bez defektów (wzorcowego), zaś zbiór  $X'_\tau$  – przebieg zmian tego samego parametru dla układu z defektem, to zdefiniowana zależnością (4) wartość metryki będzie wartością parametru diagnostycznego, charakteryzującego określony stan niezdatności pod względem ilościowym. Będzie ona stanowić miarę czułości diagnostycznej parametru. Procentowe wartości metryk (parametrów diagnostycznych) wyznaczono metodą porównania wzorcowych przebiegów czasowych parametrów termogazodynamicznych, zarejestrowanych w wyniku symulacji pracy silnika w stanie pełnej zdadności eksploatacyjnej, z odpowiednimi przebiegami czasowymi – dla silnika z zamodelowanymi stanami niezdatności  $S_{n1}$ ,  $S_{n2}$ ,  $S_{n3}$ ,  $S_{n4}$ ,  $S_{n5}$ ,  $S_{n6}$ ,  $S_{n7}$ ,  $S_{n8}$ ,  $S_{n9}$ ,  $S_{n10}$ ,  $S_{n11}$ ,  $S_{n12}$ ,  $S_{n13}$  i  $S_{n14}$ . Wykorzystywane w analizie stany niezdatności eksploatacyjnej silnika oraz stan pełnej zdadności technicznej uzyskano w wyniku modelowania matematycznego procesów gazodynamicznych zachodzących w przestrzeniach roboczych silnika okrętowego.

Analizowane przebiegi czasowe parametrów gazodynamicznych (temperatury T, ciśnienia p i prędkości przemieszczania się szczytowej amplitudy ciśnienia spalin v) określano dla wytypowanego przekroju kontrolnego kanału wylotu spalin (kanału łączącego cylindry silnika z turbiną zespołu turbosprężarki). Uzyskane wyniki przedstawiono w tab. 1, gdzie:

$S_{n1}$  – zmniejszenie czynnych pól przekrojów zaworów wylotowych cylindrów nr 1, 2 i 3 o 5%,

$S_{n2}$  – zmniejszenie czynnych pól przekrojów zaworów wylotowych cylindrów nr 1, 2 i 3 o 20%,

$S_{n3}$  – zmniejszenie czynnych pól przekrojów zaworów wylotowych cylindrów nr 1, 2 i 3 o 30%,

$S_{n4}$  – zmniejszenie czynnych pól przekrojów zaworów wylotowych cylindra nr 1 o 5%,

$S_{n5}$  – zmniejszenie czynnych pól przekrojów zaworów wylotowych cylindra nr 1 o 20%,

$S_{n6}$  – reduction of the active cross-sections of the outlet valves of cylinder 1 by 30%,

$S_{n7}$  – change of the opening and closing angles of the outlet valves of cylinder 1, 2 and 3 by +5° crankshaft revolution (CA),

$S_{n8}$  – change of the opening and closing angles of the outlet valves of cylinder 1, 2 and 3 by -5° crankshaft revolution (CA),

$S_{n9}$  – change of the opening and closing angles of the outlet valves of cylinder 1 by +5° crankshaft revolution (CA),

$S_{n10}$  – change of the opening and closing angles of the outlet valves of cylinder 1 by -5° crankshaft revolution (CA),

$S_{n11}$  – reduction of the combustion chamber volumes of cylinder section nr 1, 2 and 3 by 25%,

$S_{n12}$  – reduction of the combustion chamber volumes of cylinder section nr 1, 2 and 3 by 50%,

$S_{n13}$  – reduction of the combustion chamber volume of cylinder section nr 1 by 25%,

$S_{n14}$  – reduction of the combustion chamber volume of cylinder section nr 1 by 50%,

$S_{n15}$  – state of full operativeness of the engine working spaces.

$S_{n6}$  – zmniejszenie czynnych pól przekrojów zaworów wylotowych cylindra nr 1 o 30%,

$S_{n7}$  – zmiana kąta otwarcia i zamknięcia zaworów wylotowych cylindrów nr 1, 2 i 3 o +5° OWK,

$S_{n8}$  – zmiana kąta otwarcia i zamknięcia zaworów wylotowych cylindrów nr 1, 2 i 3 o -5° OWK,

$S_{n9}$  – zmiana kąta otwarcia i zamknięcia zaworów wylotowych cylindra nr 1 o +5° OWK,

$S_{n10}$  – zmiana kąta otwarcia i zamknięcia zaworów wylotowych cylindra nr 1 o -5° OWK,

$S_{n11}$  – zmniejszenie objętości komory spalania sekcji cylindrowych nr 1, 2 i 3 o 25%,

$S_{n12}$  – zmniejszenie objętości komory spalania sekcji cylindrowych nr 1, 2 i 3 o 50%,

$S_{n13}$  – zmniejszenie objętości komory spalania sekcji cylindrowej nr 1 o 25%,

$S_{n14}$  – zmniejszenie objętości komory spalania sekcji cylindrowej nr 1 o 50%,

$S_{n15}$  – stan pełnej zdadności eksploatacyjnej przestrzeni roboczych silnika.

### 3. Quantity of diagnostic information

The technical state of each module of the marine diesel engine may be described even by a large set of diagnostic parameters (directly measurable and computational ones), preliminarily determined by analysing its functional scheme. It is not reasonable to perform the analysis of all possible parameters during diagnostic investigations and it should be reduced to searching for an optimum set of these parameters by the use of which it is possible to control the state and locate the identifiable (known an typical) defects of the engine. Therefore, it is necessary to minimise the elaborated set of hypothetical diagnostic parameters in compliance with the following criteria:

- criterion of the maximum quantity of gained information about unserviceable states
- criterion of diagnostic dependability of an investigated type of engine.

Such a situation should aim at a state when a finally verified set of parameters would enable the identification of each operational unserviceable state of an analysed structural component. An ideal situation would be if a single diagnostic parameter unequivocally characterised a given defect. However, in the case of marine engines, as it results from the performed investigations, several possible unserviceable states can be related to a single diagnostic parameter [3, 4].

An uncertainty level analysis of the determined set of unserviceable states is usually performed in order to rationally select the diagnostic parameters. The quantity of diagnostic information on the engine technical condition contained in each of the analysed parameters can be determined (according to Shannon) by means of [2]:

- unconditional entropy – being an uncertainty measure of a set of unserviceable states:

$$E(S_n) = - \sum_{i=0}^k p_{bi} \cdot \log_2 p_{bi} \quad (5)$$

### 3. Ilość informacji diagnostycznej

Stan techniczny każdego modułu silnika okrętowego może opisywać nawet dość liczny zbiór parametrów diagnostycznych (bezpośrednio mierzalnych i obliczeniowych), wyznaczonych wstępnie metodą analizy jego schematu funkcjonalnego. W procesie badań diagnostycznych niecelowe jest śledzenie trendu zmian wartości wszystkich możliwych parametrów. Niezbędną analizę należy ograniczyć do minimalnego ich zbioru zapewniającego kontrolę stanu oraz lokalizację identyfikowalnych (znanych i typowych) defektów silnika. Należy zatem przeprowadzić minimalizację opracowanego hipotetycznie zbioru parametrów diagnostycznych według następujących kryteriów:

- maksimum ilości wnoszonej informacji diagnostycznej o stanach niezdatności
- podatności kontrolnej badanego typu silnika.

Powinno się dążyć do sytuacji, w której ostatecznie zweryfikowany zbiór parametrów zapewni identyfikację każdego ze stanów niezdatności eksploatacyjnej analizowanego zespołu konstrukcyjnego. Idealna sytuacja miałaby miejsce wtedy, gdyby jeden parametr diagnostyczny charakteryzował jednoznacznie określone uszkodzenie [3, 4]. Jak wynika z przeprowadzonych badań, w przypadku silników okrętowych jednemu parametrowi diagnostycznemu odpowiada kilka możliwych stanów niezdatności eksploatacyjnej.

W celu racjonalnego przeprowadzenia selekcji parametrów diagnostycznych dokonuje się analizy stopnia nieokreśloności wyznaczonego zbioru stanów niezdatności. Ilość informacji diagnostycznej o stanie technicznym silnika, zawartą w każdym z analizowanych parametrów, można wyznaczyć za pomocą [2]:

- entropii bezwarunkowej – jako miary nieokreśloności zbioru stanów niezdatności (5), gdzie:  $S_n$  – skończony zbiór stanów niezdatności,  $k$  – liczba prawdopodobnych stanów niezdatności tworzących zbiór  $S_n$ ,  $p_{bi}$  –

where:  $S_n$  – finite set of engine unserviceable states,  $k$  – number of possible unserviceable states forming the set  $S_n$ ,  $p_{bi}$  – occurrence probability of one of possible unserviceable states;  
 – average conditional entropy – which makes it possible to calculate an uncertainty drop of a set of unserviceable states provided that  $\delta x_j$  value of one (consecutive) diagnostic parameter is determined:

$$E\left(\frac{S_n}{\delta x_j}\right) = p_{bj}(\delta x_j) \cdot E_{\delta x_j}(S_n) + p_{bj}(\overline{\delta x_j}) \cdot E_{\overline{\delta x_j}}(S_n) \quad (6)$$

where:  $\delta x_j$  – diagnostic parameter value,  $\overline{\delta x_j}$  – value opposite to  $\delta x_j$  ( $\overline{\delta x_j} = 1 - \delta x_j$ ),  $p_{bj}(\delta x_j), p_{bj}(\overline{\delta x_j})$  – probability of reaction of the parameter  $\delta x_j$  to engine unserviceable states, and that of no  $\delta x_j$  reaction of these states, respectively,  $E_{\delta x_j}(S_n), E_{\overline{\delta x_j}}(S_n)$  – conditional entropy values of the set of unserviceable states after determination of  $\delta x_j$  diagnostic parameter value, respectively for the sub-set of the states to which the parameter  $\delta x_j$  reacts and the sub-set of the states to which the parameter  $\overline{\delta x_j}$  does not react.

The quantity of diagnostic information on  $S_{ni}$  unserviceable states of the engine working spaces, which is contained in  $\delta x_j$ , can be obtained using the following expression [2]:

$$I_{\delta x_j \rightarrow S_n} = E(S_n) - E\left(\frac{S_n}{\delta x_j}\right) \quad (7)$$

Mutual relationships between the finite set of the unserviceable states  $S_{ni}$  of the engine working spaces and the diagnostic parameters  $\delta x_j$  identifying these states can be clearly presented by means of “diagnostic matrices” shown in Tab. 2. It was assumed that „1” has to be put into the cell at the  $j$ -th matrix row and  $i$ -th column crossing, if the  $\delta x_j$  diagnostic parameter reacts to the unserviceable state  $S_{ni}$  by 10% excess of the tolerance field limits ( $\delta x_j > 10\%$ ). If a parameter does not react to the unserviceable state, „0” has to be put in. In the last column of the matrix the quantity of diagnostic information obtained from (7) has to be put in.

How it results from numerical data gathered in the diagnostic matrix (Tab. 2), by applying the criterion of maximum quantity of diagnostic information  $I = \max$ , exhaust temperature can be chosen as the best diagnostic parameter ( $I_{\delta T} = 1.0$ ). This parameter makes it possible to limit diagnostic inference process to eight states on which the parameter reacts or to seven remaining states, in dependence of the value reached in the supervisory process.

The exhaust pressure in a discharge channel could be also an equally useful diagnostic parameter, where

prawdopodobieństwo pojawienia się jednego z możliwych stanów niezdatności,

– uśrednionej entropii warunkowej – pozwalającej obliczyć, o ile zmaleje nieokreśloność zbioru stanów niezdatności, pod warunkiem wyznaczenia jednego (kolejnego) parametru diagnostycznego  $\delta x_j$  (6), gdzie:  $\delta x_j$  – wartość parametru diagnostycznego,  $\overline{\delta x_j}$  – wartość przeciwna do  $\delta x_j$  ( $\overline{\delta x_j} = 1 - \delta x_j$ ),  $p_{bj}(\delta x_j), p_{bj}(\overline{\delta x_j})$  – prawdopodobieństwo, z jakim reaguje parametr  $\delta x_j$  na stany niezdatności silnika oraz prawdopodobieństwo, na które  $\overline{\delta x_j}$  nie reaguje,  $E_{\delta x_j}(S_n), E_{\overline{\delta x_j}}(S_n)$  – warunkowe entropie zbioru niezdatności po określeniu  $\delta x_j$  parametru diagnostycznego, odpowiednio dla podzbioru stanów, na które reaguje parametr  $\delta x_j$  oraz podzbioru stanów, na które  $\overline{\delta x_j}$  nie reaguje.

Ilość informacji diagnostycznej, którą zawiera parametr  $\delta x_j$  o stanach niezdatności w układzie przestrzeni roboczych silnika okrętowego  $S_n$  można wyznaczyć za pomocą wyrażenia (7) [2].

Wzajemne powiązania pomiędzy skończonym zbiorem stanów niezdatności przestrzeni roboczych silnika  $S_{ni}$  i parametrami diagnostycznymi  $\delta x_j$ , identyfikującymi te stany, można przejrzysto przedstawić za pomocą tzw. macierzy diagnostycznych (tab. 2). Przyjęto, że jeżeli parametr diagnostyczny  $\delta x_j$  reaguje na stan niezdatności  $S_{ni}$  dziesięcioprocentowym przekroczeniem granic pola tolerancji ( $\delta x_j \geq 10\%$ ), to w polu macierzy diagnostycznej, na przecięciu  $j$ -tego wiersza z  $i$ -tą kolumną wstawia się „1”. Jeżeli parametr nie reaguje na stan niezdatności – wstawia się „0”.

Jak wynika z danych liczbowych macierzy diagnostycznej (tab. 2), stosując kryterium maksymalnej ilości informacji diagnostycznej  $I = \max$ , można wybrać temperaturę spalin wylotowych jako najlepszy parametr diagnostyczny ( $I_{\delta T} = 1,0$ ). Umożliwia on ograniczenie wnioskowania diagnostycznego do ośmiu stanów, na które reaguje, lub do siedmiu pozostałych stanów, w zależności od wartości jaką osiągnie w procesie kontrolnym.

Równie przydatnym parametrem diagnostycznym jest ciśnienie spalin w kanale wylotowym, gdzie ilość wnoszonej informacji diagnostycznej o rozpatrywanych stanach technicznych przestrzeni roboczych silnika wynosi  $I_{\delta p} = 0,970$ .

Table 2. Diagnostic matrix of the SULZER engine working spaces 6AL20/24 type  
 Tabela 2. Macierze diagnostyczne przestrzeni roboczych silnika SULZER typu 6AL20/24

		Operational unserviceable states/stan niezdatności eksploatacyjnej							
		$S_{n1}$	$S_{n2}$	$S_{n3}$	$S_{n4}$	$S_{n5}$	$S_{n6}$	$S_{n7}$	$S_{n8}$
Diagnostic parameter/ parametr diagnostyczny	$\delta T$	0	1	1	0	1	1	1	1
	$\delta p$	0	1	1	0	1	1	1	1
	$\delta v$	1	1	1	1	1	1	1	1
	Operational unserviceable states/stan niezdatności eksploatacyjnej								
		$S_{n9}$	$S_{n10}$	$S_{n11}$	$S_{n12}$	$S_{n13}$	$S_{n14}$	$S_{n15}$	I
	$\delta T$	1	1	0	0	0	0	0	1.000
	$\delta p$	11	1	0	1	0	0	0	0.970
	$\delta v$	11	1	1	1	1	1	0	0.355

the quantity of gained diagnostic information about considered technical states of the engine working spaces equals  $I_{\delta p} = 0.970$ .

The velocity of the exhaust flow, however, should be definitely rejected because this parameter brings the smallest quantity of information  $I_{\delta v} = 0.355$ . It reacts to all the considered unserviceable states by exceeding the settled borders of operational tolerances.

In order to select adequate diagnostic parameters a criterion of supervisory susceptibility should also be applied as well as the possibility to realize the measurement. Because the measurements of the working medium temperature are characterized with a considerable inertia forcing the application thermocouples at the diameter of about ten micrometers [5] the exhaust pressure in the discharge channel should be chosen for further estimation because its measurement seems to be the most rational with regard to diagnosing technology of marine diesel engines.

It has been assumed that „k” unserviceable states of the engine working spaces,  $S_{n_i}$ , where  $i = 1, 2, \dots, k$ , create a finite set of equally probable events  $p_{b_i} = 1/k$ . This is practically confirmed with the results of the diagnostic tests performed out in the aviation and automotive industries as well as our own diagnostic investigations carried out on marine engines operated in the Polish Navy [2, 3, 4]. Hence, the expression defining the unconditional entropy has got the following formula:

$$E(S_n) = - \sum_{i=1}^k \log_2 \frac{1}{k} = \log_2 k \quad (8)$$

As  $k = 15$  for the considered system, the unconditional entropy is:

$$E(S_n) = \log_2 15 = 3.908 \quad (9)$$

The selected diagnostic parameters  $\delta T$ ,  $\delta p$  and  $\delta v$  presented in matrix 2, contain only a part of diagnostic information about the technical condition of the engine working spaces. In spite of the unfulfilled condition which determines the preliminary uncertainty measure of the considered states:

$$E(S_n) = I(\delta T) + I(\delta p) + I(\delta v) \quad (10)$$

it is possible to distinguish four groups of equally probable unserviceable states. For instance, by analysing the set of diagnostic parameters (Tab. 2) it could be concluded that if the result  $\{\delta T, \delta p, \delta v\} = \{0, 0, 1\}$  appears during the diagnostic investigation it means that unserviceable states, respectively:  $S_{n_1}$ ,  $S_{n_4}$ ,  $S_{n_{11}}$ ,  $S_{n_{13}}$  and  $S_{n_{14}}$  could occur. No identical result appears except for those five cases.

Moreover, equally probable unserviceable states  $S_{n_2}$ ,  $S_{n_3}$ ,  $S_{n_5}$ ,  $S_{n_6}$ ,  $S_{n_7}$ ,  $S_{n_8}$ ,  $S_{n_9}$  and  $S_{n_{10}}$  are completely defined with the result:  $\delta T, \delta p, \delta v = 1, 1, 1$ . Similarly, the unserviceable state  $S_{n_{12}}$  is defined –  $\delta T, \delta p, \delta v = 0, 0, 1$ . The obtained result of  $\{\delta T, \delta p, \delta v\} = \{0, 0, 0\}$  might indicate that the engine working spaces are in full operativeness, on condition that the

Natomiast z całą pewnością można odrzucić prędkość przepływu spalin, która wnosi najmniejszą ilość informacji  $I_{\delta v} = 0,355$ . Parametr ten reaguje na wszystkie rozpatrywane stany niezdatności przekroczeniem ustalonych granic tolerancji eksploatacyjnych.

W takim przypadku do selekcji adekwatnych parametrów diagnostycznych należy zastosować kryterium podatności kontrolnej badanego typu silnika oraz możliwość realizacji pomiaru. Ponieważ pomiary temperatury czynnika roboczego charakteryzują się znaczną inercyjnością, co wymusza konieczność zastosowania termoelementów o średnicy rzędu kilkudziesięciu mikrometrów [5], do dalszej oceny należy wytypować ciśnienie spalin w kanale, którego pomiar ze względu na technologię diagnozowania silników okrętowych wydaje się najbardziej racjonalny.

Na podstawie wyników badań diagnostycznych silników spalinowych eksploatowanych w motoryzacji i lotnictwie [2, 3, 4] oraz wyników badań własnych przeprowadzonych na silnikach okrętowych Marynarki Wojennej RP przyjęto, że „k” stanów niezdatności przestrzeni roboczych silnika  $S_{n_i}$ , gdzie  $i = 1, \dots, k$ , tworzy skończony zbiór jednakowo prawdopodobnych zdarzeń  $p_{b_i} = 1/k$ . Zatem wyrażenie definiujące entropię bezwarunkową przyjmuje postać (8).

Dla analizowanego układu  $k = 15$ , stąd entropia bezwarunkowa wynosi (9).

Wybrane parametry diagnostyczne  $\delta T$ ,  $\delta p$  oraz  $\delta v$ , zestawione w macierzy diagnostycznej 2, zawierają tylko część informacji diagnostycznej o stanie technicznym przestrzeni roboczych silnika. Mimo iż nie jest spełniony warunek jednoznacznie określający początkową miarę nieokreśloności rozpatrywanych stanów,  $E(S_n)$  wynosi (10).

Możliwe jest rozróżnienie czterech grup równie prawdopodobnych stanów niezdatności. Przykładowo, analizując zbiór parametrów diagnostycznych (macierz 2), można wnioskować, że jeżeli w procesie badania diagnostycznego pojawi się rezultat:  $\delta T, \delta p, \delta v = 0, 0, 1$ , to świadczyć to może o wystąpieniu stanów niezdatności, odpowiednio:  $S_{n_1}$ ,  $S_{n_4}$ ,  $S_{n_{11}}$ ,  $S_{n_{13}}$  i  $S_{n_{14}}$ . Identyczny układ rezultatu badań nie występuje nigdzie poza tymi pięcioma przypadkami.

Jednocześnie równie prawdopodobne wystąpienie stanów niezdatności  $S_{n_2}$ ,  $S_{n_3}$ ,  $S_{n_5}$ ,  $S_{n_6}$ ,  $S_{n_7}$ ,  $S_{n_8}$ ,  $S_{n_9}$  i  $S_{n_{10}}$  wyczerpująco definiuje rezultat:  $\delta T, \delta p, \delta v = 1, 1, 1$ . Podobnie zidentyfikować można stan niezdatności  $S_{n_{12}}$  –  $\delta T, \delta p, \delta v = 0, 0, 1$ . Uzyskanie w procesie badania diagnostycznego rezultatu  $\delta T, \delta p, \delta v = 0, 0, 0$  mogłoby sygnalizować pełną zdatność przestrzeni roboczych silnika do użytkowania pod warunkiem spełnienia zależności (10). Jednak tak nie jest, gdyż suma ilości informacji diagnostycznej o stanie technicznym przestrzeni roboczych silnika wnoszonej przez parametry  $T$ ,  $p$ ,  $v$  wynosi 2,325, a entropia bezwarunkowa jest równa 3,908. Dla zniwelowania stopnia nieokreśloności rozpatrywanych stanów niezdatności (brakujące 1,583 ilości informacji diagnostycznej) należy uzupełnić zbiór parametrów diagnostycznych, tak aby spełniony był warunek jednoznacznej rozróżnialności tych stanów.

expression (10) is fulfilled. But it is not like it seems to be, because the sum of the quantity of diagnostic information about unserviceable states, contributed with the parameters  $T$ ,  $p$ ,  $v$ , equals 2.325 and the unconditional entropy equals 3.908. In order to level a degree of the uncertainty of the considered unserviceable states (lacking 1.583 of the quantity of diagnostic information) the set of diagnostic parameters ought to be supplemented. That should be done in the way enabling an unequivocal distinction of these states.

The lacking quantity of diagnostic information about the engine's working spaces technical state (the additional diagnostic parameters) might be obtained from the harmonic analysis of courses of pulsation pressure in the exhaust channel gathered as the result of experimental investigations of the real objects (factual introducing the failures into laboratory engines) as well as the systematic observations of the thermal-flow processes carried out on a large number of examined engines of the same type, without any interferences into their technical condition (the engines operated on warships of the Polish Navy).

#### 4. Conclusions

The method presented in this elaboration consists in a diagnostic informativeness estimation of the marine diesel engine measurable gas-dynamic parameters. It enables picking out such a set of parameters which allows a precise qualification of the technical state of structural elements of the engine working spaces. A quantity of diagnostic information has been assigned for the selected diagnostic parameters: pressure, temperature and the exhaust stream velocity in the channel powering the turbocharger. It was done by means of an entropy function. The applied method permitted eliminating the exhaust temperature as the parameter which does not bring enough essential information about the technical state of the engine working spaces.

Brakującą ilość informacji diagnostycznej o stanie technicznym przestrzeni roboczych silnika (dodatkowe parametry diagnostyczne) można uzyskać z analizy harmonicznej przebiegów pulsacji ciśnienia w kanale spalin wylotowych, uzyskanych w wyniku badań eksperymentalnych na obiektach rzeczywistych (z faktycznym wprowadzaniem uszkodzeń do silników laboratoryjnych) oraz systematycznie prowadzonych obserwacji przebiegu procesów ciepłno-przepływowych na dużej liczbie badanych obiektów tego samego typu, bez ingerencji w ich stan techniczny (silników eksploatowanych na okrętach MW RP).

#### 4. Podsumowanie

Zaprezentowana w opracowaniu metoda oceny informacyjności diagnostycznej mierzalnych parametrów gazodynamicznych pozwala na wytypowanie takiego zbioru parametrów, który pozwoli na precyzyjne określenie stanu technicznego elementów struktury przestrzeni roboczych silnika okrętowego. Ponadto przeprowadzona w opracowaniu analiza informacyjności diagnostycznej wytypowanych parametrów gazodynamicznych (ciśnienia, temperatury i strumienia masy spalin przepływających przez przekrój kontrolny kanału spalin wylotowych silnika okrętowego) pozwoliła na redukcję ich liczby o parametry niedające istotnej informacji o stanie technicznym przestrzeni roboczych silnika (w tym przypadku parametrem takim okazała się temperatura spalin).

Artykuł recenzowany

#### Bibliography/Literatura

- [1] Benjamin J.R., Cornell C.A.: Rachunek prawdopodobieństwa, statystyka matematyczna i teoria decyzji dla inżynierów. WNT, Warszawa 1971.
- [2] Hebda M., Niziński S., Pelc H.: Podstawy diagnostyki pojazdów mechanicznych. WKiŁ, Warszawa 1980.
- [3] Szczeciński S.: Lotnicze silniki tłokowe. MON, Warszawa 1969.
- [4] Piaseczny L.: Technologia naprawy okrętowych silników spalinowych. WM, Gdańsk 1992.
- [5] Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników tłokowych. WKiŁ, Warszawa 1972.

Mr. Zbigniew Korczewski, DSc., DEng. – professor in the Faculty of Navigation and Naval Weapons at the Polish Naval Academy.

*Dr hab. inż. Zbigniew Korczewski prof. AMW – profesor na Wydziale Nawigacji i Uzbrojenia Okrętowego Akademii Marynarki Wojennej.*

e-mail: [z.korczewski@amw.gdynia.pl](mailto:z.korczewski@amw.gdynia.pl)



Mr. Marcin Zacharewicz, MEng. – assistant in the Faculty of Mechanical and Electrical Engineering at the Polish Naval Academy.

*Mgr inż. Marcin Zacharewicz – asystent na Wydziale Mechaniczno-Elektrycznym Akademii Marynarki Wojennej.*

e-mail: [zacharmar@poczta.fm](mailto:zacharmar@poczta.fm)



## Analysis of a chosen combustion parameters of dual fuel SI engine fuelled with alcohol and gasoline

The paper presents comparison of a selected combustion parameters of dual fuel, spark ignited engine run on gasoline and methyl alcohol. To the testing was used a four cylinder Fiat 1100 MPI engine with multipoint injection of gasoline and alcohol to area of inlet valve. Preliminary tests of the engine pointed at significant differences of its performance when the engine was run on alcohol only and on gasoline only [1]. In connection with it an indicator tests were performed in order to determine, on their base, a differences present in runs of combustions of the both fuels. The paper presents comparison of maximal pressure, rate of pressure rise, average temperature of working medium, heat release rate, total angle of combustion and indicated efficiency. These parameters were analyzed both in function of crankshaft rotation angle as well as engine load. Obtained results show at different course of methanol combustion comparing to gasoline. Run of methanol combustion is more rapid, what leads to growth of engine efficiency and increase of maximal cylinder pressures. Growth of working medium temperatures during combustion, what can lead to growth of thermal load of the engine, can be included to disadvantageous phenomena. Performed tests point at necessity of engine tuning modification during feeding with methanol, what would enable to take full benefits of advantageous properties of that fuel. Simultaneously, optimization tests have enabled to restrict disadvantageous effects of combustion of methanol.

Key words: dual fuel engine, alcohol, exhaust gas toxicity, indicated efficiency, engine load

## Analiza wybranych parametrów spalania dwupaliwowego silnika o zapłonie iskrowym zasilanego alkoholem i benzyną

W artykule przedstawiono porównanie wybranych parametrów spalania dwupaliwowego silnika o zapłonie iskrowym zasilanego alkoholem metylowym oraz benzyną. Do badań wykorzystano 4-cylindrowy silnik Fiat 1100 MPI z wielopunktowym wtryskiem alkoholu i benzyny w okolice zaworu dolotowego. Badania wstępne silnika wykazały istotne różnice jego parametrów zewnętrznych przy zasilaniu samym alkoholem i samą benzyną [1]. W związku z tym przeprowadzono badania indykatorowe, aby na ich podstawie określić różnice występujące w przebiegu spalania obydwu paliw. W artykule przedstawiono porównanie ciśnienia maksymalnego, szybkości narastania ciśnienia, średniej temperatury czynnika, szybkości wydzielania ciepła, całkowitego kąta spalania oraz sprawności indykowanej. Parametry te analizowano zarówno w funkcji kąta obrotu wału korbowego, jak i obciążenia silnika. Otrzymane wyniki wskazują na odmienny przebieg spalania metanolu w stosunku do benzyny. Przebieg spalania metanolu jest szybszy, co prowadzi do wzrostu sprawności silnika oraz podwyższenia maksymalnych ciśnień w cylindrze. Do niekorzystnych zjawisk należy zaliczyć wzrost temperatur czynnika podczas spalania, co może prowadzić do wzrostu obciążenia cieplnego silnika. Przeprowadzone badania wskazują na konieczność zmian regulacji silnika przy zasilaniu metanolem, które pozwoliłyby w pełni wykorzystać korzystne właściwości tego paliwa. Równocześnie badania optymalizacyjne pozwoliłyby ograniczyć niekorzystne skutki spalania metanolu.

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, alkohol, składniki toksyczne spalin, sprawność indykowana, obciążenie silnika

### 1. Introduction

The nineties of 20<sup>th</sup> century and beginning of the 21<sup>st</sup> century denote the years when tendency to intensive exploration of alternative fuels for motorization can be observed. Actually, many worldwide research centers focus themselves on question which fuels are able to fully or at least partially replace traditional fuels from petroleum chemistry. Such factors as environment protection, need to maintain up-to-now engine parameters, economy of fuel production and costs connected with engine adaptation are taken into consideration in such survey. Numerous development work published recently show at renewed interest in alcohols, which belong to the fuels having significant quantities of oxygen in their chemical constitution.

### 1. Wstęp

Lata 90. XX wieku oraz początek XXI wieku to okres, w którym można zaobserwować tendencje do intensywnych poszukiwań alternatywnych paliw dla motoryzacji. Wiele ośrodków badawczych na całym świecie skupia się nad tym, jakie paliwa są w stanie całkowicie lub choćby częściowo zastąpić tradycyjne paliwa ropopochodne. Bierze się przy tym pod uwagę takie czynniki, jak: ochrona środowiska, utrzymanie dotychczasowych parametrów silnikowych, ekonomia wytwarzania paliwa oraz koszty związane z adaptacją silnika. Liczne prace badawcze ukazujące się w ostatnim okresie wskazują, że ponownie zaczęto się interesować alkoholami, będącymi paliwami, które w swym składzie zawierają znaczne ilości tlenu.

Alcohols, as a self-contained engine fuels were already used as early as by the end of 19th century, and next were added as component to fuels by air force during period of the First and the Second World War [2, 3, 4]. Additive of alcohol, in prevailing majority ethanol, increased octane number of the fuel, what prevented knocking combustion [3, 5]. During between war period and after the Second World War were also developed engines run on alcohol only. In the fifties of the previous century one gradually reduced usage of the alcohols, replacing them with fuels extracted from crude oil, which today practically predominate fuelling of piston engines. Renewed interest in alcohols has been observed in the seventies, what was caused by crude oil's price growth and restrictions in usage of lead compounds to gasoline. Alcohols, as additives to fuel had as their task to increase octane number of gasoline. The main problem of gasoline-alcohol mixtures these times was stratification of the mixtures, what during the next years was eliminated by usage of stabilizers, mainly esters like methyl-tert-butyl-ester. Addition of stabilizers enabled to increase fraction of alcohol from a few to over a dozen percent by volume. From „engine operation” point of view, anyhow, much more advantageous is usage of alcohol as a self-contained fuel, because it allows to take full advantage of high knocking resistance of the alcohol, enabling increase of compression ratio, growth of overall efficiency and unit output power of the engine [3, 4, 6]. Such feeding system is especially developed in Brazil, nevertheless is also used in other countries like USA and New Zealand among others [2, 7].

Elimination of alcohol's drawback connected with stratification of its mixtures with gasoline or diesel oil, technological progress connected with engine feeding and control systems which occurred recently, advantages connected with significantly lower toxicity of exhaust gases, higher octane number and possibility of improvement of engine parameters cause that the alcohols (methanol and ethanol) become objects of interest for much bigger scale than in the past. It can be proved by numerous papers published in the recent years because test results presented in these papers are promising [13, 15–20, 22, 23, 25–27].

In course of the tests a big attention was devoted to analysis of combustion of fuel which comprised alcohol, and its effect on engine parameters. Results of the tests reported in the publications [14, 16, 21, 22, 24, 25] show that during the combustion, additive of alcohols contributed to growth of temperature of working medium and growth of heat release rate in the cylinder. In self-ignition engines it was found a bigger delay of the self-ignition, however combustion was more rapid, and total time of combustion of alcohol mixtures was shorter comparing to diesel oil. Proper selection of ignition advance angle in case SI engines is important, because higher temperatures and pressures accompanying combustion of alcohol could create a cause of damaged pistons, cylinders or valves [21].

Spark ignition engines can be fuelled through injection of the mixture to inlet manifold or directly to cylinder, or in dual fuel system – through separate injection of alcohol

Alkohole jako samoistne paliwa silnikowe stosowane były już pod koniec XIX w., potem były składnikiem paliw w lotnictwie wojskowym podczas I i II wojny światowej [2, 3, 4]. Dodatek alkoholu, w przeważającej większości etylowego, zwiększał liczbę oktanową paliwa, co przeciwdziało spalaniu stukowemu [3, 5]. W okresie międzywojennym i po II wojnie światowej powstawały również konstrukcje silników zasilanych samymi alkoholami. W latach 50. ubiegłego wieku stopniowo zmniejszono zastosowania alkoholi, zastępując je paliwami ropopochodnymi, które obecnie dominują w zasilaniu silników tłokowych. Ponowne zainteresowanie alkoholami obserwowano w latach siedemdziesiątych XX w., co było spowodowane wzrostem cen ropy naftowej i ograniczeniem związków ołowiu w benzynach. Alkohole jako dodatki paliw miały za zadanie zwiększyć liczbę oktanową benzyn. Głównym problem mieszanin benzyna–alkohol było wtedy zjawisko rozwarstwiania się mieszanin, co w latach późniejszych wyeliminowano przez zastosowanie stabilizatorów, głównie eterów, na przykład metylo-tert-butylowego. Dodatek stabilizatorów pozwalał na powiększenie udziału alkoholu z kilku do kilkunastu procent objętościowych. Z punktu widzenia zastosowań silnikowych znacznie korzystniejsze jest jednak stosowanie alkoholu jako paliwa samoistnego, bowiem pozwala to w pełni wykorzystać dużą odporność przeciwstukową alkoholu, umożliwiającą zwiększenie stopnia sprężania, wzrost sprawności ogólnej i mocy jednostkowej silnika [3, 4, 6]. Ten system zasilania jest szczególnie rozwinięty w Brazylii, ale stosuje się go również w innych krajach, między innymi w USA oraz Nowej Zelandii [2, 7].

Wyeliminowanie zjawiska rozwarstwiania się mieszanin alkoholi z benzyną lub olejem napędowym, postęp techniczny, jaki miał miejsce w ostatnim czasie w układach zasilania oraz w układach sterowania silnika, zalety związane ze znacznie mniejszą toksycznością spalin, z wyższą liczbą oktanową oraz z możliwością poprawiania parametrów silnika sprawiają, że alkoholami (metanolem i etanolem) zaczęto interesować się obecnie na większą skalę niż w przeszłości. Dowodem na to są liczne prace, które ukazały się w ostatnich latach, a prezentowane w nich wyniki badań są obiecujące [13, 15–20, 22, 23, 25–27].

W badaniach dużo uwagi poświęcono analizie spalania paliwa zawierającego alkohol i jego wpływu na parametry silników. Wyniki badań zawarte w opracowaniach [14, 16, 21, 22, 24, 25] wskazują, że podczas spalania dodatek alkoholu przyczynia się do wzrostu temperatury czynnika oraz zwiększenia szybkości wydzielania ciepła w cylindrze. W silnikach o zapłonie samoczynnym stwierdzono wprowadzie większe opóźnienie samozapłonu, jednak spalanie przebiegało szybciej, a całkowity czas spalania mieszanin alkoholowych był krótszy w stosunku do spalania oleju napędowego. W silnikach o zapłonie iskrowym ważny jest prawidłowy dobór kąta wyprzedzenia zapłonu, bowiem towarzyszące spalaniu alkoholu wyższe temperatury i ciśnienia mogą być przyczyną uszkodzeń tłoków, cylindrów lub zaworów [21].

and separate injection of gasoline. Because alcohols do not form a stable mixture with gasoline (necessity of usage of stabilizers, emulsifiers or solvents), dual fuel system can become more practical.

In design solution described in the present paper, to injection of alcohol were used additional injectors in each cylinder, original injectors were destined to injection of alcohol, whereas additional ones to injection of gasoline. Such system enables simultaneous feeding of the engine with gasoline and alcohol, whereas alcohol fraction can change in the limits of 0–100%, depending on engine load and rotational speed. Assumption to planned research is such that at low engine loads the engine is fuelled with gasoline only, or with mixture having small additive of alcohol. Portion of alcohol shall increase as the engine load increases. Correct composition of combusted mixture is controlled by opening time of gasoline and alcohol injectors. It should be underlined that such trend of fuelling is actually investigated by Volvo and Ford, what can be proved by information found in the literature [11].

## 2. Research stand

The tests were performed on four cylinder, spark ignited Fiat 1100 engine with multipoint injection system. Technical data of the engine are specified in the Table 1 below.

Table 1. The technical data of Fiat 1100 MPI  
Tabela 1. Dane techniczne silnika Fiat 1100 MPI

Engine type/typ silnika	Fiat 1100 MPI
Bore × stroke/srednica × skok	70 × 72 mm
Swept capacity/pojemność silnika	1108 cm <sup>3</sup>
Compression ratio/stożenie sprężania	9.6
Rated power/rotational speed/moc silnika/prędkość obrotowa	40 kW/5000 rpm
Maximal torque/rotational speed/maksymalny moment obrotowy/prędkość obrotowa	88 N·m/3000 rpm

Scheme of the prototype inlet manifold is illustrated in the Fig. 1, view of the engine is shown in the Fig. 2.

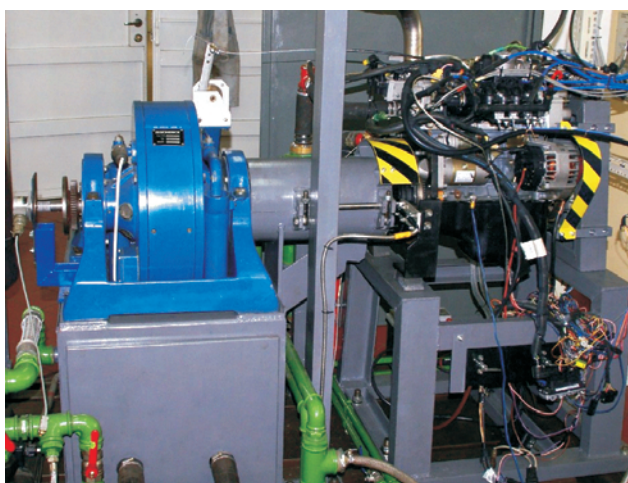


Fig. 2. View of the engine mounted on the test bed  
Rys. 2. Silnik na stanowisku badawczym

Silniki o zapłonie iskrowym można zasilać przez wtrysk mieszanki do kolektora dolotowego lub bezpośrednio do cylindra oraz dwupaliwowo – przez osobny wtrysk alkoholu i osobny benzyny. Ponieważ alkohole nie tworzą stabilnej mieszanki z benzyną (konieczność stosowania stabilizatorów, emulgatorów lub rozpuszczalników), praktyczniejszy może stać się układ dwupaliwowy.

W rozwiązaniu opisywanym w niniejszym artykule do wtrysku alkoholu zastosowano dodatkowe wtryskiwacze na każdym cylindrze, przy czym oryginalne wtryskiwacze przeznaczone do wtrysku alkoholu, natomiast dodatkowe do wtrysku benzyny. System ten umożliwi równoczesne zasilanie silnika benzyną i alkoholem, a udział alkoholu może zmieniać się w granicach 0–100% zależnie od obciążenia i prędkości obrotowej silnika. Założeniem planowanych prac badawczych jest zasilanie silnika przy małych obciążeniach samą benzyną lub mieszaniną z niewielkim dodatkiem alkoholu. Jego udział będzie się zwiększał w miarę wzrostu obciążenia silnika. Właściwy skład spalanej mieszaniny palnej jest sterowany czasem otwarcia wtryskiwaczy benzynowego i alkoholowego. Należy zaznaczyć, że ten kierunek zasilania jest obecnie badany przez firmy Volvo i Ford, o czym świadczą doniesienia literaturowe [11].

## 2. Stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na 4-cylindrowym silniku o zapłonie iskrowym Fiat 1100 MPI z wielopunktowym wtryskiem paliwa. Dane techniczne silnika zamieszczono w tab. 1. Schemat prototypowego kolektora dolotowego przedstawiono na rys. 1, a silnik na rys. 2.

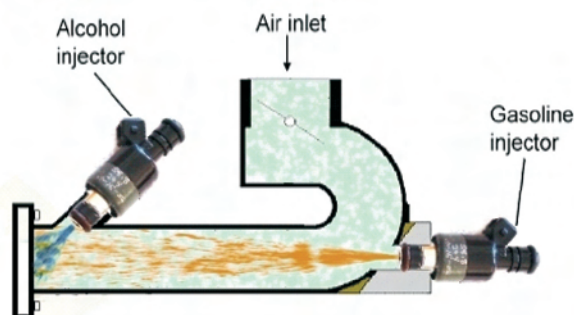


Fig. 1. Scheme of the prototype inlet manifold to Fiat 1100 MPI engine  
Rys. 1. Schemat prototypowego kolektora dolotowego silnika Fiat 1100 MPI

Szczegółowy opis zmian dokonanych w silniku zawarto w pracy [1]. Schemat stanowiska pomiarowego przedstawiono na rys. 3.

## 3. Omówienie wyników badań

Badania przeprowadzono dla różnych prędkości obrotowych i zmiennych obciążeniach silnika od minimalnego do maksymalnego. W czasie badań rejestrowano wykresy indykatorowe z piezokwarcowego czujnika umieszczonego w komorze spalania drugiego cylindra. Były one wykorzystywane do obliczeń parametrów spalania przy użyciu autorskiego programu opracowanego w Katedrze Silników

Detailed description of the changes incorporated to the engine is presented in the work [1]. Scheme of the measuring bench is shown in the Fig. 3.

### 3. Experimental results and discussion

The tests were performed for a various engine speeds and engine loads changing from minimal to maximal ones. In course of the testing were recorded indicator diagrams from piezoquartz detector positioned in combustion chamber of the second cylinder. The diagrams were used in calculations of combustion parameters with use of own software developed in the Internal Combustion Engines Faculty, Technical University B-B [8]. To the calculations was used an indicator diagram averaged from hundred successive cycles of individual combustions. System of data acquisition and course of performed measurements were the same, both in case of gasoline fuelling and methanol fuelling. Obtained in such way results were compared to each other. Observed differences are shown in the diagrams below.

#### Cylinder pressure

In the Figure 4 is shown a comparison of cylinder pressure during combustion for two selected engine speeds and various engine loads. From the comparison is seen that during combustion of alcohol are present significantly higher pressures in the cylinder, and the process of pressure growth is more rapid and more violent. Such tendency can be noticed for all engine loads and for all engine speeds. It was also found, that for medium and the highest engine loads, maximal pressures occur earlier during combustion of methanol comparing with gasoline, and in such way the maximal pressures approach to the TDC. It is one from reasons of increased unit power of the engine and its efficiency [1, 8]. Different tendency was observed for the lowest loads (green colour), where in case of methanol, maximal pressures were developed later comparing to gasoline.

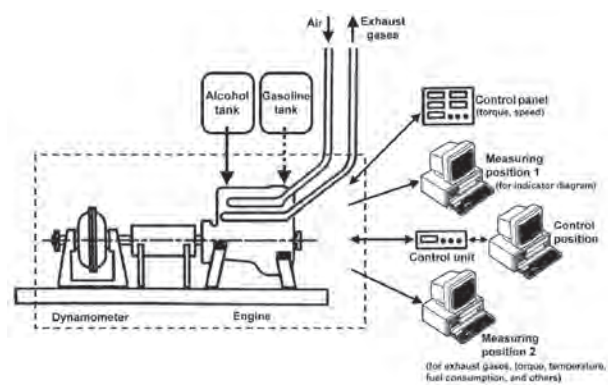


Fig. 3. Schematic diagram of the experimental set-up

Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego

Spalinowych i Pojazdów ATH w Bielsku-Białej [8]. Do obliczeń wykorzystywano uśredniony wykres indykatorowy ze stu następujących po sobie cykli pojedynczego spalania. System zbierania informacji i tok przeprowadzonych pomiarów był taki sam zarówno dla zasilania benzyną, jak i metanolem. Otrzymane w ten sposób wyniki obliczeń parametrów spalania poddano porównaniom. Zaobserwowane różnice prezentują poniższe wykresy.

#### Ciśnienie w cylindrze

Na rysunku 4 przedstawiono porównanie ciśnienia w cylindrze podczas spalania dla dwóch wybranych prędkości obrotowych i różnych obciążeń silnika. Z porównania wynika, że podczas spalania alkoholu występują znacząco większe ciśnienia w cylindrze, a sam proces zwiększania ciśnienia jest szybszy i bardziej gwałtowny. Tendencja ta zauważalna jest dla wszystkich obciążeń silnika oraz dla wszystkich prędkości obrotowych. Stwierdzono również, że dla średnich oraz najwyższych obciążeń przy spalaniu metanolu szybciej, w stosunku do benzyny, osiągnęte są maksymalne ciśnienia, które zbliżają się w ten sposób do GMP. Jest to jedna z przyczyn zwiększenia mocy jednost-

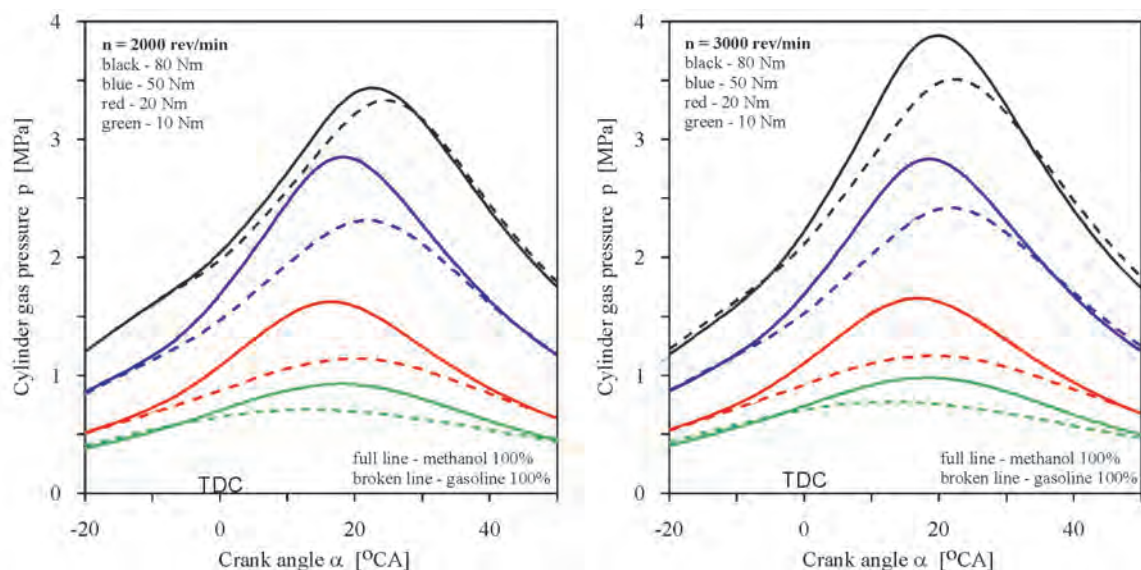


Fig. 4. Comparison of cylinder pressure in function of crank angle for a various engine loads

Rys. 4. Porównanie ciśnienia w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla różnych obciążeń silnika

### Mean temperature of the gas

In the Figure 5 are shown differences of working medium temperature in the cylinder during combustion of gasoline and alcohol. At comparable loads, in the engine run on methanol were observed higher temperatures of the working medium, and their maximal values were developed earlier comparing to combustion of gasoline. That fact confirms higher dynamics of combustion of methanol during initial phases of the process. Higher the engine load, more smaller differences between the temperatures, anyhow during combustion of methanol is still observed a tendency to higher temperatures with respect to gasoline. It is worth to underline fact that during combustion of methanol, as early for low loads (solid line, green colour) there were observed temperatures comparable to the temperatures obtained during combustion of gasoline and high engine loads (dashed lines, blue and black colours).

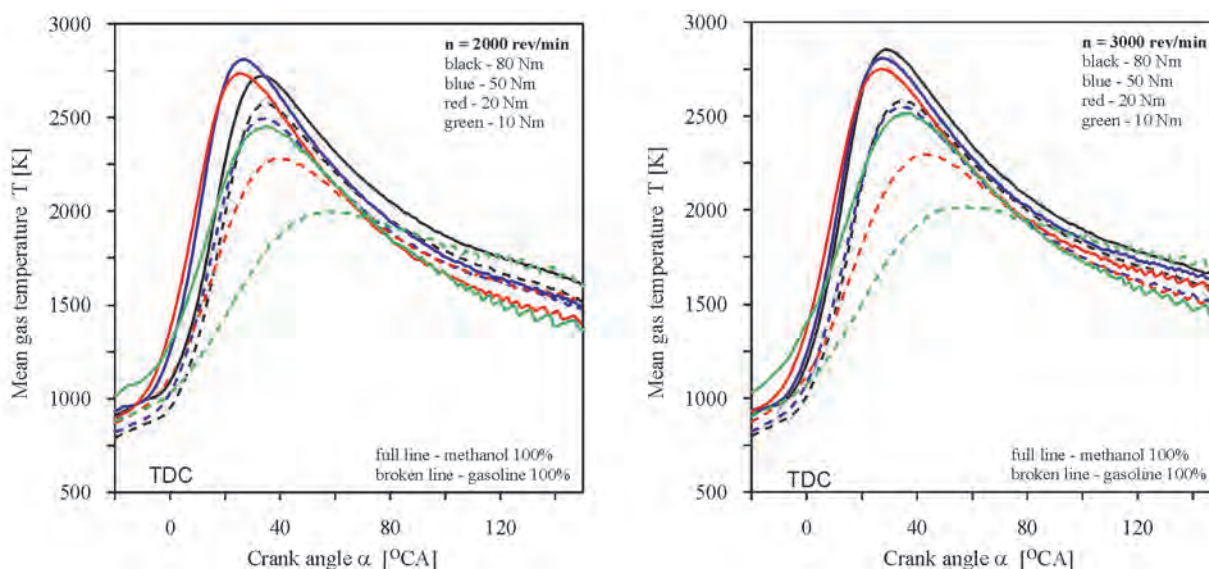


Fig. 5. Comparison of mean charge temperature in function of crank angle for a various engine loads

Rys. 5. Porównanie średniej temperatury czynnika w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla różnych obciążeń silnika

### Heat release rate

In the Figure 6 is shown a comparison of heat release rate in function of crankshaft rotation angle in the interval of the highest dynamics of the combustion  $-20 \div +50^\circ$  CA. The comparison was made for a various engine loads. From analysis of curves shown in the Fig. 6 is seen that in case of combustion of methanol, much higher heat release rates occur as early as during initial phase of the combustion. In result, maximal values of  $(dQ/d\alpha)_{\max}$  are higher and occur earlier with respect to gasoline. Such tendency can be noticed for all engine loads and rotational speeds. The highest differences were recorded for low engine loads (10 N·m, 20 N·m). Maximal heat release rate for alcohol was in that case nearly twice higher than in case of gasoline, and heat release process alone shows at significant growth of combustion dynamics at beginning of the process (tangent to the heat release rate curve of methanol is steeper than the tangent for

kowej silnika i jego sprawności [1, 8]. Odmienną tendencję zauważono dla najmniejszych obciążeń (kolor zielony), gdzie w przypadku metanolu maksymalne ciśnienia były osiągnięte później niż dla benzyny.

### Średnia temperatura czynnika

Na rysunku 5 pokazano różnice temperatur czynnika w cylindrze podczas spalania benzyny oraz alkoholu. Przy porównywalnych obciążeniach w silniku zasilanym metanolem obserwowano wyższe temperatury czynnika, a maksymalne ich wartości były osiągnięte wcześniej niż przy spalaniu benzyny. Fakt ten potwierdza większą dynamikę spalania metanolu w początkowych fazach procesu. Im większe obciążenie silnika, tym różnice między temperaturami zmniejszają się, jednak przy spalaniu metanolu w dalszym ciągu obserwuje się tendencję do większych temperatur w stosunku do benzyny. Warto podkreślić fakt, że przy spalaniu metanolu już dla małych obciążeń (linia ciągła, kolor zielony) obserwowano

porównywalne temperatury do uzyskiwanych przy spalaniu benzyny i wysokich obciążeniach silnika (linie przerywane kolor niebieski i czarny).

### Szybkość wydzielania ciepła

Na rysunku 6 przedstawiono porównanie szybkości wydzielania ciepła w zależności od kąta obrotu wału korbowego w przedziale największej dynamiki spalania  $-20$  do  $+50^\circ$  OWK. Porównania dokonano dla różnych obciążeń silnika. Z analizy krzywych pokazanych na rys. 6 wynika, że przy spalaniu metanolu występują znacznie większe szybkości wydzielania ciepła już w początkowej fazie spalania. W efekcie maksymalne wartości  $(dQ/d\alpha)_{\max}$  są większe i występują wcześniej w stosunku do benzyny. Tendencja ta zauważalna była dla wszystkich obciążeń i prędkości obrotowych. Największe różnice odnotowano dla małych obciążeń silnika (10 N·m, 20 N·m). Maksymalna szybkość wydzielania ciepła dla alkoholu była wtedy prawie dwa razy

gasoline). It is also characteristic fact that for higher engine loads differences in inclination of the tangents for methanol and gasoline are diminishing. Transient differences in heat release rate for the methanol are higher with 20–80%, comparing to gasoline.

większa niż dla benzyny, a sam proces wydzielania ciepła wykazuje znaczny wzrost dynamiki spalania na początku procesu (styczna do krzywej szybkości wydzielania ciepła dla metanolu jest bardziej stroma od stycznej dla benzyny). Charakterystyczne jest również to, że dla większych

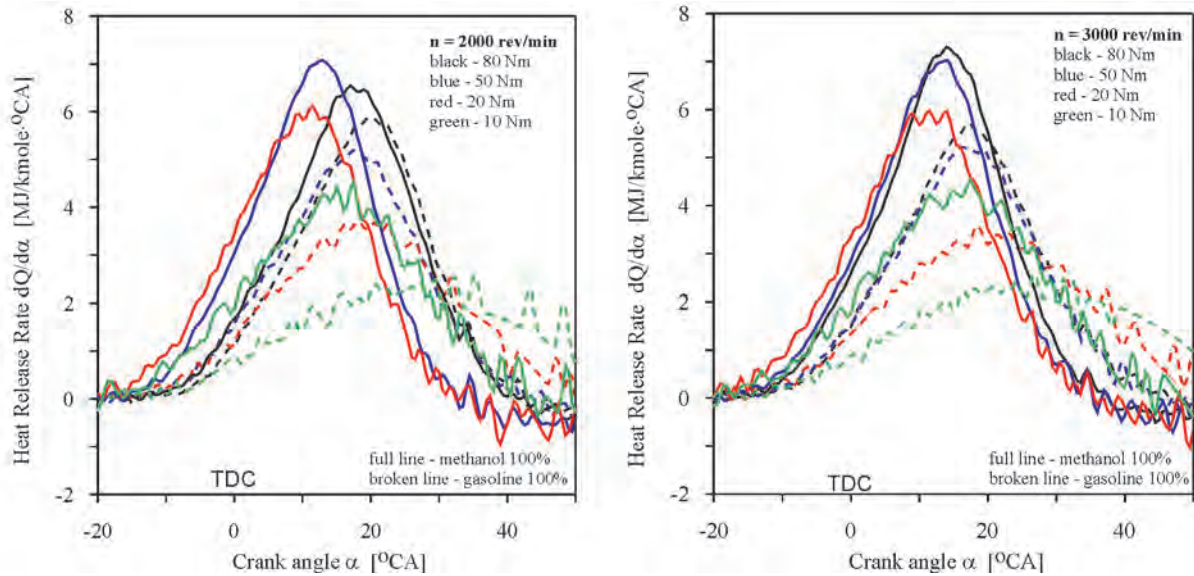


Fig. 6. Comparison of heat release rate in function crank angle for a various engine loads

Rys. 6. Porównanie szybkości wydzielania ciepła w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla różnych obciążeń silnika

### Rate of Pressure Rise

Comparison of pressure growth rate in the cylinder as function of crank angle rotation is illustrated in the Fig 7. From presented characteristics is seen that process of combustion of alcohol is accompanied by more rapid and higher pressure growth, and more violent pressure drop. Such tendency is seen for the whole range of engine loads. It can be also noticed, that for the same engine parameters, both in case of gasoline and methanol, the highest pressure growth

obciążeń różnice w nachyleniu stycznych dla metanolu i benzyny zmniejszają się. Chwilowe różnice w szybkości wydzielania ciepła są dla metanolu większe o 20–80% w stosunku do benzyny.

### Szybkość przyrostu ciśnienia

Porównanie szybkości przyrostu ciśnienia w cylindrze w zależności od kąta obrotu wału korbowego przedstawia rys. 7. Z przedstawionych charakterystyk wynika, że procesowi spalania alkoholu towarzyszy szybszy i większy wzrost

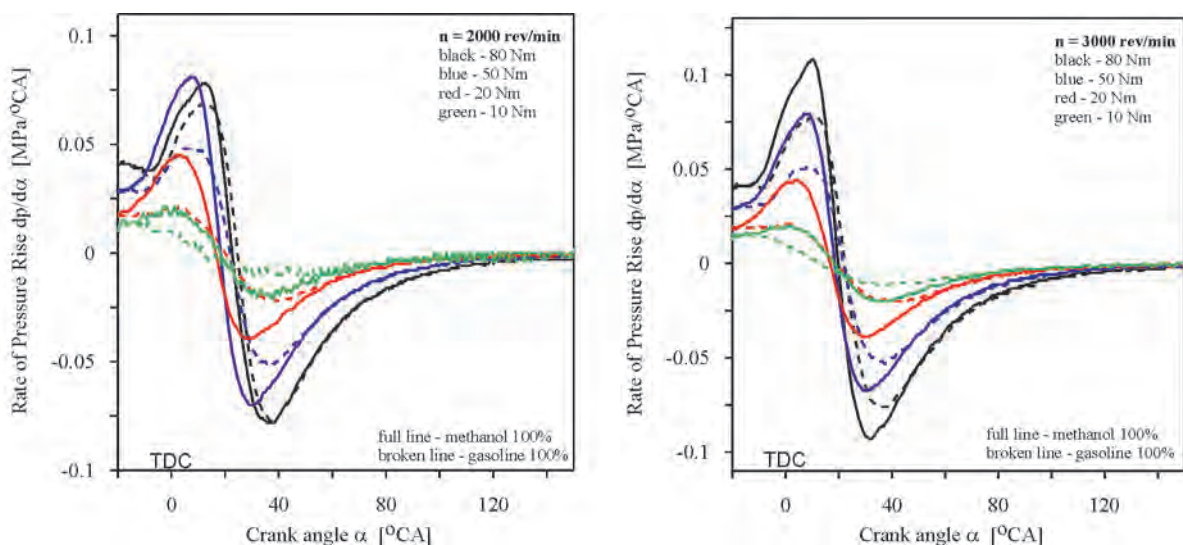


Fig. 7. Comparison of rate of pressure rise in function crank angle for a various engine loads

Rys. 7. Porównanie szybkości przyrostu ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla różnych obciążeń silnika

rates are present at the same crank rotation angles. In case of pressure drops, combustion of methanol is accompanied by obtained in shorter time minimum with respect to gasoline, what can prove more quick advancement of combustion process of alcohol. For low engine loads (10 N·m, 20 N·m) it is also interesting that, when pressure growth for gasoline is of more static character, methanol exhibits slight but noticeable growth as early as for 10 N·m, and for 20 N·m pressure growth rate is already strongly dynamic (value compared to load of 40 N·m for gasoline). Character of pressure growth,  $dp/d\alpha$ , for gasoline testifies for protracted combustion of gasoline at minimal engine loads. Seems that it can result from increased reaction of residues of exhaust gases, growth of natural EGR connected with throttling of the air. Effect of exhaust gases on air-methanol mixture is significantly lower.

Comparison of maximal values of a selected combustion parameters in function of engine load is shown in the Figs. 8–14. Except the parameters discussed earlier, there were additionally analyzed indicated efficiency,  $\eta_i$ , and total combustion angle,  $\alpha_{comb}$ . Combustion angle was calculated as difference between termination of combustion, at which polytropic exponent is equal to adiabatic exponent  $m = \kappa$ , and beginning of combustion. Both parameters  $m$  and  $\kappa$  were calculated numerically with calculation step in course of combustion process analysis, taking into consideration actual composition of the gas inside the cylinder.

In the Figure 8 are shown differences of indicated efficiency developed by the engine run on gasoline and methanol. From analysis of the diagram is seen that during combustion of methanol a higher indicated efficiencies are developed comparing to combustion of gasoline. Such feature is present both in whole range of engine loads and for all engine speeds (in the interval of 10–20% of the maximal load) and amounts to about 5–6%, whereas for a bigger loads the differences amount to 3–4% in favour of methyl alcohol. Characteristics of indicated efficiency of the engine for methanol and gasoline are similar, and for the both fuels character of efficiency growth is nearly identical.

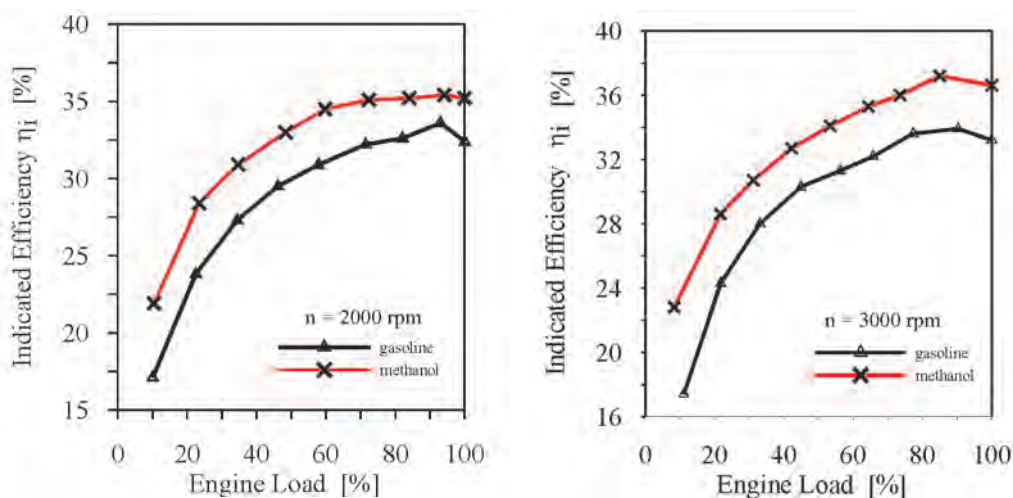


Fig. 8. Comparison of indicated efficiency the dual fuelled engine in function of engine load

Rys. 8. Porównanie sprawności indykowanej silnika dwupaliwowego jako funkcji obciążenia silnika

ciśnienia oraz gwałtowniejszy jego spadek. Ta tendencja jest widoczna dla całego zakresu obciążeń silnika. Można również zauważyć, że dla tych samych parametrów silnika, zarówno dla benzyny, jak i metanolu największe szybkości przyrostu ciśnienia występują przy tych samych kątach obrotu wału korbowego. W przypadku spadków ciśnień, spalaniu metanolu towarzyszy szybsze osiągnięcie minimum w stosunku do benzyny, co świadczy o szybszym postępie procesu spalania alkoholu. Dla małych obciążeń silnika (10 N·m, 20 N·m) interesujący jest również fakt, że o ile przyrost ciśnienia dla benzyny ma charakter bardziej statyczny, to metanol już dla 10 N·m wykazuje niewielki, ale zauważalny wzrost, a dla 20 N·m szybkość przyrostu ciśnienia jest już bardzo dynamiczna (wielkością porównywalna z obciążeniem 40 N·m dla benzyny). Charakter przyrostu ciśnienia  $dp/d\alpha$  dla benzyny świadczy o przewlekłym spalaniu benzyny przy minimalnych obciążeniach silnika. Wydaje się, że może to wynikać ze zwiększonego oddziaływania pozostałości spalin, wzrostu naturalnego EGR, związanego z dławieniem powietrza. Oddziaływanie spalin na mieszaninę powietrze–metanol jest mniejsze.

Porównanie maksymalnych wartości wybranych parametrów spalania w funkcji obciążenia silnika przedstawiono na rys. 8–14. Oprócz omawianych wcześniej parametrów analizie poddano dodatkowo sprawność indykowaną  $\eta_i$  oraz całkowity kąt spalania  $\alpha_{comb}$ . Kąt spalania wyznaczono jako różnicę między końcem spalania, przy którym wykładnik politropy jest równy wykładnikowi adiabaty  $m = \kappa$ , a początkiem spalania. Obydwa parametry  $m$  i  $\kappa$  obliczano numerycznie, w kroku obliczeniowym w trakcie analizy procesu spalania, uwzględniając aktualny skład gazów w cylindrze.

Na rysunku 8 przedstawiono różnice w sprawności indykowanej silnika zasilanego benzyną i metanolem. Z analizy rysunku wynika, że przy spalaniu metanolu uzyskano większe sprawności indykowane niż przy spalaniu benzyny. Prawdopodobnie ta występuje zarówno w całym zakresie obciążeń, jak i dla wszystkich prędkości obrotowych silnika. Największe różnice bezwzględne można zaobserwować dla mniejszych obciążeń silnika (w przedziale 10–20% maksymalnego obciążenia)

i wynoszą one około 5–6%, a dla większych obciążeń różnice te wynoszą 3–4% na korzyść alkoholu metylowego. Charakterystyki sprawności indykowanych silnika dla metanolu jak i dla benzyny są podobne, i dla obu paliw charakter wzrostu sprawności jest niemal identyczny.

Większe szybkości spalania alkoholu powodują zwiększenie wartości ciśnień mak-

Higher rates of alcohol combustion effect in growth of maximal pressure values,  $p_{max}$ , with respect to the pressures occurring during feeding with gasoline (Fig. 9). Character of maximal pressure change in function of load for gasoline and alcohol is similar (especially for 3000 rpm). Together with growth of engine load, maximal pressure in the cylinder increases monotonically. However, for the same engine load when the engine runs on gasoline, pressures in the cylinder are higher with 0,4–0,5 MPa. It seems, that growth of maximal pressure not exceeding 10% of recorded pressures for gasoline fuelling should not effect on durability of the engine which is run on alcohol only.

Dependence of maximal pressure rates,  $(dp/d\alpha)_{max}$ , on engine load is presented in the Fig. 10. Making comparison of the characteristics for the both engine speeds it can be noticed, that in result of combustion of methanol, maximal pressure growth rates are higher than in case of gasoline fuelling. Only for the lowest loads (order of 10% of the maximal load) values of  $(dp/d\alpha)_{max}$  are comparable for the both fuels. The biggest differences can be observed in range of medium engine loads (order of 30–70%), where maximal rates of pressure growth for engine speed of 2000 rpm are nearly two times higher, whereas for 3000 rpm are in average 30% higher than for gasoline. Higher pressure growth rates,  $(dp/d\alpha)_{max}$ , effect in a slight growth of noisiness of combustion process. It should not have, however, any significant effect on overall noisiness of the engine, because noise from the combustion constitutes only one from many, and

symalnych  $p_{max}$  w stosunku do występujących dla zasilania benzyną (rys. 9). Porównanie charakterystyk ciśnień wskazuje, że ciśnienia maksymalne dla alkoholu są większe o zbliżoną wartość około 0,4–0,5 MPa, co powoduje, że charakter zmian w funkcji obciążenia jest prawie identyczny (zwłaszcza dla 3000 obr/min). Wydaje się, że wzrost ciśnienia maksymalnego nieprzekraczający 10% ciśnień rejestrowanych dla zasilania benzyną, nie powinien wpływać na trwałość silnika zasilanego samym alkoholem.

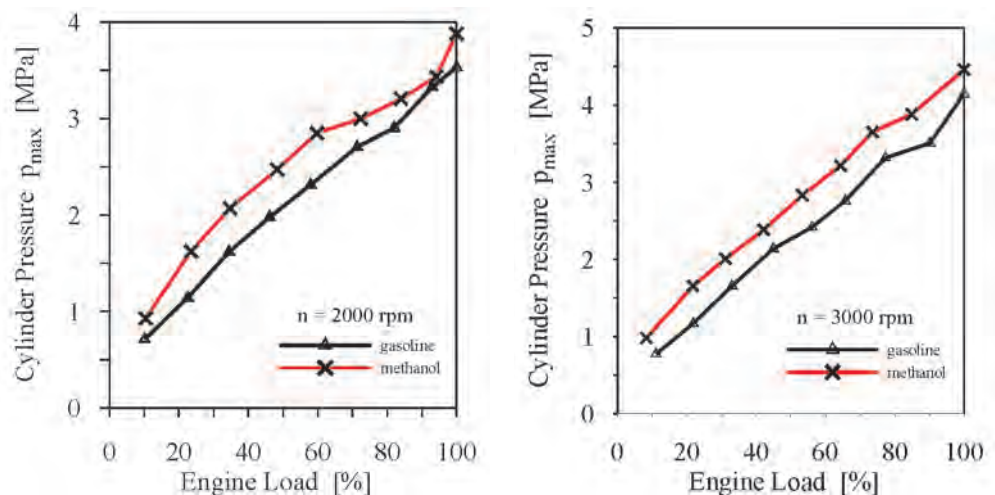


Fig. 9. Comparison of maximal cylinder pressure the dual fuelled engine in function of engine load  
Rys. 9. Porównanie maksymalnego ciśnienia w cylindrze jako funkcji obciążenia silnika dwupaliwowego

Zależność maksymalnych szybkości ciśnienia  $(dp/d\alpha)_{max}$  od obciążenia silnika przedstawia rys. 10. Porównując charakterystyki dla obu prędkości obrotowych, możemy zauważyć, że w wyniku spalania metanolu maksymalne szybkości przyrostu ciśnienia są większe niż przy spalaniu benzyny. Tylko dla najmniejszych obciążeń (rzędu 10% obciążenia maksymalnego) wartości  $(dp/d\alpha)_{max}$  są porównywalne dla obu paliw. Największe różnice można zaobserwować w zakresie średnich obciążeń silnika (rzędu 30–70%), gdzie maksymalne szybkości przyrostu ciśnienia dla prędkości

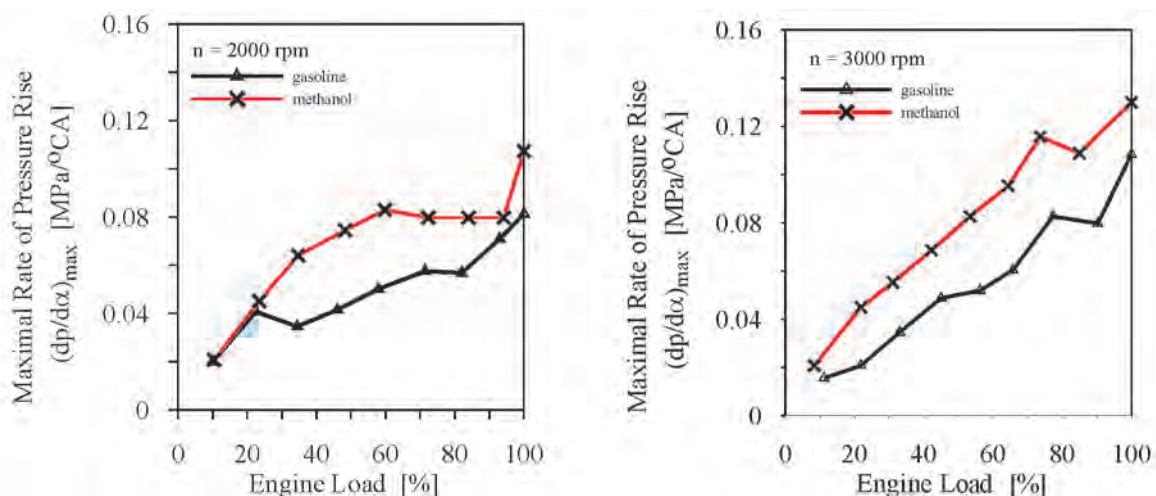


Fig. 10. Comparison of maximal rate of pressure rate the dual fuelled engine in function of engine load  
Rys. 10. Porównanie maksymalnej szybkości przyrostu ciśnienia jako funkcji obciążenia silnika dwupaliwowego

in case of spark ignition engine not the highest, component of general noisiness of the engine.

Comparison of values of maximal heat release rates,  $(dQ/d\alpha)_{max}$ , for the both fuels confirms a higher dynamics of energetic expenditure during combustion of the methanol. It proves that during combustion of alcohol, maximal heat

obrotowej 2000 obr/min są prawie dwa razy większe, a dla 3000 obr/min średnio o 30% większe niż dla benzyny. Większe szybkości narastania ciśnienia  $(dp/d\alpha)_{max}$  powodują nieznaczny wzrost hałaśliwości procesu spalania. Nie powinno to jednak mieć istotnego wpływu na hałaśliwość ogólną silnika, bowiem hałas procesu spalania jest tylko jednym, a w

przypadku silnika o zapłonie iskrowym nie największym, składnikiem hałaśliwości ogólnej silnika.

Porównanie wartości maksymalnych szybkości wydzielania ciepła  $(dQ/d\alpha)_{max}$  dla obu paliw potwierdza większą dynamikę wydatku energetycznego podczas spalania metanolu. Okazuje się, że podczas spalania alkoholu maksymalne szybkości wydzielenia ciepła są

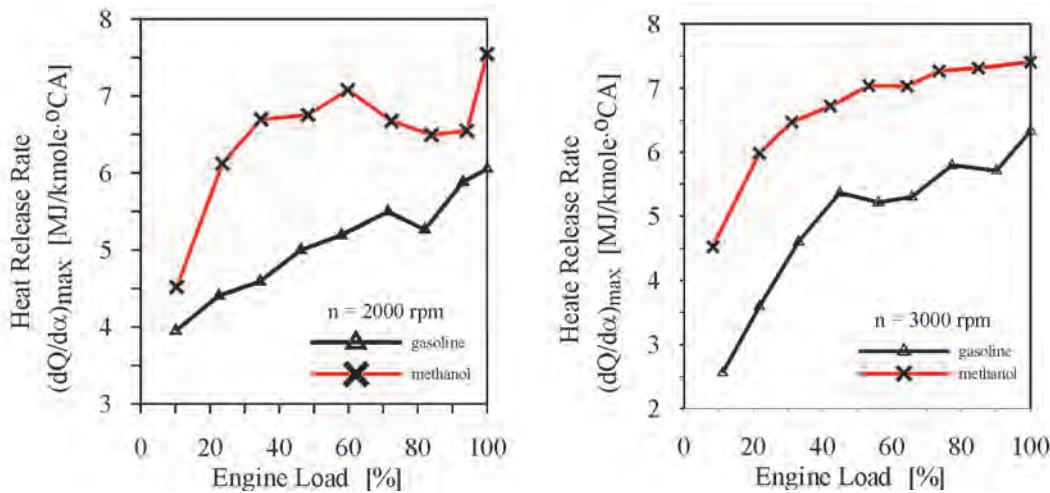


Fig. 11. Comparison of maximal heat release rate the dual fuelled engine in function of engine load

Rys. 11. Porównanie maksymalnej szybkości wydzielania ciepła jako funkcji obciążenia silnika dwupaliwowego

release rates are significantly higher than in case of gasoline and it concerns all spectrum of engine loads and all engine speeds. Differences in heat release rates amount to 50–80% with respect to recorded ones during fuelling with gasoline.

Maximal temperatures of the working medium during combustion of methanol are significantly higher comparing to combustion of methanol (Fig. 12). From analysis of the curves is seen that the highest differences occur for low engine loads. For engine speed of 2000 rpm the difference amounted to about 430°C, whereas in case of 3000 rpm to nearly 450°C. Together with growth of engine load these differences decrease to about 200–250°C. It is worth to be noticed that methanol reaches its maximal temperatures as early as at low engine loads (of the order of 20%), maintaining these temperatures at nearly constant level even during increase of engine load. Growing tendency of maximal temperatures for gasoline shows in that range more soft character.

The Figure 13 presents comparison of total combustion angle for gasoline and methanol. It is character-

znacznie większe niż dla benzyny i dotyczy to całego zakresu obciążeń oraz wszystkich prędkości obrotowych. Różnice szybkości wydzielania ciepła wynoszą 50–80% w stosunku do rejestrowanych przy zasilaniu benzyną.

Maksymalne temperatury czynnika podczas spalania metanolu są znacząco wyższe niż podczas spalania benzyny (rys. 12). Z analizy krzywych wynika, że największe różnice występują dla małych obciążeń. Dla prędkości 2000 obr/min różnica ta wynosiła około 430°C, a dla 3000 obr/min prawie 450°C. Wraz ze wzrostem stopnia obciążenia silnika różnice te maleją do około 200–250°C. Warto zauważyć, że metanol duże temperatury maksymalne osiąga już przy małych obciążeniach (rzędu 20%), utrzymując je prawie na niezmiennym

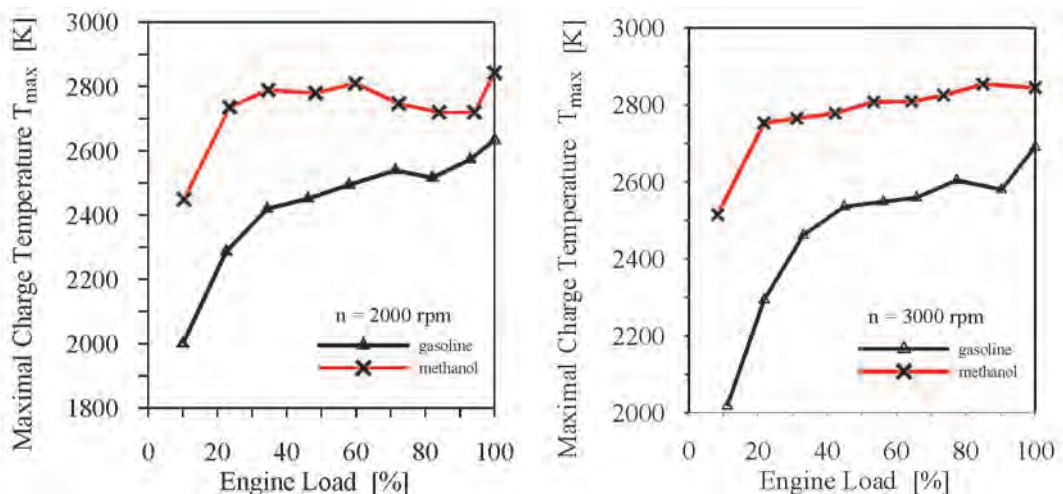


Fig. 12. Comparison of maximal charge temperature of the dual fuelled engine in function of engine load

Rys. 12. Porównanie maksymalnej temperatury czynnika jako funkcji obciążenia silnika dwupaliwowego

istics that for the lowest engine loads, order of 10%, alcohol is burnt in nearly twice shorter time than gasoline. As engine load increases, however, angle of combustion of fuel dose becomes more and more small, approaching in this way to the angles of burning of methanol, but is still bigger with about 10° CA than combustion angle of methanol. Only for the highest engine loads one can observe a comparable angles for the both fuels (especially for 3000 rpm). From analysis

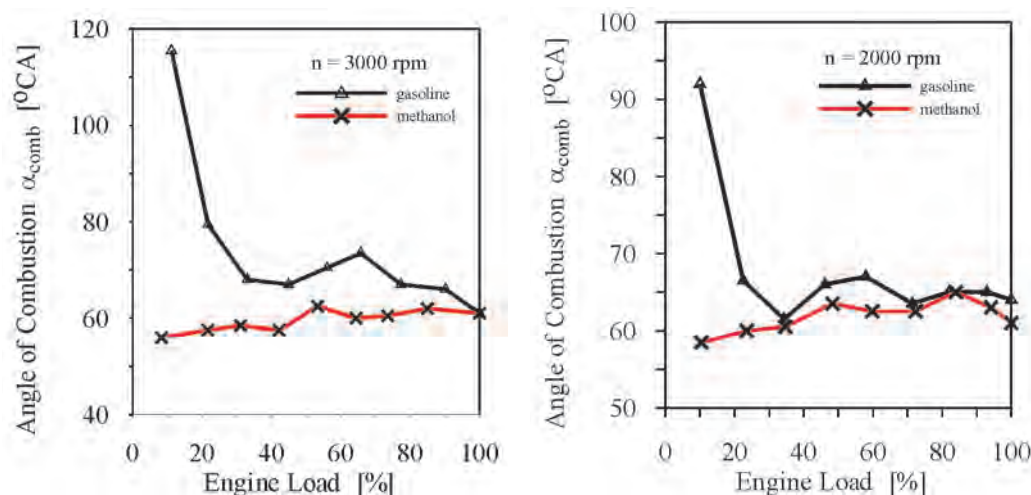


Fig. 13. Comparison of angle of charge combustion in the dual fuelled engine in function of engine load

Rys. 13. Porównanie kąta spalania ładunku jako funkcji obciążenia silnika dwupaliwowego

of the curves is seen that changes of total combustion angle of methyl alcohol together with change of engine load are small (for 2000 rpm,  $\alpha_{\text{comb}}$  changes in range of 58–64° CA; and for 3000 rpm,  $\alpha_{\text{comb}}$  changes in range of 56–62° CA). From analysis of the curves shown in the Fig. 13 is seen that combustion of gasoline at low engine loads (high degree of air throttling) is very protracted what effects in a considerable prolongation of the total combustion angle.

#### 4. Conclusions

The paper presents differences between selected parameters of combustion process of gasoline and methanol in the engine adapted to dual fuel operation. Making comparison of combustion run of the both fuels one can conclude that combustion of methanol is accompanied by:

- higher pressures in the cylinder and higher rates of pressure growth, comparing to gasoline
- higher thermal loads of the engine, what can be proved by considerably higher average temperatures and maximal temperatures in the cylinder
- higher maximal heat release rates, what causes that methanol is a fuel more active energetically in the whole process of combustion
- higher indicating efficiencies comparing to gasoline
- higher average combustion rates what can be confirmed by smaller angles of total combustion of the charge
- methanol is the fuel, which as early as for the lowest engine loads is characteristic of considerable higher dynamics of combustion process comparing to gasoline. Owing to it, in range of low engine loads there were recorded a highest

poziomie podczas zwiększenia stopnia obciążenia silnika. Tendencja wzrostu temperatur maksymalnych dla benzyny wykazuje w tym zakresie bardziej łagodny charakter.

Na rysunku 13 przedstawiono porównanie całkowitego kąta spalania ładunku dla metanolu i benzyny. Charakterystyczne jest, że dla najmniejszych obciążeń silnika rzędu 10% alkohol spala się w czasie dwa razy krótszym niż benzyna. W miarę zwiększania obciążenia silnika kąt spalania

dawki benzyny jest jednak coraz mniejszy, zbliżając się w ten sposób do kątów osiągniętych przez metanol, ale w dalszym ciągu jest o około 10° OWK większy od kąta spalania dla metanolu. Jedynie dla największych obciążeń można zaobserwować porównywalne kąty dla obydwu paliw (zwłaszcza dla 3000 obr/min). Z analizy krzywych wynika, że zmiany całkowitego kąta spalania alkoholu metylowego wraz ze

zmianą obciążenia silnika są niewielkie (dla 2000 obr/min  $\alpha_{\text{comb}}$  zmienia się w zakresie 58–64° OWK, a dla 3000 obr/min w zakresie 56–62° OWK). Z analizy krzywych pokazanych na rys. 13 wynika, że spalanie benzyny przy małych obciążeniach silnika (wysoki stopień dławienia powietrza) jest bardzo przewlekłe, co powoduje znaczne wydłużenie całkowitego kąta spalania.

#### 4. Wnioski

W artykule zaprezentowano różnice pomiędzy wybranymi parametrami procesu spalania benzyny i metanolu w silniku przystosowanym do pracy w systemie dwupaliwowym. Porównując przebieg spalania obydwu paliw, można wnioskować, że spalaniu metanolu towarzyszą:

- większe ciśnienia w cylindrze oraz większe szybkości przyrostu ciśnień w stosunku do benzyny
- większe obciążenia cieplne silnika, czego dowodem są znacznie większe średnie temperatury oraz temperatury maksymalne panujące w cylindrze
- większe maksymalne szybkości wydzielania ciepła, co sprawia, że metanol jest paliwem bardziej aktywnym energetycznie od benzyny w całym procesie spalania
- większe sprawności indykowane niż dla benzyny
- większe średnie szybkości spalania, co potwierdzają mniejsze kąty całkowitego spalania ładunku
- metanol jest paliwem, który już dla najmniejszych obciążeń silnika charakteryzuje się znacznie większą dynamiką procesu spalania w stosunku do benzyny. Dzięki temu w zakresie małych obciążeń odnotowano największe różnice pomiędzy parametrami spalania benzyny i metanolu.

differences between combustion parameters of gasoline and methanol.

The above conclusions were observed for all engine speeds and for all spectrum of engine loads.

The research described in the present paper was accomplished within framework of research grant No. PB 4543/B/T02/2007/33 financed by Polish Ministry of Science and Education.

Powyższe wnioski zaobserwowano dla wszystkich prędkości obrotowych oraz dla całego zakresu obciążeń silnika.

Badania opisywane w niniejszej pracy wykonano w ramach grantu badawczego nr PB 4543/B/T02/2007/33 finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Artykuł recenzowany

## Bibliography/Literatura

- [1] Stelmasiak Z., Larisch J., Semikow J.: Badania wstępne dwupaliwowego silnika o zapłonie iskrowym zasilanego alkoholem metylowym i benzyną, *Silniki Spalinowe* nr 3/2008.
- [2] Merksiz J., Pielecha I.: Alternatywne napędy pojazdów, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006.
- [3] Baczewski K., Kołdoński T.: Paliwa do silników o zapłonie iskrowym, WKiŁ, Warszawa 2005.
- [4] Kowalewicz A.: Metanol jako paliwo do silników spalinyowych, *Silniki Spalinowe* nr 3-4, 1992.
- [5] Sitnik L.: Ekopaliwa silnikowe, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2004.
- [6] Jakubowski J.: Silniki samochodowe zasilane paliwami zastępczymi, WKiŁ, Warszawa 1987.
- [7] Lotko W.: Studium zastosowań paliw alternatywnych w silnikach o zapłonie samoczynnym, Wyd. Politechniki Radomskiej, Radom 1999.
- [8] Stelmasiak Z.: Studium procesu spalania gazu w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym, Wydawnictwo Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej, *Rozprawy Naukowe* nr 5/2003.
- [9] [www.pan-ol.lublin.pl/wydawnictwa/Motrol5/Szlachta.pdf](http://www.pan-ol.lublin.pl/wydawnictwa/Motrol5/Szlachta.pdf).
- [10] [www.ciop.pl/10060](http://www.ciop.pl/10060), 2003.
- [11] [www.greencarcongress.com/2008/08/alcobol-boostin.html](http://www.greencarcongress.com/2008/08/alcobol-boostin.html), 2008.
- [12] Maćkowski J.: Emisja aldehydów z silników o ZI zasilanych paliwami zawierającymi związki tlenowe, część 6, *Paliwa, oleje i smary w eksploatacji*, nr 93; 2001.
- [13] Huang Z., Lu H., Jiang D., Zeng K., Liu B., Zhang J., Wang X.: Performance and emissions of a compression ignition engine fueled with diesel/oxygenate blends for various fuel delivery advance angles, *Energy & Fuels* 19, 2005, pp. 403-410.
- [14] Huang Z., Lu H., Jiang D., Zeng K., Liu B., Zhang J., Wang X.: Combustion behaviors of a compression-ignition engine fuelled with diesel/methanol blends under various fuel delivery advance angles, *Bioresource Technology* 95, 2004, pp. 331-341.
- [15] Wu C-W., Chen R-H., Pu J-Y., Lin T-H.: The influence of air-fuel ratio on engine performance and pollutant emission of an SI engines using ethanol-gasoline-blended fuels, *Atmospheric Environment* 38, 2004, pp. 7093-7100.
- [16] Al-Hasan M.: Effect of ethanol-unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emission, *Energy Conversion and Management* 44, 2003, pp. 1547-1561.
- [17] Li D., Zhen H., Xingcai L., Wu-gao Z., Jian-guang Y.: Physico-chemical properties of ethanol-diesel blend fuel and its effect on performance and emissions of diesel engines, *Renewable Energy* 30, 2005, pp. 967-976.
- [18] Can Ö., Çelikten I., Usta N.: Effects of etanol addition on performance and emissions of a turbocharged indirect injection diesel engine running at different injection pressures, *Energy Conversion and Management* 45, 2004, pp. 2429-2440.
- [19] He B-Q., Shuai S-J., Wang J-X., He H.: The effect of ethanol blended diesel fuels on emissions from a diesel engine, *Atmospheric Environment* 37, 2003, pp. 4965-4971.
- [20] Hsieh W-D., Chen R-H., Wu T-L., Lin T-H.: Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels, *Atmospheric Environment* 36, 2002, pp. 403-410.
- [21] Bayraktar H.: Theoretical investigation of flame propagation process in an SI engine running on gasoline-ethanol blends, *Renewable Energy* 32, 2007, pp. 758-771.
- [22] Xing-cai L., Jian-guang Y., Wu-gao Z., Zhen H.: Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high speed diesel engine fueled with ethanol-diesel blend fuel, *Fuel* 83, 2004, pp. 2013-2020.
- [23] He B-Q., Wang J-X., Hao J-M., Yan X-G., Xiao J-H.: A study on emission characteristics of an EFI engine with ethanol blended gasoline fuels, *Atmospheric Environment* 37, 2003, pp. 949-957.
- [24] Ajav A.E., Singh B., Bhattacharya T.K.: Experimental study of some performance parameters of a constant speed stationary diesel engine using ethanol-diesel blends as fuel, *Biomass and Bioenergy* 17, 1999, pp. 357-365.
- [25] Chen H., Shuai S-J., Wang J-X.: Study on combustion characteristics and PM emission of diesel engines using ester-ethanol-diesel blended fuels, *Proceedings of the Combustion Institute* 31, 2007, pp. 2981-2988.
- [26] Qi D-H., Liu Sh-Q., Liu J-C., Zhang Ch-H., Bian Y-Zh.: Properties, performance, and emissions of methanol-gasoline blends in a spark ignition engine, *Automobile Engineering* Vol. 219 Part D, 2004.
- [27] Kára J.: Biofuels with content of bioethanol for diesel engines, *Institut of Agricultural Engineering, Praha* 2005.

Mr. Jerzy Larisch, DEng. – doctor in the Department of Internal Combustion Engines and Vehicles at Technical University of Bielsko-Biała.

*Dr inż. Jerzy Larisch – adiunkt w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.*

e-mail: [jarisch@ath.bielsko.pl](mailto:jarisch@ath.bielsko.pl)



Mr. Zdzisław Stelmasiak, DSc, DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Sciences at Technical University of Bielsko-Biała.

*Dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.*

e-mail: [zstelmasiak@ath.bielsko.pl](mailto:zstelmasiak@ath.bielsko.pl)



Mr. Janusz Semikow, MEng. – postgraduate in the Department of Internal Combustion Engines and Vehicles at Technical University of Bielsko-Biała.

*Mgr inż. Janusz Semikow – doktorant w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.*

e-mail: [jsemikow@poczta.onet.pl](mailto:jsemikow@poczta.onet.pl)



Robin VANHAELST  
Werner HENTSCHEL  
Christian MÜLLER  
Jakub CZAJKA

PTNSS-2009-SS2-C096

## Development of an optical swirl sensor for DI-diesel engines

*In this paper the systematic development of an optical swirl sensor to measure the swirl ratio in an operating serial turbocharged DI-diesel engine is described. The optical sensor detects the visible light of the combustion, in particular the emission of the sooting flame in a wavelength range from 600 nm up to 1000 nm. The acceptance angle is so small that the soot clouds from every spray can be detected as they are being turned under the optical sensor by the swirling flow. In a first part the new optical probe method was validated on a transparent engine by comparison with high speed video recordings. In the second part several hardware variations were made on a serial DI-diesel engine which was equipped with a variable swirl valve. The influence of the opened- and closed swirl valve constellation and the piston geometry on the swirl ratio was measured with the optical probe technique. The results were compared with a zero dimensional simulation model. There was a good agreement between the swirl measurements and the 0D-model. The optical swirl sensor has proven to be a powerful tool to optimise the combustion process. Without any modifications on the cylinder head, the effect of application parameters and hardware parts on the swirl strength can be quantified for all engine loads and speeds.*

Key words: swirl flow, direct-injection diesel engine, optical measurement techniques

### Rozwój optycznego czujnika zawirowania do silników o ZS z wtryskiem bezpośrednim

*W artykule opisano rozwój optycznego czujnika zawirowania, który jest wykorzystywany do pomiarów stopnia zawirowania w pracującym silniku o ZS z wtryskiem bezpośrednim i turbodoładowaniem. Czujnik optyczny rejestruje widzialne światło spalania, w szczególności promieniowanie sadzy w płomieniu dyfuzyjnym w zakresie długości fali od 600 do 1000 nm. Kąt obserwacji czujnika optycznego jest wystarczająco mały do wykrycia ruchu obłoku promieniującej sadzy wywołanego przez zawirowanie ładunku w cylindrze, dla każdej strugi wtryskiwanego paliwa. W początkowej części artykułu nowa metoda badań czujnikiem optycznym została zweryfikowana na silniku transparentnym przez porównanie z wynikami obserwacji ruchu płomienia zarejestrowanymi za pomocą szybkiego filmowania. W dalszej części artykułu przedstawiono kilka zmian konstrukcyjnych wykonanych na seryjnym silniku o ZS typu DI, który został wyposażony w zawór wytwarzający zmienne zawirowanie obwodowe. Wpływ otwierania i zamykania tego zaworu oraz geometrii korony tłoka na stopień zawirowania ładunku określono przy wykorzystaniu techniki pomiarów optycznych. Otrzymane wyniki porównano z wynikami symulacji uzyskanymi dla modelu 0-wymiarowego. Stwierdzono zgodność wyników pomiarów zawirowania i symulacji modelu OD. Optyczny czujnik zawirowania okazał się przydatnym narzędziem do optymalizowania procesu spalania. Wpływ parametrów regulacyjnych oraz elementów konstrukcyjnych na stopień zawirowania może być wyznaczony dla całego zakresu obciążenia i prędkości obrotowej silnika bez jakichkolwiek modyfikacji konstrukcyjnych głowicy silnika.*

Słowa kluczowe: przepływ wirowy, silnik z wtryskiem bezpośrednim, techniki pomiarów optycznych

### 1. Introduction

The amount of soot at a certain  $\text{NO}_x$ -level formed during the combustion process in DI-diesel engines is governed by the interaction of the swirling flow with the high pressure fuel injection. The optimal swirl level in every load point is required to fulfil present and future legislative requirements.

The engine is equipped with a variable swirl valve, which allows varying the swirl intensity. When the swirl valve is closed, only the tangential intake port is through-flowed and a very high swirling flow is induced. The swirl valve can be opened continuously. When both intake ports are open, only a low swirl is generated. In Fig. 1 the EGR-trades for the load point at 1500 rpm and a mean effective pressure of 3 bar, which is characteristic for the first phase in the European driving cycle, for different swirl valve posi-

### 1. Wstęp

Ilość sadzy przy pewnym poziomie emisji  $\text{NO}_x$  powstającej podczas procesu spalania wynika z interakcji pomiędzy przepływem wirowym czynnika a wysokociśnieniowym wtryskiem paliwa. Do zapewnienia obecnych i przyszłych wymagań normatywnych niezbędne jest zapewnienie optymalnego zawirowania ładunku w każdym punkcie pracy silnika.

Silnik wyposażono w zawór do regulacji zawirowania, który umożliwia różnicowanie jego intensywności. Kiedy zawór zawirowujący jest zamknięty, przepływ następuje tylko przez styczny kanał dolotowy i tworzy się silne zawirowanie obwodowe. Zawór zawirowujący może pozostać stale otwarty. Gdy oba zawory dolotowe są otwarte, wytwarzane jest tylko słabe zawirowanie.

Na rysunku 1 można zaobserwować przebiegi recykulacji spalin (EGR) dla różnego położenia zaworu zawirow-

tions are shown. In the  $\text{NO}_x$ -soot trade of Fig. 1, the immense influence of the swirl valve position can be seen. The soot emissions can be reduced from 1.1 to 0.18 at a  $\text{NO}_x$ -level of 50 ppm by closing the swirl valve. The hydrocarbon and carbon monoxide emissions increase by closing the swirl valve. The specific fuel consumption shows little reaction by closing the swirl valve, only at the completely 2 closed swirl valve position there is a very large increase of the specific fuel consumption. When the swirl valve is closed from the  $60^\circ$  to the  $90^\circ$ -position and the swirl number after Toppelmann [1] is increased from 0.6 to 0.9, the soot emissions can be reduced from 0.5 to 0.18. The disadvantage of the higher swirl intensity can be seen in Fig. 2. The specific fuel consumption is increased by an almost  $15 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ . Such deterioration usually leads to a fuel increase of 0.1 l up to 0.3 l in the European driving cycle.

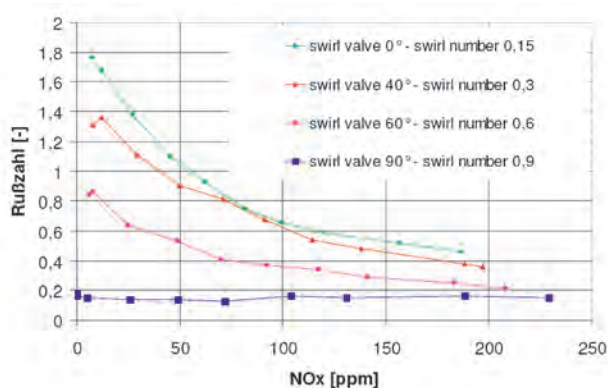


Fig. 1. Effect of a swirl and EGR variation at 1500 rpm and  $p_{me} = 3$  bar on the  $\text{NO}_x$  and soot emissions

Rys. 1. Wpływ zawirowania i zmiany stopnia recyrkulacji spalin (EGR) na emisję  $\text{NO}_x$  i sadzy przy prędkości obrotowej 1500 obr/min i średnim ciśnieniu użytecznym  $p_{me} = 3$  bary

These measurements show the conflict between the reduction of the exhaust gas emissions and fuel consumption. For future diesel engines a better compromise between the  $\text{NO}_x$  emissions and the fuel consumption is necessary since the  $\text{CO}_2$  emissions will also be limited to  $130 \text{ g/km}$  in the year 2014 [2]. Therefore, new measurement methods which allow detailed insights in the governing processes are needed. A contribution to this demand is the development of the so called "optical swirl sensor".

## 2. Definition and mathematical modelling of the swirl ratio

### 2.1. General remarks

Swirl measurements have become an established process in the development of diesel engines. Usually, the swirl flow induced from the intake ports of a cylinder head is determined. The charge motion in the cylinder is very complex. Simplified it can be described by the swirl or tumble number. The model presented in this article computes the swirl development during the induction stroke. It also calculates the swirl modification during the compression stroke. The model considers the influence of the camshaft (valve

wującego przy obciążeniu częściowym silnika, prędkości obrotowej 1500 obr/min i średnim ciśnieniu użytecznym 3 bary, które jest charakterystyczne dla pierwszej fazy Jezdnego Cyklu Europejskiego.

Na krzywej zależności  $\text{NO}_x$ -sadza (rys. 1) można zaobserwować ogromny wpływ położenia zaworu zawirowującego. Emisja sadzy może być zredukowana przez zawór zawirowania, który pozwala na zmianę zawirowania od 1,1 do 0,18 dla  $\text{NO}_x$  na poziomie 50 ppm przez domknięcie zaworu. Emisja węglowodorów i tlenku węgla wzrasta wraz z dymkaniem zaworu zawirowującego. Przebieg jednostkowego zużycia paliwa wykazuje tylko nieznaczną wrażliwość na domknięcie zaworu zawirowującego, a tylko przy jego całkowitym zamknięciu występuje bardzo duży wzrost jednostkowego zużycia paliwa. Kiedy zawór zawirowujący jest zamykany od pozycji  $60^\circ$  do  $90^\circ$ , a liczba wirowa wg Toppelmanna [1] zwiększa się od 0,6 do 0,9, wtedy emisja sadzy może ulec zmniejszeniu od 0,5 do 0,18. Wada zwiększonej intensywności zawirowania jest widoczna na rys. 2. Jednostkowe zużycie paliwa wzrasta wówczas o prawie  $15 \text{ g/kW}\cdot\text{h}$ . Takie pogorszenie zwykle prowadzi do zwiększenia zużycia paliwa od 0,1 aż do 0,3 w europejskim cyklu jezdnym.

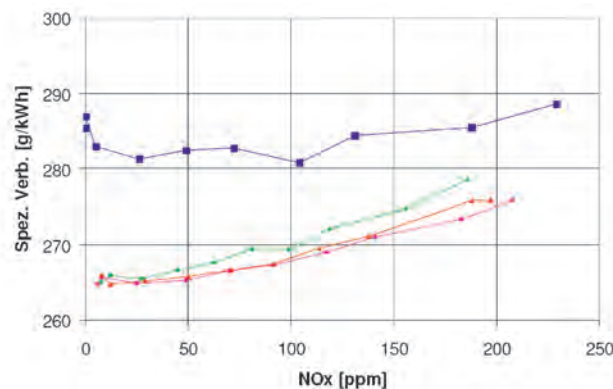


Fig. 2. Effect of a swirl and EGR variation at velocity 1500 rpm and  $p_{me} = 3$  bar on the  $\text{NO}_x$  emissions and the specific fuel consumption

Rys. 2. Wpływ zawirowania i zmiany stopnia recyrkulacji spalin (EGR) na emisję  $\text{NO}_x$  i jednostkowe zużycie paliwa przy prędkości obrotowej 1500 obr/min i średnim ciśnieniu użytecznym  $p_{me} = 3$  bary

Z powyższego wynika sprzeczność między redukcją emisji związków toksycznych a zużyciem paliwa. Dla przyszłych silników o ZS konieczne jest poszukiwanie kompromisu pomiędzy emisją  $\text{NO}_x$  a zużyciem paliwa, ponieważ w 2014 r. emisja dwutlenku węgla będzie ograniczona do  $130 \text{ g/km}$ . Z tego powodu potrzebne są nowe metody badawcze, które pozwolą na szczegółowy wgląd w zarządzanie procesem spalania. Koniecznym wkładem do zarządzania procesem jest rozwój tzw. optycznego czujnika zawirowania.

## 2. Definicje i modelowanie matematyczne stopnia zawirowania

### 2.1. Uwagi ogólne

Pomiar zawirowania obwodowego (typu *swirl*) w silniku o ZS stał się zasadniczym pomiarem w rozwoju silników o ZS. Przeważnie bada się zawirowanie obwodowe wywoły-

lift timing), the crankshaft kinematics and the piston bowl geometry. This allows a comparison between measured and simulated swirl numbers.

## 2.2. Swirl measurement

Steady state test rigs are used for swirl measurement. A common technique uses a paddle wheel mounted on the cylinder axis. The measured quantity is the rotation speed of the paddle. Another possibility is to use an impulse swirl meter to determine the total torque induced in the cylinder. This technique has superseded the paddle wheel and is therefore used to give the start values for swirl computation during induction stroke [1]. In general, the swirl number is defined as [3]:

$$D = \frac{\omega_{\text{air}}}{\omega_{\text{engine}}} = \frac{\omega_{\text{air}}}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (1)$$

Since the engine speed  $n$  is known, one has to compute the angular velocity  $\omega_{\text{air}}$ . With the assumption of a solid body rotation, the angular velocity can be written as:

$$\omega_{\text{air}} = \frac{2 \cdot M}{\dot{V} \cdot \rho \cdot r^2} = \frac{8 \cdot M}{\dot{m} \cdot d^2} \quad (2)$$

In general, the result of a swirl measurement is the torque which is also dependent of the valve lift. In order to model the swirl generation in the cylinder with more accuracy, the torque and the mass flow rate values have to be determined for the complete valve lift curve. To do so, equation (2) has to be changed in:

$$\omega_{\text{air}} = \frac{8}{d^2} \cdot \frac{\int_{\text{IVO}}^{\text{IVC}} M \cdot d\alpha}{\int_{\text{IVO}}^{\text{IVC}} \dot{m} \cdot d\alpha} = \frac{8}{d^2} \cdot \frac{\sum_{\text{IVO}}^{\text{IVC}} M \cdot \Delta\alpha}{\sum_{\text{IVO}}^{\text{IVC}} \dot{m} \cdot \Delta\alpha} \quad (3)$$

During the compression stroke it is possible to model the swirl evaluation with or without friction losses. For simplification the following derivations neglect friction. Then, the conservation law of angular momentum yields:

$$\frac{dL}{dt} = 0 \quad (4)$$

$$L = \text{const.}$$

The angular momentum  $L$  is defined as:

$$L = J_{\text{air}} \cdot \omega_{\text{air}} = \text{const} \quad (5)$$

$$J_1 \cdot \omega_1 = J_2 \cdot \omega_2$$

Since the charge motion is modelled without friction, there is no change in angular momentum. The angular velocity increases because the moment of inertia of the rotating air is decreasing as the piston moves from bottom dead centre to top dead centre. Therefore, we have to compute, the change of inertia over the crank angle from BDC to TDC.

wane przez kanały dolotowe w głowicy. Ruch ładunku w cylindrze jest bardzo złożony. Upraszczając, może on być opisany przez liczbę wirową dla zawirowania obwodowego (typu *swirl*) lub beczkowego (typu *tumbel*). Model zaprezentowany w tym artykule pozwala obliczyć powstawanie zawirowania podczas suwu dolotu. Umożliwia obliczanie zmiany zawirowania w czasie suwu sprężania. Model uwzględnia wpływ rozrządu (wzniosu zaworu dolotowego), kinematyki wałka rozrządu oraz geometrii komory spalania na zawirowanie. To pozwoliło na porównanie otrzymanych wyników z symulacji z wynikami badań empirycznych.

## 2.2. Pomiar zawirowania obwodowego

Do pomiaru zawirowania obwodowego posłużyło stacjonarne stanowisko badawcze. Powszechnie jest stosowane stanowisko z anemometrem skrzydełkowym montowanym w osi cylindra. Wielkością mierzoną jest prędkość obrotu skrzydełek anemometru. Innym sposobem pomiaru tego zawirowania jest użycie miernika impulsowego do określenia całkowitego momentu wirowania wytworzonego w cylindrze. Ta technika wypiera pomiar za pomocą anemometru skrzydełkowego i daje możliwość obliczenia zawirowania w suwie dolotu [1]. Ogólnie liczba wirowa jest definiowana jako (1) [3].

Gdy znana jest prędkość obrotowa silnika  $n$ , należy obliczyć prędkość kątową  $\omega_{\text{air}}$ . Przyjmując założenie obrotu ciała sztywnego, prędkość kątową  $\omega_{\text{air}}$  przyjmuje postać (2).

Ogólnie, wynikiem pomiaru zawirowania jest moment obrotowy, który zależy od wzniosu zaworu. W celu modelowania powstawania zawirowania obwodowego z większą dokładnością model obrotowy i prędkość przepływu czynnika przez zawór należy określić dla całkowitego skoku zaworu. W tym celu należy równanie (2) przekształcić do postaci (3).

W czasie suwu sprężania możliwe jest modelowanie powstawania zawirowania obwodowego ze stratami lub bez strat tarcia. W celu uproszczenia pominięto wpływ tarcia i poniższa pochodna zaniedbuje tarcie. Wówczas równanie zachowania momentu kąowego przyjmuje postać (4).

Kręt definiuje się jako równanie (5).

W czasie ruchu ładunku zamodelowanego bez tarcia nie występują zmiany krętu. Prędkość kątową wzrasta, ponieważ moment bezwładności wirującego powietrza zmniejsza się w czasie ruchu tłoka z dolnego martwego punktu (DMP) do górnego martwego punktu (GMP). Dlatego trzeba obliczyć zmiany bezwładności ładunku w funkcji obrotu wału korbowego z DMP do GMP.

Moment bezwładności wirującego powietrza, zgodnie z rys. 3, wynosi (6).

Na rysunku 4 przedstawiono przebieg powstawania wiru obwodowego w czasie suwów dolotu i sprężania. Od DMP do GMP moment bezwładności zmienia się o współczynnik  $(d_m/d)^2$ . Dlatego prędkość kątową  $\omega_{\text{air}}$  wzrasta o wartość współczynnika  $(d/d_m)^2$ . W pracującym silniku obserwowany wzrost zawirowania obwodowego jest mniejszy ze względu na tarcie na ściankach cylindra oraz w wyniku wpływu innych czynników.

W przyszłości model będzie uwzględniać tarcie na ściankach cylindra w czasie suwu sprężania. W takich warunkach równanie (4) przybierze postać (7).

The moment of inertia of the rotating air according to the Fig. 3 becomes:

$$J_i = J_{BDC} \cdot \frac{x_i \cdot \left(\frac{d_m}{d_z}\right)^4}{\frac{x_i}{h} \cdot \left(\frac{d_m}{d_z}\right)^2} \quad (6)$$

Figure 4 shows the swirl evaluation during induction and compression stroke. From BDC to TDC the moment of inertia changes with the factor  $(d_m/d_z)^2$ . Therefore, the angular velocity  $\omega_{air}$  increases by the factor  $(d_z/d_m)^2$ . In an operating engine the observed increase in swirl is less due to wall friction and other factors.

In the future the model will consider wall friction during compression stroke. Under this condition equation (4) becomes:

$$\frac{dL}{dt} = -M_r \quad (7)$$

Looking at equation (7) the angular moment is no longer constant. The friction moment has to be calculated with respect to the time. The transformation of equation (7) leads to:

$$\frac{d(J \cdot \omega)}{dt} = -M_r \quad (8)$$

$$J_i \cdot \omega_i = -\int M_r \cdot dt + J_{i+1} \cdot \omega_{i+1}$$

This equation has to be solved iterative, because the term  $M_r$  depends on the angular velocity  $\omega$ . Results of the advanced model will be presented in the future.

### 3. The optical swirl measurement system

The optical swirl measurement system is derived from the Kistler 2-color method system, which is available on the market [4]. The system is adapted to measure the swirling flow in the combustion chamber.

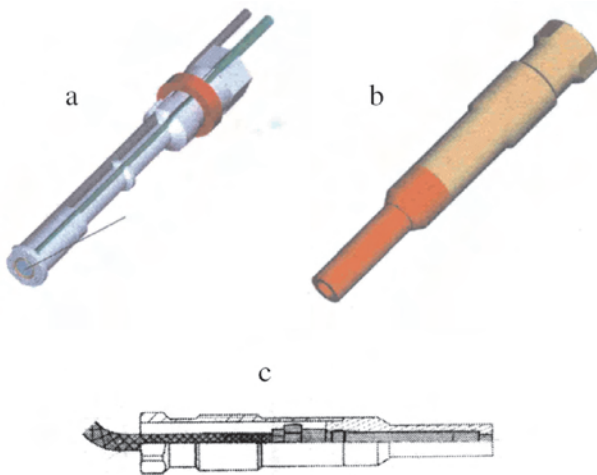


Fig. 5. The optical swirl sensor: (a) optical fibre with quartz glass window, (b) adapter, (c) the sensor mounted in the adapter

Rys. 5. Optyczny czujnik pomiaru zawirowania obwodowego: (a) światłowód z oknem kwarcowym, (b) adapter, (c) czujnik zamontowany w adapterze

Z równania (7) wynika, że kręt nie jest już stały. Moment tarcia należy obliczyć w zależności od czasu. Przekształcenie równania (7) prowadzi do równania (8).

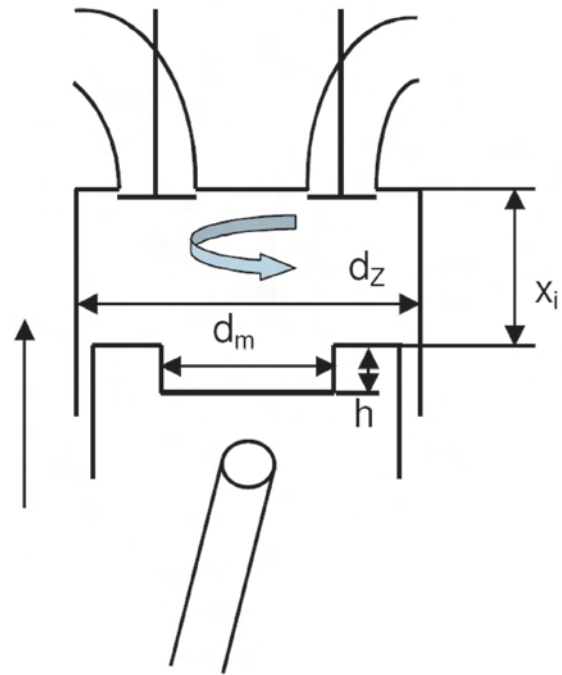


Fig. 3. Swirl modification during compression stroke  
Rys. 3. Zawirowanie obwodowe ładunku podczas suwu sprężania

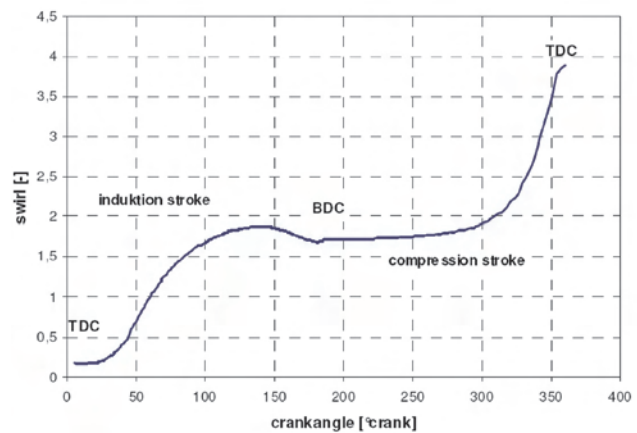


Fig. 4. Computed swirl number during induction and compression stroke  
Rys. 4. Obliczona wartość liczby wirowej podczas suwów dolotu i sprężania

To równanie musi być rozwiązane metodą iteracyjną, ponieważ wielkość  $M_r$  zależy od prędkości kątowej  $\omega$ . Rezultaty w ten sposób rozszerzonego modelu będą przedstawione w przyszłości.

### 3. Optyczny system pomiaru zawirowania

Optyczny system pomiaru zawirowania obwodowego został rozwinięty z systemu badań metodą dwubarwową, firmy Kistler, który jest osiągalny w handlu [4]. System ten przystosowano do pomiaru przepływu obwodowego w komorze spalania.

The technical specifications of the components are described in [5]. The swirl sensor operates motionless and doesn't interfere with the combustion process. The miniaturised optical sensor shown in Fig. 5a is mounted in an adapter (Fig. 5b) and placed in the glow plug bore of the engine and replaces the standard glow plug. The complete measurement system is shown in Fig. 6. The measurement system consists of a front end quartz glass lens (a) and an optical fibre (b) to lead the light to an optical detector unit (c). The optical detector unit is a photo diode which transforms the emitted light intensity into an electrical current. This signal is recorded by the data acquisition system Indicom (d). The optical sensor detects the visible and near infrared light of the combustion, in particular the emission of the sooting flame in a wavelength range from 600 nm up to 1000 nm.

Specyfikacja techniczna elementów systemu została opisana w pracy [5]. Optyczny czujnik zawirowania nie ma elementów ruchomych i nie wpływa na przebieg procesu spalania. Zminiaturyzowany czujnik zawirowania przedstawiony na rys. 5a jest zamontowany w adapterze (rys. 5b) i umieszczony w otworze świecy żarowej, zastępując w silniku standardową świecę żarową. Kompletny system pomiarowy przedstawiono na rys. 6. System pomiarowy składa się z soczewki ze szkła kwarcowego (a) oraz światłowodu (b), który prowadzi światło do optycznego detektora światła (c). Optyczny detektor światła jest wyposażony w fotodiody, które przetwarzają emitowaną intensywność światła na prąd elektryczny. Sygnał prądowy jest zapisywany w systemie akwizycji danych Indicom (d). Czujnik optyczny wykrywa promieniowanie światła widzialne i w

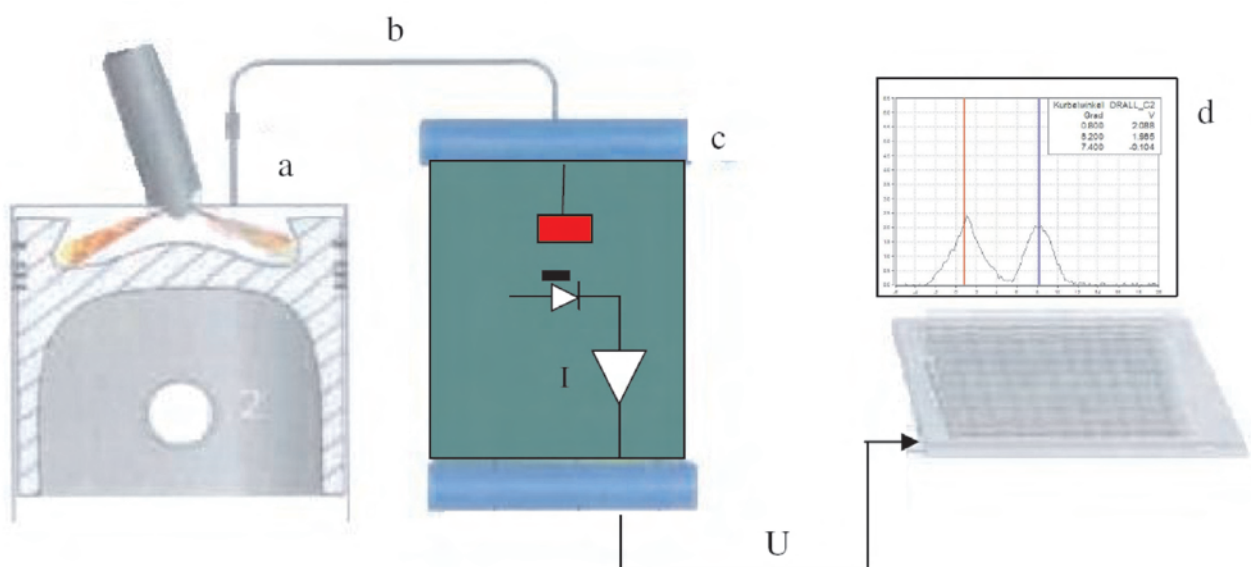


Fig. 6. The optical swirl system with: (a) swirl sensor, (b) optical fibre, (c) optical signal amplifier, (d) data acquisition system

Rys. 6. Optyczny system pomiaru zawirowania obwodowego: (a) czujnik zawirowania, (b) światłowód, (c) optyczny detektor światła, (d) system akwizycji danych

The acceptance angle had to be reduced to an absolute minimum. In this way it is possible to correlate a signal intensity peak with a single sooting coil. The design of the optical glass lens in combination with a suitable adapter allowed realising an acceptance angle of about 1 degree.

The system was adapted in order to obtain the maximum light intensity of the sooting flames. Therefore, the optical filters of the standard system were removed and the broadband light emissions in the visible range were captured. The signal intensity could be increased significantly in this way.

Due to the small acceptance angle the soot clouds from every spray can be detected as they are being turned under the optical sensor by the swirling flow. At high swirl, the single-cycle signal trace shows a high first maximum during the flame development and two or three succeeding smaller relative maxima when the soot clouds from windward neighbouring sprays passes the detection cone of the sensor.

zakresie bliskiej podczerwieni, szczególnie promieniowanie płomieni dyspersyjnych w silniku w zakresie długości fali od 600 do 1000 nm.

Kąt obserwacji czujnika musiał być ograniczony do minimum. W ten sposób jest możliwe skorelowanie piku sygnału otrzymywanego z czujnika z powstałymi w komorze spalania obłokami sadzy. Konstrukcja soczewki w powiązaniu z odpowiednim adapterem pozwoliła na uzyskanie właściwego kąta obserwacji, który wynosił około 1°.

System został przystosowany do uzyskiwania maksymalnej intensywności światła płomienia dyspersyjnego palącej się sadzy. Dlatego optyczne filtry, które występują w standardowym systemie zostały usunięte, a rejestrowano światła widzialne w całej szerokości widma. W ten sposób można było znacząco wzmocnić intensywność sygnału.

Ze względu na mały kąt obserwacji możliwe jest wykrycie obłoku płomienia sadzy powstającego w każdej strudze

In the Figure 7 an image of the combustion chamber shows the sooting flames, the sensor position, the geometric angle between the coils and the swirl direction. The single sooting spray coils, who have their origin in the injector nozzle holes, can be seen very clearly. The sooting flames are detected as they pass the narrow observation area of the optical sensor. The emitted light intensity increases rapidly, as the sooting flame passes the detector.

Since the light intensity is proportional to the current, a peak in the measured signal trace can be observed. When more than one burning spray coil passes the detector, more peaks are detected. With the aid of the high resolution data acquisition system the time lap for two coils to pass the swirl sensor can be recorded, this is shown in Fig. 8.

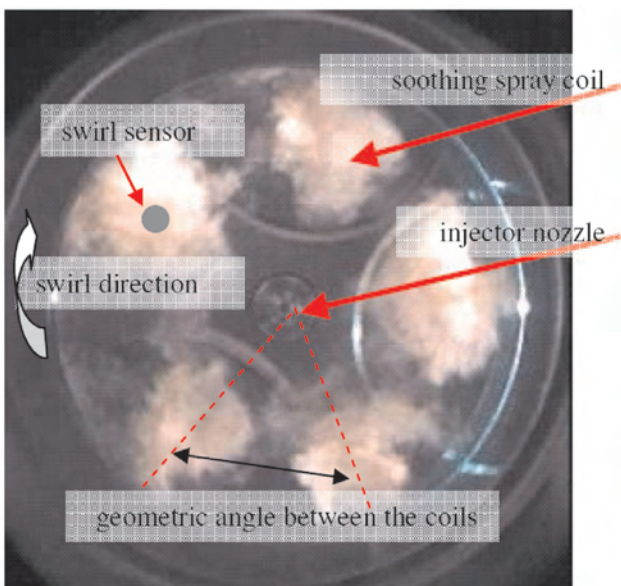


Fig. 7. Image of the combustion chamber showing the sooting flames, the sensor position, the geometric angle between the coils and the swirl direction

Rys. 7. Zdjęcie komory spalania pokazujące "chmury" płomienia sadzy, pozycję czujnika optycznego, kąt geometryczny między wtryskiwanymi strugami paliwa i kierunek zawirowania

When the time period between two signal peaks is known, as well as the geometric angle between the spray coils, then the swirl ratio can be calculated by the equation:

$$S = \frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\text{geometric angle between the injector holes [deg]}}{\text{time period between two peaks [deg]}} \quad (9)$$

The geometric angle between the coils is a production feature of the injector nozzle and can be determined from the construction drawings.

#### 4. Validation of the swirl sensor on an optical engine

The optical probe system has been validated on an "optical engine", an engine with optical access to the combustion

wtryskiwanego paliwa, który zaczyna obracać się w wyniku panującego zawirowania w cylindrze w obszarze detekcji czujnika. Przy bardzo silnym zawirowaniu obwodowym przebieg sygnału z pojedynczego cyklu wykazuje dużą wartość pierwszego maksimum podczas rozprzestrzeniania się płomienia oraz dwa lub trzy następne mniejsze maksima o niższym poziomie, powstające w wyniku przemieszczania się powstałych sąsiednich obłoków płomienia sadzy, które przemieszczają się w stożku detekcji czujnika.

Zdjęcie komory spalania na rys. 7 pokazuje "chmury" płomienia sadzy, pozycję czujnika optycznego, kąt geometryczny między wtryskiwanymi strugami paliwa oraz kierunek zawirowania. Pojedyncze obłoki płomienia sadzy, które mają swój początek na wylocie z otworka wtryskiwacza, mogą być łatwo zaobserwowane. Obłoki płomienia sadzy są wykrywane wówczas, kiedy zakryją wąski obszar detekcji pod czujnikiem optycznym. Emitowana intensywność światła wzrasta gwałtownie w chwili przemieszczania się obłoku płomienia pod czujnikiem.

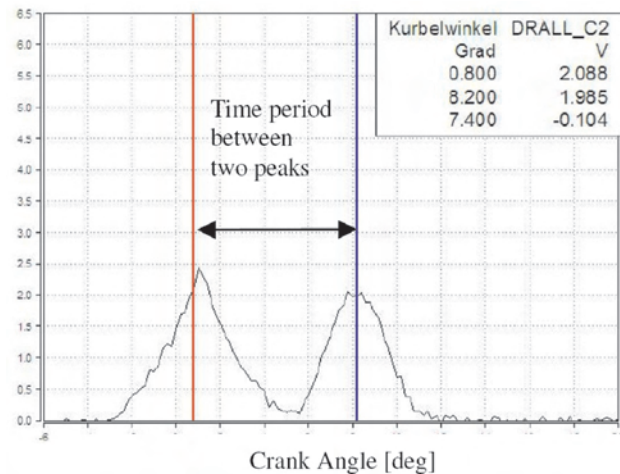


Fig. 8. The measured signal of the optical swirl sensor with the time period between the two signal peaks

Rys. 8. Sygnał pomiarowy z czujnika optycznego w okresie pomiędzy dwoma pikami sygnału

Ponieważ intensywność promieniowania światła jest proporcjonalna do prądu elektrycznego, możliwa jest obserwacja piku rejestrowanego sygnału. Gdy więcej niż jeden palący się rdzeń strugi paliwa przesuwa się pod czujnikiem, rejestruje się więcej skoków wartości sygnału. W połączeniu z dużą rozdzielczością czasową rejestracji może być zarejestrowany czas przejścia dwóch strug płonącego paliwa, jak to pokazano na rys. 8.

Gdy jest znany czas między dwoma impulsami sygnału oraz znany jest kąt geometryczny między strugami wtryskiwanego paliwa, możliwe jest określenie stopnia zawirowanie obwodowego zgodnie ze wzorem:

$$S = \frac{\omega_s}{\omega_E} = \frac{\text{kat geometryczny między otworami wtryskowymi [deg]}}{\text{czas między dwoma sygnałami [deg]}} \quad (9)$$

chamber via a quartz glass window in the bottom of the piston bowl and by a mirror inserted into the piston from the side. The principal design of the optical DI-diesel engine was outlined in more detail in a previous paper by Hentschel [6]; the validation procedure should be described here just briefly. For a deeper view on the validation results refer to Hentschel et al. [7] or Czajka et al. [8].

Different optical techniques have been used to analyse the development of the in-cylinder swirl flow. Firstly, a particle image velocimetry (PIV) system was applied to the research engine and the swirl flow development during intake and compression stroke was measured. The engine was motored and the measurements were performed in a plane parallel to the cylinder head and about 10 mm below it. Measurements close to TDC were not possible later than 30 deg CA before TDC because at that time, due to compression, the temperature inside the combustion chamber was so high that all types of oil seeding evaporate. The field of view is located above the piston crown and contains both the piston bowl and part of the squish area. PIV was used to analyse the in-cylinder intake flow and the development of the swirl on a cycle-averaged basis [10]. As shown in Fig. 9 a well defined swirl flow field is developed at 90 deg CA before TDC. It looks very similar to a solid body rotation.

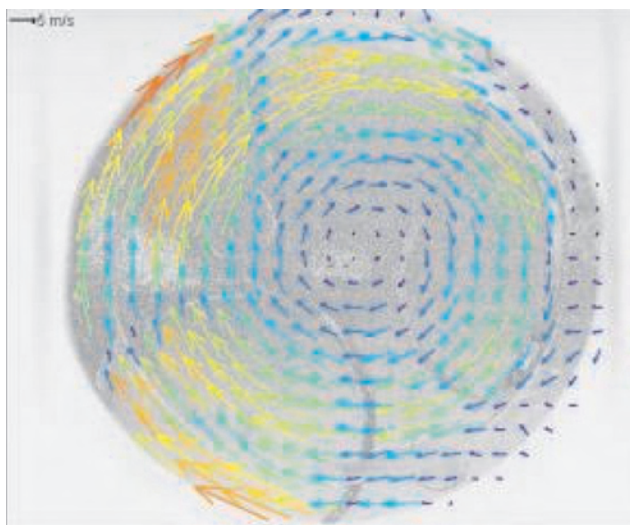


Fig. 9. Fully developed swirl flow during compression stroke

Rys. 9. Całkowicie ukształtowany wir obwodowy podczas suwu dolotu

Secondly, a high-speed video (HSV) technique with a framing rate of one frame per deg CA of the engine is applied to record both the flame propagation and the movement of soot clouds in the swirl flow inside and above the bowl-shaped combustion chamber. The setup for HSV is sketched in Fig. 10. A modern colour HSV CMOS camera with a high spatial and temporal resolution was used to get one frame per deg CA at the required engine speeds. A typical sequence of HSV frames taken in a single engine cycle is shown in Fig. 11. Every second frame of the video sequence has been skipped in the presentation. The influence of the in-cylinder swirl on the movement of the soot clouds can be clearly seen.

Geometryczny kąt między strugami wtryskiwanego paliwa jest parametrem konstrukcyjnym rozpylacza i jest określany z rysunków konstrukcyjnych.

#### 4. Kalibracja czujnika optycznego na silniku transparentnym

System optycznego czujnika poddano kalibracji na silniku transparentnym, silniku z dostępem optycznym do komory spalania przez okno kwarcowe umieszczone w koronie tłoka i przez lustro wstawione do środka przedłużonego tłoka. Przykładowa konstrukcja silnika transparentnego o ZS z wtryskiem bezpośrednim została bardziej szczegółowo przedstawiona przez Hentschela [6]; procedura kalibracyjna tutaj będzie opisana skrótowo. Dokładniejszy wgląd w wyniki kalibracji można uzyskać w pracach Hentschela i in. [7] lub Czajki i in. [8].

Do analizy zawirowania obwodowego powstającego w cylindrze były wykorzystywane różne techniki optyczne. Przede wszystkim wykorzystano system PIV (*Particle Image Velocimetry*) w silniku badawczym do oceny powstawania zawirowania obwodowego podczas suwów dolotu i sprężania. Silnik był napędzany z zewnętrznego źródła energii, a pomiary przeprowadzono w płaszczyźnie równoległej do głowicy, ok. 10 mm poniżej niej.

Pomiary w pobliżu GMP nie były możliwe wcześniej niż 30° OWK przed GMP, ponieważ w tym czasie – w wyniku sprężania – temperatura wewnątrz komory spalania była tak wysoka, że powodowała odparowanie kropeł oleju tworzącego posiew. Pole obserwacji było zlokalizowane powyżej korony tłoka i obejmowało komorę spalania w tłoku oraz część przestrzeni wyciskającej tłoka. Metoda PIV była wykorzystana do analizy uśrednionego w ramach jednego cyklu przepływu do cylindra w czasie jego napełniania i powstawania zawirowania obwodowego [10]. Jak pokazano na rys. 9, wyraźnie określone zawirowanie obwodowe powstaje dla kąta 90° OWK przed GMP i wygląda podobnie do wirowania ciała stałego.

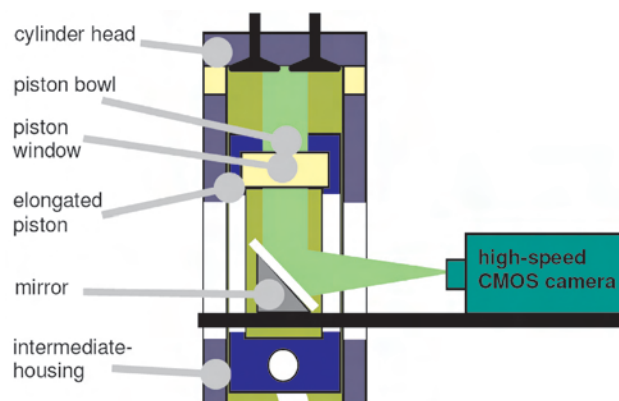


Fig. 10. Setup for high-speed video measurements on the DI diesel engine

Rys. 10. Schemat układu do badań na silniku o ZS z wtryskiem bezpośrednim

Następnie zastosowano technikę szybkiego filmowania HSV (*high-speed video*) z prędkością 1 klatki na 1 deg OWK

For a clearer separation of the flame clouds, a 5-hole injector was used for this visualisation. Succeeding frames are evaluated two-by-two by a full-field correlation in a polar-coordinate system to achieve the characteristic number of the swirl strength and its development during a single combustion cycle. Evaluation of the images is meaningful after auto-ignition and first flame development have finished and the resulting soot clouds move in the swirling flow field. At the end of combustion, about 40 deg CA after TDC, the soot is oxidised or cooled down and is no longer visible. The accuracy of this procedure is high enough to resolve even the light decrease in swirl strength during the engine cycle after TDC.

do nagrania zdjęć rozprzestrzeniania się płomienia i przemieszczania się chmur sadzy w wirującym polu wewnątrz i nad półkulistą komorą spalania. Schemat systemu HSV przedstawiono na rys. 10. Wykorzystano do tego nowoczesną kolorową kamerę HSV z przetwornikiem CMOS, zapewniającą dużą rozdzielczość przestrzenną i czasową w celu uzyskania jednego zdjęcia na jeden stopień obrotu wału korbowego przy wymaganej prędkości obrotowej silnika. Typową sekwencję zdjęć wykonanych kamerą HSV dla pojedynczego cyklu spalania pokazano na rys. 11. W przedstawionej sekwencji wykorzystano co drugie rejestrowane zdjęcie. Można zaobserwować wpływ zawirowania w cylindrze na ruch obłoków płomienia sadzy.

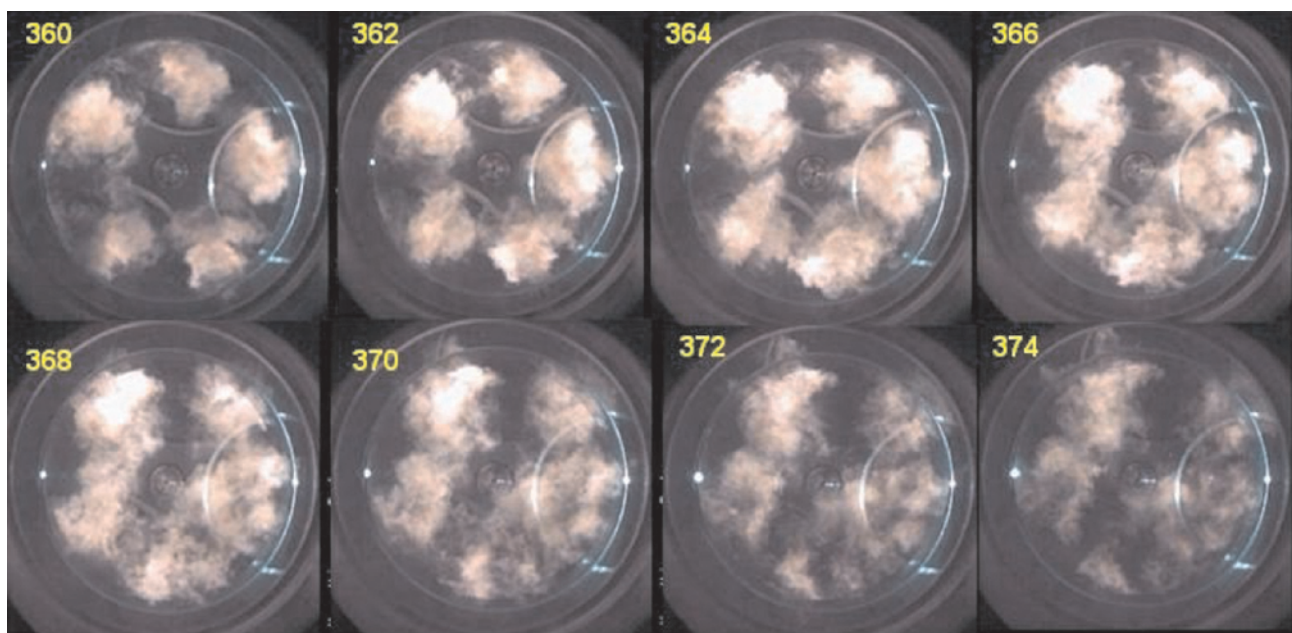


Fig. 11. HSV frames of swirling soot clouds in the engine cylinder, 5-hole injector; numbers indicate CA; 360 CA = TDC

Rys. 11. Zdjęcia typu HSV wirujących chmur palącej się sadzy w cylindrze silnika, 5-otwinkowy wtryskiwacz; liczby określają kąt OWK; 360 oznacza GMP

In the Figure 12 the three swirl results from the different optical measuring techniques, i.e. PIV, HSV and optical probe, are summarised. The simulated swirl ratio for every crank angle position is also included in the Fig. 12.

The real swirl in the cylinder differs from the solid body-type swirl assumed for the HSV correlation evaluations. The position of the optical probe is defined by the glow plug bore. At this location, the tangential flow component is slightly lower compared to the cylinder-averaged flow velocity. The positive results on the optical engine confirmed the functionality of the optical swirl sensor.

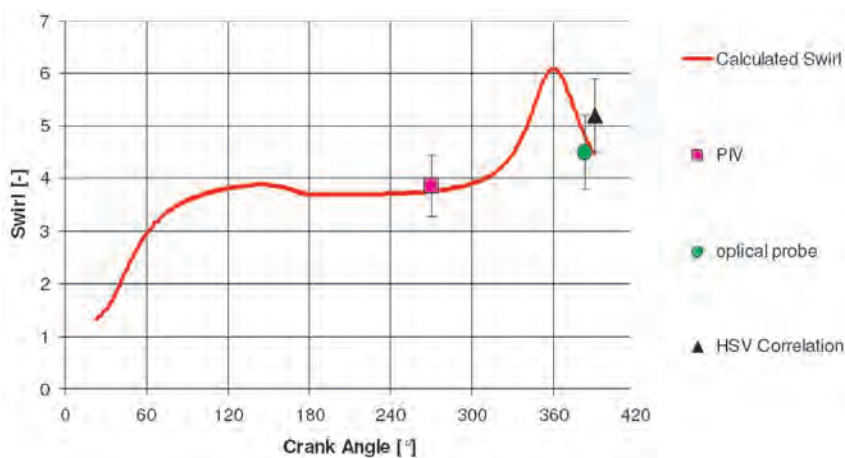


Fig. 12. Swirl flow development in an optical engine at 1200 rpm – numerical simulation and data achieved by different experimental techniques

Rys. 12. Zmiany zawirowania obwodowego w silniku optycznym przy prędkości obrotowej 1200 obr/min – symulacja numeryczna (calculated swirl) i wyniki uzyskana za pomocą różnych technik badawczych (PIV, czujnik optyczny, korelacja zdjęć HSV)

## 5. Experimental results

### 5.1. Test object

After a thorough validation of the optical swirl sensor on the optical engine, the sensor was applied on a full serial turbocharged DI-diesel engine. The engine used for the swirl investigation is based on a Volkswagen 2.0 l TDI® engine. The bore and stroke of the engine are 81 mm × 95.5 mm. The injection system is a common rail system with rail pressures up to 1600 bar, and the nozzle used is equipped with 8 injection holes. The engine was equipped with a variable swirl valve in the spiral intake port [11].

When the swirl valve is opened, both ports (the spiral and tangential port) are flown through. This leads to a high flow charge coefficient and a low swirl number. By closing the variable swirl valve, the intake charge is forced to flow through the tangential intake port, causing a higher swirl number. Since only one intake port is being operated, the charge coefficient is reduced in this case. The behaviour of the cylinder head was measured on the Tippelmann test rig [2]; the results are shown in Fig. 13 and 14.

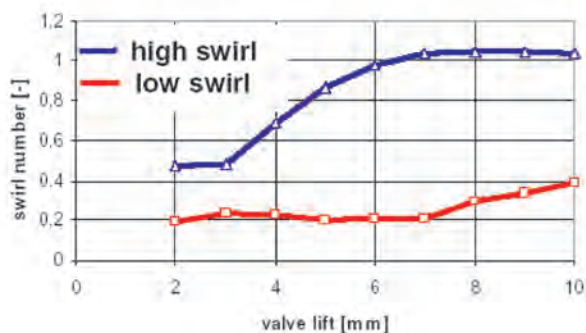


Fig. 13. Swirl number of the cylinder head from the steady-state Tippelmann test rig; blue line: high swirl case, red line: low swirl case

Rys. 13. Liczba wirowa określona na stanowisku badawczym Tippelmana; linia niebieska: przypadek dużego zawirowania, linia czerwona: przypadek małego zawirowania

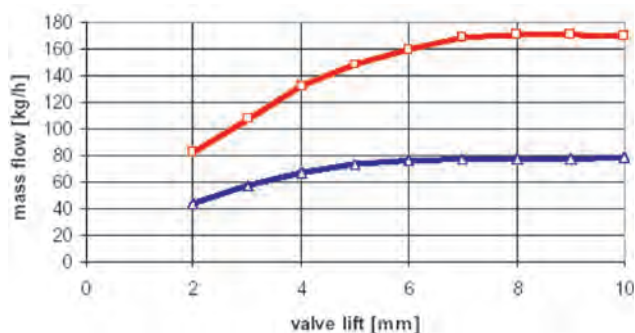


Fig. 14. Mass flow of the cylinder head from the steady-state Tippelmann test rig; blue line: high swirl case, red line: low swirl case

Rys. 14. Masowe natężenie przepływu określone na stanowisku badawczym Tippelmana; linia niebieska: przypadek dużego zawirowania, linia czerwona: przypadek małego zawirowania

Figure 13 shows the swirl number of the cylinder head from the steady-state Tippelmann test rig for the high swirl-

W celu lepszego rozdzielania obłoków palącej się sadzy do tej wizualizacji wykorzystano wtryskiwacz 5-otworkowy. Kolejne zdjęcia oceniano, porównując je między sobą przy zastosowaniu autokorelacji we współrzędnych biegunowych dla określenia charakterystycznej liczby wirowej i zmian jej wartości podczas pojedynczego cyklu spalania. Ocena zdjęć staje się możliwa po wystąpieniu samozapłonu i po ukształtowaniu się pierwszego płomienia, a wynikające z niego chmury sadzy przemieszczają się w wirującym ośrodku. W końcowej fazie spalania, około 40° OWK po GMP, następuje utlenienie sadzy lub jej oziębnienie i przestaje być widzialna. Dokładność opisanej procedury jest wystarczająco duża, mimo zmniejszenia się promieniowania w wirującym ośrodku w czasie trwania cyklu spalania po GMP.

Na rysunku 12 zestawiono trzy rodzaje wyników pomiarów zawirowania obwodowego otrzymane z wykorzystaniem różnych technik optycznych: PIV, HSV i optycznego czujnika. Ujęto na nim także symulację zawirowania dla każdej pozycji obrotu wału korbowego.

Rzeczywiste zawirowanie obwodowe panujące w cylindrze różni się od wirowania ciała stałego założonego w obliczeniach korelacyjnych zdjęć typu HSV. Pozycja czujnika optycznego wynika z położenia konstrukcyjnego otworu świecy żarowej. Takie położenie powoduje nieznaczne zmniejszenie składowej stycznej przepływu w porównaniu do średniej prędkości przepływu w całym cylindrze. Jednak pozytywne wyniki badań uzyskane na silniku transparentnym potwierdzają funkcjonalność czujnika zawirowania.

## 5. Wyniki badań

### 5.1. Obiekt badań

Po szczegółowych badaniach optycznego czujnika zawirowania przeprowadzonych na silniku transparentnym, czujnik zamontowano w silniku seryjnym turbodoładowanym z wtryskiem bezpośrednim o ZS. Silnik zastosowany w badaniach zawirowania opierał się na konstrukcji firmy Volkswagen 2.0 l TDI®. Średnica cylindra i skok tłoka wynoszą odpowiednio 81 mm × 95,5 mm. Systemem wtryskowym był układ *common rail* o maksymalnym ciśnieniu w akumulatorze 1600 bar, w którym zastosowano rozpylacz 8-otworkowy. Silnik był wyposażony w zawór w kanale spiralnym pozwalający na uzyskanie zróżnicowanego zawirowania obwodowego [11].

Gdy zawór w kanale spiralnym jest otwarty, powietrze przepływa przez kanał spiralny i styczny. To powoduje uzyskanie dużego współczynnika napełniania i małej liczby wirowej. W czasie zamykania zaworu w kanale spiralnym cały ładunek przepływa przez kanał styczny, wywołując uzyskanie dużej liczby wirowej. Wykorzystanie tylko jednego kanału dolutowego wywołuje zmniejszenie współczynnika napełniania. Badania wpływu wykorzystania kanałów dolutowych do napełniania cylindra przeprowadzono z wykorzystaniem stanowiska Tippelmana [2], uzyskane wyniki pokazano na rys. 13 i 14.

Rysunek 13 przedstawia wartości liczby wirowej uzyskane z badań głowicy na stanowisku Tippelmana dla przypadków dużego i małego zawirowania. Rysunek 14

and the low swirl case. The Figure 14 shows the measured mass flow of the cylinder head for the high- and the low swirl case.

## 5.2. Influence of the piston bowl geometry

The design of the piston bowl has also an influence on the swirl ratio in the TDC. It is generally accepted that a smaller piston bowl diameter increases the swirl ratio at the TDC. This knowledge can be gained from 0D- and 3D simulation.

The optical swirl measurement technique allows measuring the influence of different piston bowl geometries on the swirl ratio in a real operating engine. Therefore, three piston variants were operated in the turbocharged DI-diesel engine. The sensor was mounted in the glow plug bore, without any mechanical changes of the cylinder head. The technical drawings of the pistons are shown in the Fig. 15, 16 and 17.

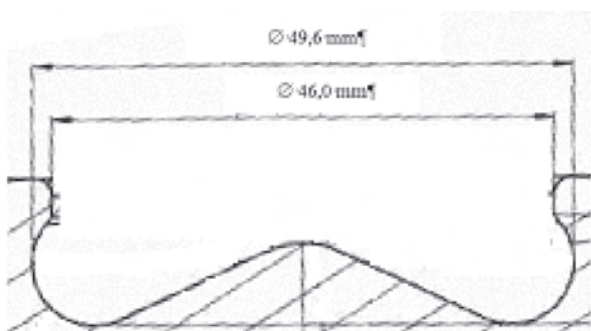


Fig. 15. Piston bowl geometry A, with a piston bowl diameter of 49,6 mm and a piston bowl neck diameter of 46 mm

Rys. 15. Geometria komory spalania A, z średnicą komory spalania 49,6 mm i z przewężeniem o średnicy 46 mm

The three piston bowls were investigated on the same engine at 1500 rpm and 6.2 bar mean effective pressure, without EGR and a start of injection of 12° before the TDC. The swirl valve position was varied for the three pistons from completely closed to completely opened.

The rotation air impulse is being compressed from the cylinder diameter to the piston bowl diameter. It can be proven from the equation (6) that the moment of inertia of the charge about the cylinder axis for a bowl-in-piston combustion chamber can be written as [12].

$$J_i = \frac{m_{\text{cyl}} d_z^2}{8} \cdot \left[ \frac{(x_i/h) + (d_M/d_z)^4}{(x_i/h) + (d_M/d_z)^2} \right] \quad (10)$$

The air mass in the cylinder has an influence on the moment of inertia and is being taken in account by the contribution  $m_{\text{cyl}}$ . At the TDC the distance to the cylinder head is zero. The equation (10) can therefore be reduced to:

$$J_{\text{TDC}, x=0} = \frac{m_{\text{cyl}} d_z^2}{8} \quad (11)$$

According to this equation the swirl ratio in the TDC will drop about 24% with the 53 mm (piston bowl B) in

przedstawia wartości masowego natężenia przepływu w tych samych warunkach.

## 5.2. Wpływ komory spalania umieszczonej w tłoku

Konstrukcja komory spalania umieszczonej w tłoku ma także wpływ na stopień zawirowania w okolicach GMP. Ogólnie przyjmuje się, że mniejsza średnica komory spalania w tłoku powoduje zwiększenie stopnia zawirowania. Taką wiedzę można otrzymać na podstawie symulacji w modelu 0- i 3D-wymiarowym.

Optyczna technika pomiaru zawirowania obwodowego pozwala na pomiar wpływu różnej geometrii komory spalania na stopień zawirowania występujący w silniku rzeczywistym. Dlatego w turbodoładowanym silniku o ZS z wtryskiem bezpośrednim przebadano trzy warianty tłoków. Czujnik zamontowano w gnieździe świecy żarowej bez jakichkolwiek zmian mechanicznych w głowicy. Rysunki konstrukcyjne tłoków przedstawiono na rys. 15, 16 i 17.

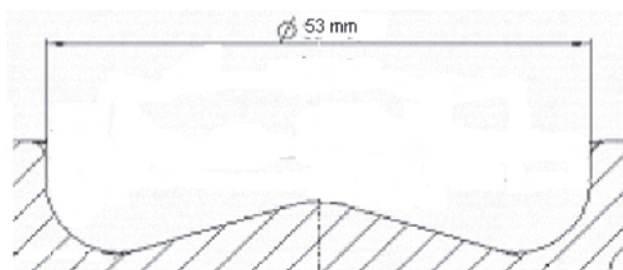


Fig. 16. Piston bowl geometry B, with a piston bowl diameter of 53 mm

Rys. 16. Geometria komory spalania B, ze średnicą komory spalania 53 mm

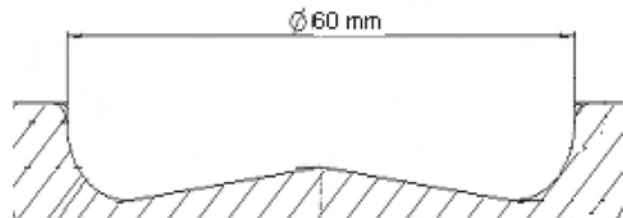


Fig. 17. Piston bowl geometry C, with a piston bowl diameter of 60 mm

Rys. 17. Geometria komory spalania C, ze średnicą komory spalania 60 mm

Te trzy komory spalania przebadano w tym samym silniku przy prędkości obrotowej 1500 obr/min i przy ciśnieniu użytecznym 6,2 bara, bez recyrkulacji spalin, a początek wtrysku występował 12° przed GMP. Zawór zawirowujący w kanale spiralnym był ustawiony w trzech pozycjach: od całkowicie zamkniętego do całkowicie otwartego.

Impuls powodujący wirowanie powietrza zależy od stosunku średnicy cylindra do średnicy komory spalania. Na podstawie równania (6) można wykazać, że moment bezwładności wiru dookoła osi cylindra dla półkulistej komory w tłoku można napisać jako (10) [12].

Masa powietrza znajdująca się w cylindrze ma wpływ na moment bezwładności i jest uwzględniana w obliczeniach przez udział  $m_{\text{cyl}}$ . W GMP tłoka odległość od powierzchni głowicy wynosi zero. Dlatego równanie można zredukować do postaci (11).

comparison to the piston with a bowl diameter of 49.6 mm and a neck diameter of 46 mm (piston bowl A). The swirl ratio of the variant 3, with piston bowl diameter of 60 mm, will decrease about 42%.

The problem with the equation (10) is that the actual piston bowl geometry as designed in Fig. 15 cannot be taken in account, because only one value is considered for the piston bowl – and piston bowl neck diameter. The measurement results of the three piston variants are shown in the Fig. 18.

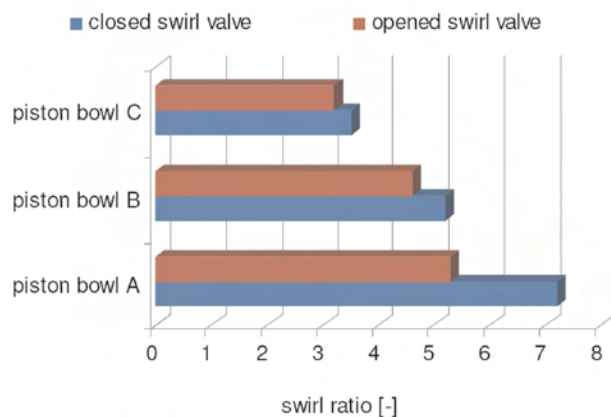


Fig. 18. Measured swirl ratios for three different pistons with an opened and a closed swirl valve constellation

Rys. 18. Zmierzone wartości liczby wirowej dla 3 różnych tłoków z otwartym (słupek czerwony) lub zamkniętym zaworem zaworującym (słupek niebieski)

The measurements shown in the Fig. 18, confirm the predicted decrease of the high swirl ratio when the piston bowl diameter is enlarged. By increasing the piston bowl diameter from 49.6 to 53 mm, the swirl ratio is reduced from 7.2 to 5.2. This is a decrease of about 28%, predicted was a swirl reduction of 24%. Considering the measurement tolerances and the plain 0-Dimensional model, this is a good approximation. The swirl ratio is reduced from 7.2 to 3.5 between the piston bowl geometries A and C, this represents a reduction in swirl ratio of about 51%. The equation 11 derived a prediction of 42%. The same measurements were made for the low swirl case with an opened swirl valve. As expected the swirl ratios in the Fig. 18 are lower than those of the closed valve measurements. Also the drop of swirl ratio between the variants is smaller than in the case above.

Between the piston bowl geometries A and B the swirl ratio is reduced by 13% and between the geometries A and C by 31%. It can be observed, that in the low swirl case the measured drop in swirl ratio is lower than the predicted values. In the high swirl case the decay of swirl ratio is higher than calculated by equation 10. This could be explained by the simplification of the 0D-models, where the dissipation effects are neglected. Another factor which can lead to inaccurate results are the boundary conditions of the input data in the 0Dmodel. The Tippelmann test rig delivers mass flow and swirl number under steady state conditions. The 0D-model uses this information together with the valve lift timing to calculate the in-cylinder-mass and the rotation impulse. All

Zgodnie z tym równaniem stopień zawirowania, gdy tłok jest w GMP, obniży się o około 24% w przypadku, gdy komora spalania miała średnicę 53 mm (komora spalania B) w porównaniu do tłoka, w którym średnica komory spalania wynosi 49,6 mm z przewężeniem o średnicy 46 mm (komora spalania A). Stopień zawirowania w trzecim przypadku, gdy średnica komory spalania wynosi 60 mm, zmniejsza się o ok. 42%.

W przypadku komory spalania w tłoku z przewężeniem, przedstawionej na rys. 15, powstaje problem z wykorzystaniem równania (10), ponieważ w równaniu tym można uwzględnić tylko jedną wartość średnicy. Dlatego komora ta została rozpartzona dla średnicy komory spalania i dla średnicy przewężenia. Wyniki uzyskane z pomiarów przy zastosowaniu trzech różnych komór spalania przedstawiono na rys. 18.

Wyniki badań przedstawione na rys. 18 potwierdzają przewidywane zmniejszenie stopnia zawirowania, gdy średnica komory spalania w tłoku jest zwiększona. Przy powiększeniu średnicy komory z 49,6 mm do 53 mm, następuje zmniejszenie stopnia zawirowania z 7,2 do 5,2. Jest to zmniejszenie średnicy o około 28%, które powoduje zmniejszenie stopnia zawirowania o 24%. Zważywszy na błąd pomiaru i wyniki otrzymane z modelu 0-wymiarowego jest to dobre przybliżenie. Zmniejszenie stopnia zawirowania z 7,2 do 3,5 w przypadku zastosowania odpowiednio komory spalania A i C stanowi redukcję stopnia zawirowania o około 51%. Zgodnie z równaniem (11) zmniejszenie stopnia zawirowania wynosi 42%. Takie same badania przeprowadzono dla przypadku małego zawirowania przy otwartym zaworze w kanale spiralnym. Jak oczekiwano, wartości stopnia zawirowania na rys. 18 są mniejsze niż w sytuacji, gdy zawór w kanale spiralnym był zamknięty. Także zmniejszenie stopnia zawirowania pomiędzy wariantami tłoka jest mniejsze niż w omówionym wyżej przypadku.

Pomiędzy komorą spalania A i B zmniejszenie stopnia zawirowania wynosi 13%, a między komorą A i C – 31%. Można zauważyć, że w przypadku małego zawirowania zmniejszenie liczby wirowej uzyskane na podstawie pomiarów jest mniejsze niż określone na podstawie obliczeń. W przypadku dużego zawirowania spadek stopnia zawirowania jest większy niż obliczony na podstawie równania (11). Można to wytłumaczyć uproszczeniem modelu 0-wymiarowego, gdzie efekt dyssypacji został pominięty. Innym czynnikiem, który może prowadzić do niedokładności wyników są warunki brzegowe w danych wejściowych do modelu 0-wymiarowego. Badania na stanowisku Tippelmann dostarczają dane do modelu o masowym natężeniu przepływu oraz o liczbie wirowej. Te dane są wykorzystywane w modelu 0-wymiarowym razem z danymi o wzniosie zaworu do obliczania masy powietrza dopływającej do cylindra i impulsu obrotowego powietrza. Wszystkie warunki niestacjonarnego przepływu gazu rozumiane jako fala ciśnienia w układzie dolotowym, rzeczywiste ciśnienie doładowania, turbulencje w układzie dolotowym itp. zostały pominięte.

## 6. Podsumowanie

Emisja związków toksycznych oraz zużycie paliwa w silnikach o ZS z wtryskiem bezpośrednim są regulowane

the instationary gas flow effects as pressure waves in the intake system, the real boost pressure, turbulent intake flow effects, etc. are neglected.

## 6. Conclusion

The exhaust gas emissions and the fuel consumption in DI-diesel engines is governed by the interaction of the swirling flow with the high pressure fuel injection. An improved understanding of the swirling flow field during the combustion process can lead to a better compromise between the exhaust gas emissions (i.e. soot,  $\text{NO}_x$ , HC and CO) and the fuel consumption.

It is generally accepted that the piston bowl geometry and the swirl valve position influence the swirl ratio of a DI-diesel engine. The effect of these variations can be modelled with a 0D or 3D model. In these models numerous assumptions, for example the estimation of the turbulence factor, the friction coefficient, have to be made. The validation of such empirical factors is made on special steady state test rigs or on optical engines.

The goal of this work is to develop a measuring technique to determine the swirl ratio in a full serial DI-diesel engine. The result is an optical swirl sensor which can be easily mounted on a series production engine by just replacing the glow plug. In the validation experiments the formation of the swirl flow in the cylinder during the compression stroke and the swirl strength during the combustion process have been analysed by means of different optical methods: PIV, a HSV correlation method, and the optical probe technique. The methods complement each other.

PIV measurements have been performed during the intake and compression stroke, but not later than  $30^\circ$  CA before TDC. The application of the HSV correlation method and the optical probe technique are restricted to the combustion phase when bright soot clouds are present. For PIV and HSV correlation an optical engine with large scale optical access to the combustion chamber is required. The validation results have shown that the optical probe is well suited to measure the in-cylinder swirl during combustion.

In this work the influence of the swirl valve position and the piston bowl geometry in a full DI diesel engine on the swirl strength is examined. For the piston bowl variation there was a good correlation between the 0D model and the optical swirl results.

The 0D model was not fully able to reproduce the measurements of the low swirl case. The optical swirl measurement system allows detecting the inaccuracies in the 0D model and gaining deep insights in the tangential flow field during the combustion phase.

The system can be used to study the influence of hardware parts and engine applications on the swirling flow in a DI-diesel engine. These results allow achieving an optimised configuration in relation to the raw exhaust gas emissions and fuel consumption. The swirl sensor has been found to be a powerful tool to optimise the swirl strength in the development process for future low emission DI diesel engines.

przez wzajemne oddziaływanie przepływu wirowego i wysokociśnieniowego wtrysku paliwa. Lepsze wyjaśnienie przebiegu zawirowania obwodowego w czasie przebiegu procesu spalania może prowadzić do uzyskania lepszego kompromisu między emisją związków toksycznych (tj. PM,  $\text{NO}_x$ , HC i CO) a zużyciem paliwa.

Ogólnie przyjmuje się, że geometria komory spalania i położenie zaworu w kanale spiralnym wpływają na stopień zawirowania w silniku o ZS z wtryskiem bezpośrednim. Skutki wprowadzania tych zmian konstrukcyjnych można zamodelować z wykorzystaniem modelu 0-wymiarowego lub 3D-wymiarowego. W tych modelach konieczne jest przyjęcie wielu założeń, np. szacunkowego stopnia turbulencji, współczynnika tarcia. Określenie wartości takich współczynników doświadczalnych następuje na podstawie badań stacjonarnych na stanowiskach badawczych lub w silnikach z dostępem optycznym.

Celem tego artykułu jest przedstawienie techniki pomiarowej do określania liczby wirowej w całkowicie seryjnym silniku o ZS z wtryskiem bezpośrednim. Dzięki tej technice powstał czujnik optyczny zawirowania, który w łatwy sposób można zamontować na silniku seryjnym, wykręcając jedynie świecę żarową. Podczas badań eksperymentalnych powstawanie zawirowania w cylindrze w czasie suwu sprężania oraz w czasie procesu spalania analizowano z wykorzystaniem różnych metod optycznych: PIV, HSV i czujnika optycznego. Metody te wzajemnie się uzupełniały.

Badania z wykorzystaniem systemu PIV były prowadzone w czasie suwów dolotu i sprężania, jednak tylko do  $30^\circ$  OWK przed GMP. Badania z wykorzystaniem szybkiego filmowania HSV oraz czujnika optycznego są ograniczone do czasu spalania, kiedy są widoczne obłoki płomienia sadzy. Do badań korelacyjnych metod PIV i HSV oraz czujnika optycznego konieczne było zapewnienie dużego dostępu optycznego do komory spalania. Otrzymane wyniki potwierdzają, że optyczny czujnik zawirowania jest odpowiednim narzędziem pomiarowym do określania stopnia zawirowania w czasie procesu spalania.

W pracy przeanalizowano również wpływ ustawienia zaworu w kanale spiralnym i geometrii komory spalania na siłę zawirowania w seryjnym silniku o ZS z wtryskiem bezpośrednim. Dla różnych komór spalania wystąpiła dobra korelacja wyników między modelem 0-wymiarowym a optycznym czujnikiem zawirowania.

Model 0-wymiarowy nie umożliwił odwzorowania wyników uzyskanych w przypadku małego zawirowania. Optyczny system pomiarowy zawirowania pozwolił na wykrycie niedokładności modelu 0-wymiarowego i pozwolił na dokładniejsze zapoznanie się z obwodowym polem przepływów w czasie spalania.

System może być używany do określania wpływu zmian konstrukcyjnych w silniku i jego zastosowania na zawirowanie obwodowe w silniku Diesla z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Rezultaty badań pozwoliły osiągnąć optymalną konfigurację dla zmniejszenia emisji powstających związków toksycznych i zmniejszenie zużycia paliwa. Czujnik zawirowania został uznany za pełnowartościowe narzędzie

## Acknowledgements

The Authors would like to thank Dr.-Ing. Dieter Karst of the Fa. Kistler Instruments for his contribution and efforts to adapt and optimise the measurement technique for optical swirl measurements. We would also like to thank Dipl.-Ing. Bernd Hahne, Dr.-Ing. Emanuela Montefrancesco, Dr.-Ing. Gerhard Ohmstede, Dipl.-Ing. Stefan Schmerbeck, Dipl.-Ing. Gerald Block of the Volkswagen R&D and Prof. Krzysztof Wislocki of the TU-Poznan for their support and the numerous discussions about the internal combustion process.

Artykuł recenzowany

## Nomenclature/Oznaczenia

CA	Crank Angle/ <i>kąt OWK</i>	$M_f$	friction moment [N·m]/ <i>moment tarcia [N·m]</i>
DI	Direct Injection/ <i>wtrysk bezpośredni</i>	PIV	Particle Image Velocimetry/ <i>metoda określania prędkości przemieszczania cząstek</i>
EGR	Exhaust Gas Recirculation/ <i>recyrkulacja spalin</i>	V	volumetric flow rate [m <sup>3</sup> /s]/ <i>objętościowe natężenie przepływu [m<sup>3</sup>/s]</i>
HSV	High Speed Video/ <i>szybkie filmowanie</i>	TDC	Top Dead Center/ <i>górne martwe położenie tłoka</i>
IVO	Inlet Valve Opening/ <i>otwarcie zaworu dolotowego</i>	$\alpha$	cam shaft angle/ <i>kąt obrotu wału korbowego</i>
IVC	Inlet Valve Closing/ <i>zamknięcie zaworu dolotowego</i>	$\rho$	density in the cylinder [kg/m <sup>3</sup> ]/ <i>gęstość w cylindrze [kg/m<sup>3</sup>]</i>
m	mass flow rate [kg/s]/ <i>masowe natężenie przepływu [kg/s]</i>	$\omega$	air angular velocity [1/s]/ <i>prędkość kątowna powietrza [1/s]</i>
$m_{cyl}$	air mass in the cylinder [kg]/ <i>masa powietrza w cylindrze [kg]</i>		
M	total torque [N·m]/ <i>całkowity moment obrotowy [N·m]</i>		

## Bibliography/Literatura

- [1] Tippelmann G.: A new method of investigation for swirl ports. SAE Technical Paper Series 770404, 1977.
- [2] Abgasesetzgebung der Europäischen Union PKW und leichte Nutzfahrzeuge (70/220/EWG).
- [3] Heywood J.B.: Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Book Co, 1988.
- [4] Kunte S., Boulouchos K., Hentschel W., Kallmeyer F., Cavaloni C., Karst D.: Optical indicating on combustion engines with smallest sensors. Proc. 10. Symp The Working Process of the Internal Combustion Engine, Graz 2005.
- [5] Wolter T.: Optische Dralluntersuchung an einem TDI®. Diploma Thesis, R&D Volkswagen AG, 2006, in German, not published.
- [6] Hentschel W.: Modern tools for diesel engine combustion investigation, 26. Symp. (Int.) on Combustion/The Combustion Institute, Naples, pp. 2503-2515, 1996.
- [7] Hentschel W., Ohmstede G., Block G., Vanhaelst R., Schmerbeck S., Czajka J., Wislocki K., Karst D.: Multiple swirl flow analysis in a direct-injection diesel engine. Proc. 12. Int. Symp. on Flow Visualization, 10-14. Sept. 2006, Göttingen.
- [8] Czajka J.: Zur Bestimmung des Dralls in Diesel Brennvorfahren. Diploma thesis, VW Wolfsburg/TU-Poznan 2005, in German, not published.
- [9] Steiger W., Kohnen C.: New combustion systems based on a new fuel specification. Proc 26. Int. Vienna Engine Symp, pp. 91-110, Vienna 2006, in German.
- [10] LaVision. DaVis-Software, version 7, PIV-Module.
- [11] Rudolph F., Hadler J., Engler H.-J., Röpke S.: Der neue 2,0l 4V TDI® mit Common-Rail – Moderne Dieselsechnologie von Volkswagen The New 2.0l 4V TDI® with Common Rail – State-of-the-Art Diesel Technology from Volkswagen, Volkswagen AG, Wolfsburg 2007.
- [12] Pischinger R., Kell M., Sams T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine – Der Fahrzeugantrieb. Springer Wien-New York 2002, in German. Proc Instn Mech Engrs Vol 208, Part D: Journal of Automobile Engineering 1994.

Prof. Robin Vanhaelst, DEng. – professor at the University of Applied Sciences Braunschweig/Wolfenbuettel, Wolfsburg, Germany.

Dr inż. Robin Vanhaelst – profesor w Wyższej Szkole Technicznej Braunschweig/Wolfenbuettel, Wolfsburg, Niemcy.

e-mail: [robinvanhaelst@aol.com](mailto:robinvanhaelst@aol.com)



Mr. Christian Müller, Dipl.-Ing. – engineer in the Volkswagen AG, Research and Development, Wolfsburg, Germany.

Inż. Christian Müller – inżynier w Dziale Badawczo-Rozwojowym firmy Volkswagen AG, Wolfsburg, Niemcy.



Mr. Werner Hentschel, DSc. – employee at Research and Development – Metrology Department in Volkswagen AG, Wolfsburg, Germany.

Dr Werner Hentschel – pracownik Działu Badawczo-Rozwojowego firmy Volkswagen, Wolfsburg, Niemcy.

e-mail: [werner.hentschel@volkswagen.de](mailto:werner.hentschel@volkswagen.de)



Mr. Jakub Czajka, MEng. – doctorate in the Institute of Combustion Engines and Transportation at the Poznan University of Technology, Poland.

Mgr inż. Jakub Czajka – doktorant w Instytucie Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej, Polska.

e-mail: [jakubczajka@o2.pl](mailto:jakubczajka@o2.pl)



## New methods in optical diagnostics on production engines with only minor modifications

*The aim of this paper is to demonstrate the performance of micro-invasive optical diagnostics as advanced tools in the development process of modern direct-injection (DI) gasoline engines. The use of endoscopes and optical probes minimise the mechanical modifications on the engine necessary to achieve the optical access to the combustion chamber. No expensive optical engines with large optical windows are required but only small holes of about 10 mm in the cylinder head or in a plate between cylinder head and cylinder liner are used to apply laser diagnostics. Basic in-cylinder phenomena, such as the formation of the flow field, the penetration of the spray at high fuel pressure, the interaction of spray and flow, the formation of an ignitable mixture and the start of combustion are analysed in detail. High-power solid-state pulsed lasers emitting ultraviolet or green light, state-of-the-art high-speed colour video cameras, and newly designed optical probes were used for the investigations. Selected results from current research and development work demonstrate the capability of micro-invasive techniques and pinpoint how the design of the combustion process benefits from these experimental investigations.*

Key words: optical diagnostics, endoscopes, optical probes, combustion process development

### Nowe metody diagnostyki optycznej silników produkcyjnych wymagające nieznacznych modyfikacji

*Celem artykułu jest przedstawienie możliwości małoinwazyjnych metod diagnostyki optycznej jako zaawansowanych narzędzi w rozwoju nowoczesnych silników benzynowych z wtryskiem bezpośrednim (DI). Zastosowanie endoskopów i obserwacji optycznych minimalizuje konieczność mechanicznych modyfikacji w celu uzyskania dostępu optycznego do komory spalania. W takiej sytuacji nie jest konieczne wykorzystywanie kosztownych silników do specjalistycznych badań optycznych (tzw. silników transparentnych), wyposażonych w okna optyczne o dużych rozmiarach, lecz stosowane są jedynie otwory o niewielkiej średnicy, ok. 10 mm, w głowicy cylindrowej lub w płycie umieszczonej pomiędzy głowicą a tuleją do zastosowania diagnostyki laserowej. W ten sposób są szczegółowo analizowane podstawowe zjawiska w cylindrze, jak tworzenie się pola przepływów, rozprzestrzenianie się strugi paliwa przy dużym ciśnieniu wtrysku, wzajemne oddziaływanie pomiędzy strugą paliwa i przepływem czynnika, tworzenie się mieszanki zapłonowej na początku spalania. Do badań wykorzystuje się impulsowe lasery dużej mocy, promieniujące światłem ultrafioletowym lub zielonym na ciele stałym, współczesne kamery kolorowe do szybkiego filmowania i najnowszej konstrukcji sondy. Wybrane wyniki z aktualnych badań i prac rozwojowych wykazują przydatność małoinwazyjnych metod diagnostyki optycznej i wskazują, jak można wykorzystać badania optyczne przy projektowaniu procesu spalania.*

Słowa kluczowe: diagnostyka optyczna, endoskopy, sondy optyczne, kształtowanie procesu spalania

### 1. Introduction

The reduction of exhaust gas emissions and fuel consumption is the major target for the development of new engine combustion processes. An important step has been made by applying direct fuel injection to gasoline engines. From the beginning, the development of FSI direct-injection (DI) gasoline engines at Volkswagen was strictly supported by means of optical diagnostics and CFD-simulations. Basic in-cylinder phenomena, such as the formation of the flow field, the penetration of the spray at high fuel pressure, the interaction of spray and flow and the formation of an ignitable mixture were analysed in detail and thereby significant conclusions were drawn to further optimise the combustion process. For more details see e.g. Hentschel et al. [1].

In the past, so called "transparent engines" with large optical access to the combustion chamber via windows in the piston bottom and the cylinder liner have been used to assist research and development activities. Many research

### 1. Wprowadzenie

Głównym celem nowych procesów spalania w silniku spalinowym jest zmniejszenie emisji spalin i zużycia paliwa. Ważnym krokiem w tym kierunku było zastosowanie wtrysku bezpośredniego w silnikach benzynowych. Rozwój silników benzynowych z wtryskiem bezpośrednim FSI w firmie Volkswagen od początku ich powstania był wspomagany diagnostyką optyczną i symulacją CFD (*Computational Fluid Diagnostics*). Podstawowe zjawiska w cylindrze, takie jak tworzenie się pola przepływów, rozprzestrzenianie się strugi paliwa przy dużym ciśnieniu wtrysku i tworzenie się mieszanki zapłonowej były szczegółowo analizowane i dzięki temu sformułowane zostały ważne wnioski do dalszej optymalizacji procesu spalania. Więcej informacji na ten temat można znaleźć np. w pracy Hentschla i in. [1].

W przeszłości do prac badawczych i rozwojowych stosowano tzw. silniki transparentne, mające dostęp optyczny do komory spalania przez dużych rozmiarów okna umiesz-

labs all around the world operate these types of engines for their basic studies of in-cylinder phenomena. An excellent overview is given by Zhao et al. [2].

If the shape of the piston has to remain unchanged a more-or-less large glass ring is placed between the cylinder head and the cylinder to allow a multiple optical access to the combustion chamber from different sides. In another design optical access is achieved by a window in the piston bottom which allows large scale optical access via a mirror inserted into the elongated piston. The latter set-up was often used for diesel engines (TDI®) where most of the combustion chamber is located in a piston bowl.

Unfortunately, the use of these types of engines is limited to engine operation at low or medium speed and load due to mechanical restrictions given by the higher piston mass and the optical windows, and their thermo-dynamical behaviour is different compared to the related standard production engines.

The new challenges in engine research and development result in high demands on the performance of optical diagnostics. It is a prerequisite for the optical access to the combustion chamber that the in-cylinder processes should remain as unchanged as possible even at high engine speed and full load operation. The use of endoscopes and optical probes minimise the mechanical modifications necessary to achieve the optical access. Only small holes of 5 to 10 mm in the cylinder head or cylinder liner are required to apply laser diagnostics such as particle-image-velocimetry (PIV) for flow measurements, Mie-scattering for spray investigation, or laser-induced fluorescence (LIF) studies of mixture distribution. Highly resistant quartz or sapphire windows protect the sensitive endoscopes against the high temperature and pressure inside the combustion chamber. The use of endoscopes reduces costs and the expenditure of working hours in setting up the test engines.

In addition, a newly developed optical sensor measures the local fuel vapour density at the position of the spark plug. By this probe mounted in the spark plug hole together with a modified spark plug the temporal development of the air-fuel mixture is examined and thereby the injection timing and the combustion stability can be optimised.

The aim of this paper is to demonstrate the performance of micro-invasive optical diagnostics as advanced tools in the development process of modern DI gasoline engines and to discuss the advantages, disadvantages and challenges of endoscopic techniques. The examples were taken from research and development activities from different FSI engines.

## 2. Micro-invasive optical access to Engines

The new approach is to modify series production engines by adding special small optical accesses. The position, direction and the number of accesses is determined both by the available space in the cylinder head and the measurement technique to be used.

For the visualisation of flame luminescence normally one optical access with direct view towards the flame will be sufficient while line-offsite absorption measurements usually require two small opposing openings. For light-sheet

czone w koronie tłoka i tulei cylindrowej. Wiele laboratoriów badawczych na świecie stosowało taki rodzaj silników w badaniach podstawowych zjawisk wewnątrzcyldrowych. Doskonale ich przegląd podaje Zhao i in. [2].

Jeżeli kształt tłoka musi pozostać niezmienny, odpowiednio duży pierścień szklany umieszcza się pomiędzy głowicą silnika a blokiem silnika, żeby umożliwić wielostronny dostęp optyczny do komory spalania. W innych konstrukcjach dostęp optyczny zapewnia okno w koronie tłoka, co umożliwia pełnowymiarowy dostęp optyczny przez lustro wstawione do wydłużonego tłoka. Takie rozwiązanie było często stosowane w silnikach o ZS (TDI®), w których większa część komory spalania jest umieszczona w zagłębieniu tłoka.

Niestety, wykorzystanie tego rodzaju silników jest ograniczone do pracy na małej i średniej prędkości obrotowej i średnim obciążeniu ze względu na ograniczenia mechaniczne wynikające z większej masy tłoka i okna szklanego, a ich właściwości cieplne i dynamiczne różnią się od właściwości odpowiednich silników produkcji seryjnej.

Nowe oczekiwania wynikające z badań i rozwoju silników skutkują większymi wymaganiami dotyczącymi diagnostyki optycznej. Warunkiem wstępnym badań optycznych komory spalania jest niezakłócanie procesów wewnątrzcyldrowych, nawet przy dużej prędkości obrotowej i obciążeniu silnika. Zastosowanie endoskopów i sond optycznych minimalizuje zmiany konstrukcyjne konieczne do uzyskania dostępu optycznego. Otwory o niewielkich średnicach 5 do 10 mm w głowicy lub tulei cylindrowej są wymagane do zastosowania diagnostyki laserowej, takiej jak: PIV (*particle-image-velocimetry*) do pomiarów przepływu, rozpraszanie Mie do badań strugi paliwa lub studiów nad rozkładem mieszanki z wykorzystaniem techniki LIF (*laser-induced fluorescence*). Bardzo wrażliwe endoskopy osłaniane są przed działaniem wysokiej temperatury i ciśnienia w komorze spalania odpornymi oknami kwarcowymi lub szafirowymi. Zastosowanie endoskopów zmniejsza koszty i czas pracy przystosowania silników do badań.

Dodatkowo, nowo opracowany czujnik optyczny umożliwia pomiar miejscowego stężenia par paliwa w obszarze świecy zapłonowej. Dzięki umieszczeniu czujnika w zmodyfikowanej świecy zapłonowej określane jest bieżące tworzenie mieszanki paliwowo-powietrznej i w ten sposób może być optymalizowany czas wyprzedzenia wtrysku i powtarzalność spalania.

Celem tego artykułu jest przedstawienie możliwości małowazyjnych metod diagnostyki optycznej jako zaawansowanych narzędzi w rozwoju nowoczesnych silników benzynowych z wtryskiem bezpośrednim oraz przedyskutowanie ich zalet i wad w stosunku do techniki endoskopowej. Przykłady zostały zaczerpnięte z prac badawczych i rozwojowych różnych silników typu FSI.

## 2. Małowazyjny dostęp optyczny do silników

Nowe podejście do badań optycznych polega na wprowadzeniu niewielkich zmian konstrukcyjnych do silnika seryjnego przez dodanie specjalnego dojścia optycznego małych rozmiarów. Miejsce, kierunek i liczba dojść optycznych wynika z miejsca dostępnego w głowicy cylindrowej i techniki pomiarowej, która ma być zastosowana.

techniques two separate optical accesses for illumination and detection are needed, which should enclose an angle of  $90^\circ$ . For measurements with incident light, the orientation between the illumination and detection direction is not too critical, but to reduce the negative influences from reflections a  $90^\circ$  set-up is preferred.

A common means of obtaining horizontal optical accesses in modern four-valve SI engines is via bores located either under the intake and exhaust ports or at the front of the cylinder head as shown in Fig. 1. The implementation of vertical accesses is more difficult, since most of the available space in the cylinder head is consumed by the valves, spark plug, and the injector respectively. Nevertheless use of this type of access to the combustion chamber is wide spread, as it is common practice for pressure indication using pressure sensors. Since window fouling during measurements is normally unavoidable, a housing design that can be detached from the cylinder head to allow easy window cleaning is highly desirable. Likewise, when designing the optical accesses the possible interference of bolt-on parts such as the intake and exhaust manifolds and the cam belt drive must be taken into consideration. Often these encroach upon the line of sight of the openings and can therefore interfere with the use of endoscopes.

A back door to circumvent these problems is to mount a small spacer plate between cylinder head and cylinder which covers the optical accesses. Of course, the piston has to be extended by the height of this plate. The design looks similar to the sketch in Fig. 1 left (see also Knapp et al. [3] for an early version).

The second approach is to use existing combustion chamber openings as accesses for optical measurements. For SI engines the spark plug hole can be used and when running the engine under motored conditions the entire diameter of the spark plug bore is available; see Richter et al. [4] for early LIF studies. However, if the ability to fire the engine must be preserved a special measurement spark plug must be used. Today a wide range of optical fibre spark plug adapters are available with various numbers of fibres, viewing angles and fields of view to suit different applications.

Zwykle do wizualizacji luminancji płomienia wystarcza jeden dostęp optyczny w kierunku płomienia, natomiast pomiary absorpcji oświetlenia zewnętrznego wymagają dwóch małych otworów położonych naprzeciw siebie. W technikach z oświetleniem płaszczyznowym potrzebne są dwa niezależne dostępy optyczne, które powinny tworzyć kąt  $90^\circ$ . W pomiarach z wykorzystaniem oświetlenia nieciągłego wzajemne położenie kierunków oświetlenia i pomiarów promieniowania nie jest tak ważne, choć kąt  $90^\circ$  jest zalecany w celu zmniejszenia negatywnego wpływu odbić światła.

Typowym sposobem uzyskania poziomego dostępu optycznego w nowoczesnych czterozaworowych silnikach o ZI jest dojście przez otwory umieszczone pod zaworami dolotowymi i wydechowymi, lub z przodu głowicy, jak to pokazano na rys. 1. Zastosowanie dojścia pionowego jest trudniejsze, ponieważ większość powierzchni komory spalania jest zajęta przez zawory, świecę zapłonową i wtryskiwacz. Jednakże zastosowanie takiego rodzaju dostępu optycznego do komory spalania jest szeroko rozpowszechnione, podobnie jak przy indykowaniu z użyciem czujników ciśnienia.

Ponieważ zanieczyszczenie okna podczas pomiarów jest zwykle nie do uniknięcia, pożądana jest taka konstrukcja obsady okna, aby mogło ono być łatwo demontowane w celu czyszczenia. Podobnie przy projektowaniu dostępu optycznego należy wziąć pod uwagę możliwe kolidowanie takich elementów, jak przewody dolotowe i wylotowe oraz napęd pasowy wałka rozrządu. Często te przeszkody na linii optycznej otworów utrudniają użycie endoskopów. Sposobem uniknięcia tych problemów jest zamontowanie małej podkładki dystansowej pomiędzy głowicą a korpusem silnika, która obejmuje dostęp optyczny. Oczywiście, tłok musi być wydłużony o grubość tej podkładki. Konstrukcja wygląda podobnie do przedstawionej na rys. 1 po lewej stronie (zob. także wersja wcześniejsza: Knapp i in. [3]).

Inne podejście do pomiarów optycznych polega na wykorzystaniu otworów istniejących w komorze spalania. W silnikach o ZI może być wykorzystany otwór na świecę zapłonową, a jeżeli silnik jest napędzany z zewnątrz, wówczas można wykorzystać całą powierzchnię otworu (por. Richter i in. [4]) w odniesieniu do wczesnych pomiarów LIF.

intake port/zawór dolotowy  
exhaust port/zawór wylotowy  
spark plug/świeca zapłonowa  
cylinder-head/głowica cylindra  
gasket/uszczelka podgłowicowa  
bonded cylinder-head bushing/dostęp przez  
głowicę  
pressure/ciśnienie  
sensor/czujnik  
optical access/dostęp optyczny

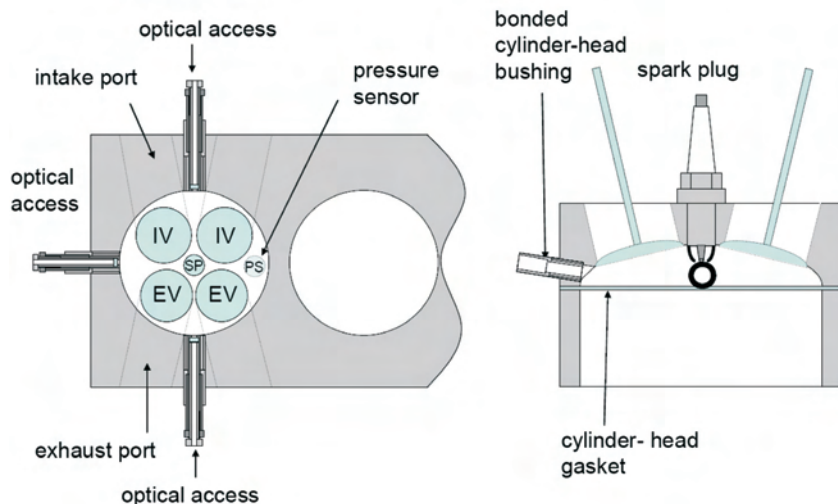


Fig. 1. Example-positions and orientations of optical accesses for the application of endoscopes to engines

Rys. 1. Przykłady miejsca i kierunków dostępu optycznego dla endoskopów w silnikach spalinowych

In most cases fibre-based detectors are used to detect spontaneous emission from the flame or the spark inside the combustion chamber. Recent developments, however, include absorption measurements and LIF based measurements through fibres that are incorporated into a spark plug.

The main advantage of using existing openings is the ease with which an optical access can be realised, since measurement spark plugs can be obtained from many manufacturers of metrology equipment. Furthermore, measurements can be taken in any or all of the cylinders simultaneously and are not limited to cylinders having a favourable position, for example at the end of a bank. One disadvantage is that the location of the access is determined by the position of the spark, and normally only one access per cylinder is possible.

### 3. Optical diagnostics for combustion process development

Flow field investigations in the cylinder are often made by PIV and many applications were reported on engines with large scale optical access. Endoscopic PIV has been introduced by LaVision as a commercial product around the year 2001. Dierksheide et al. [5] have published a comprehensive paper with details about the design of the laser endoscope for illumination and the camera endoscope for taking the PIV images.

A typical set-up for endoscopic PIV on a DI gasoline engine is shown in Fig. 2. Both endoscopes have an outer diameter of 8 mm and fit into the window adapters described in the previous section. While seeding is performed by oil droplets produced by an aerosol generator no damage occurs on the engine. A problem is the extremely varying seeding density in the cylinder during the different phases in the engine cycle which covers a factor of 30 or even more.

The development of a tumble flow – a vortex with the axis of rotation perpendicular to the cylinder axis – is presented in Fig. 3 as a result of a PIV measurement. The field

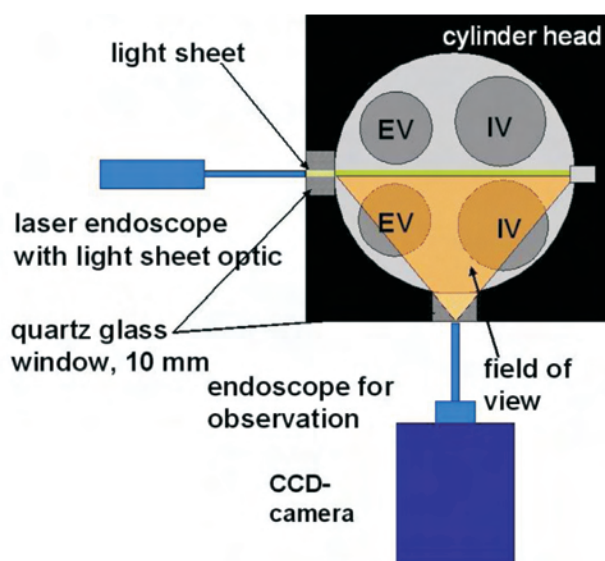


Fig. 2. Set-up for endoscopic PIV on a DI gasoline engine

Rys. 2. Metoda endoskopowa PIV w zastosowaniu do silnika o ZI z wtryskiem bezpośrednim

Jednak, jeżeli trzeba zapewnić możliwość zapłonu mieszanki w silniku, musi być zastosowana specjalna, pomiarowa świeca zapłonowa. Obecnie jest dostępnych wiele wkładek optycznych do świec zapłonowych z różną liczbą światłowodów, kątów i obszarów obserwacji przeznaczonych do różnych zastosowań.

W większości czujniki światłowodowe są używane do wykrywania samorzutnego promieniowania płomienia silnikowego lub iskry zapłonowej wewnątrz komory spalania. Jednak ostatnie rozwiązania umożliwiają pomiary absorpcji i pomiary oparte na technice LIF przez światłowody umieszczone w świecy zapłonowej.

Główną zaletą wykorzystania istniejących otworów jest łatwość, z jaką można uzyskać dostęp optyczny od czasu, gdy badawcze świece zapłonowe dostarcza wielu producentów sprzętu pomiarowego. Ponadto pomiary mogą być prowadzone w każdym lub wszystkich cylindrach jednocześnie i nie są ograniczone do cylindrów mających uprzywilejowane miejsce, np. na końcu bloku. Występuje jedna niedogodność wynikająca z tego, że dostęp jest określony przez miejsce umieszczenia świecy zapłonowej i dlatego jest możliwy tylko jeden dostęp do cylindra.

### 3. Diagnostyka optyczna w rozwoju systemów spalania

Badania pól przepływu czynnika w cylindrze prowadzi się z wykorzystaniem metody PIV, w wielu przypadkach w silnikach z dostępem optycznym dużych rozmiarów. Metoda PIV z wykorzystaniem techniki endoskopowej została wprowadzona do handlu przez firmę LaVision ok. 2001 roku. Dierksheide i in. [5] opublikował wyczerpujący artykuł dotyczący konstrukcji endoskopu laserowego do oświetlenia i endoskopu obserwacyjnego do rejestracji zdjęć pola prędkości.

Typowy układ endoskopowej metody PIV dla silnika o ZI z wtryskiem bezpośrednim pokazano na rys. 2. Oba endoskopy mają średnicę zewnętrzną 8 mm i są umieszczone w adapterze z oknem opisanym w rozdz. 2. Częsteczki posiewu stanowią krople oleju wytwarzane przez aerosolowy generator i nie powodują uszkodzenia silnika. Występuje jednak problem dużego zróżnicowania gęstości posiewu (nawet ponad 30-krotnego) w różnych fazach cyklu silnikowego.

Powstawanie przepływu beczkowego – wiru o osi prostopadłej do osi cylindra – przedstawiono na rys. 3, jako rezultat pomiarów PIV. Pole widzenia obejmuje całą średnicę cylindra. Stwierdzono, że tego rodzaju przepływ wirowy ma zasadnicze znaczenie dla stabilizacji powstawania palnej mieszanki przemieszczającej się w kierunku świecy zapłonowej (szczegóły zob. Hentschel i in. [1]).

Techniki endoskopowe do badania tworzenia się strugi wtryskiwanego paliwa i spalania w silnikach o ZS stosuje się od wczesnych lat 80. XX w., co opisują Cartellieri i Werlberger [6]. Oświetlenie strugi paliwa realizowano przez lampę błyskową, a zdjęcia były nagrywane kamerą do szybkiego filmowania na kolorowym, negatywowym filmie 16 mm. W takiej konfiguracji można było rejestrować tylko jeden pojedynczy wtrysk, a wywołanie filmu trwało kilka dni. Dopiero gdy ok. 10 lat temu stał się dostępny laser impulsowy

of view covers the entire cylinder bore. This tumble flow has found to be essential to stabilise the formation of an ignitable mixture on its way to the spark plug (for details see Hentschel et al. [1]).

Endoscopic techniques to investigate spray formation and combustion in diesel engines have been in use since the early 80th XX cent. as reported by Cartellieri and Werlberger [6]. Illumination of fuel sprays was provided by a flash bulb and the images were recorded with a high-speed movie camera on 16 mm colour-reversal film. In their set-up just one single injection event could be analysed and it took some days to get the processed film. Only when high-power pulsed laser and highly sensitive and fast CMOS-sensors became available about one decade ago crank angle synchronised analysis of a nearly unlimited number of engine cycles is achieved as a practical tool for combustion process development of DI gasoline and diesel engines.

Stroboscopic investigation of periodic events on internal combustion engines recorded by digital cameras such as spray formation have been reported by several authors, e.g. by Alt [7]. For time-resolved studies of transient events such as cyclic variation of spray propagation or knocking processes high-speed video techniques have to be applied with framing rates of many kHz or even higher. At these high framing rates the exposure time is rather short and bright illumination is required by appropriate high-power lasers.

In our experiments illumination of the spray inside the combustion chamber is performed with a high-power frequency-doubled solid-state Nd:YLF laser emitting light pulses in the green (527 nm) with about 200 ns duration. The light is guided by an optical fibre to the engine and illuminates a part of the combustion chamber via a sapphire window like a flood-light projector. The laser is triggered by the video camera and emits one light pulse per frame with an energy of about 1 mJ. In this arrangement the spray images are taken by a Vision Research Phantom VII camera provided with a colour sensitive chip. An endoscope was used in front of the camera with an aperture angle of the optical system of about 60°. Thus, most of the combustion chamber can be observed. Cooling of the endoscope is essential to avoid damage of the endoscope optics by the high temperature during combustion and it is ensured by compressed air through internal channels in the endoscope tube.

Figure 4 shows a sequence of frames taken from a single fuel injection process. The engine was operated in a fired mode at part load to ensure the correct thermal conditions. One image was taken every degree crank angle. Fuel injection takes place during the induction stroke to prepare a homogeneous DI combustion process. The fuel enters the combustion chamber from top right. In the first row of Fig. 4 the start of injection is presented, whereas the second row shows the end of the injection process. Due to the short duration of the laser light pulses no blurring occurs despite of the high velocity of the fuel droplets. The formation of the spray and its penetration into the combustion chamber can be observed in detail and relevant information is achieved about the correct timing of fuel injection.

o dużej mocy oraz szybkie przetworniki sygnału świetlnego CMOS (ang. *Complementary Metal Oxide Semiconductor*, układ wielu elementów światłoczułych wykonany w technologii CMOS – przyp. tłum.), wówczas prawie nieograniczona liczba cykli rejestrowana synchronicznie z obrotami wału korbowego stała się praktycznym narzędziem do prac nad optymalizacją spalania w silnikach z wtryskiem bezpośrednim o ZS i ZI.

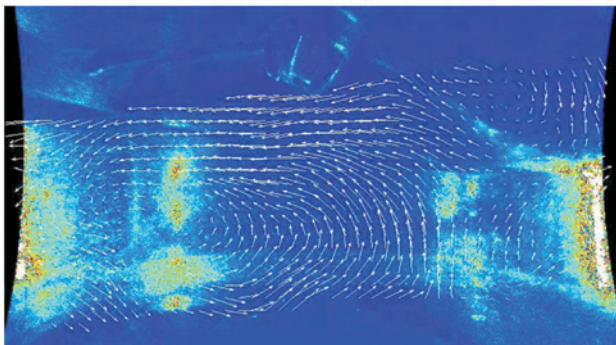


Fig. 3. Tumble flow development in the central cross section of the cylinder during the compression stroke

Rys. 3. Tworzenie się wiru bezczkowego w środkowym przekroju cylindra podczas suwu sprężania

Badania stroboskopowe procesów powtarzalnych w silnikach spalinowych rejestrowanych kamerami cyfrowymi były omawiane przez wielu autorów, m.in. przez Alta [7]. W badaniach dynamicznych procesów przejściowych, jak cykliczna nierównomierność rozprzestrzeniania się strugi paliwa lub spalanie stukowe, należy stosować techniki szybkiego filmowania z częstotliwością naświetlania wielu kHz lub nawet większą. Przy tak dużych szybkościach filmowania czas naświetlania pojedynczego zdjęcia jest krótki, co wymaga jasnego oświetlenia przez zastosowanie odpowiedniego lasera o dużej mocy.

W naszych badaniach oświetlenie strugi paliwa w komorze spalania wykonuje się dwuimpulsowym laserem dużej mocy, opartym na ciele stałym typu Nd:YLF (neodymowy na bazie fluorku litowo-itrowego – przyp. tłum.), emitującym impulsy światła zielonego ( $\lambda = 527 \text{ nm}$ ) o czasie trwania ok. 200 ns. Światło jest przekazywane przez światłowód do silnika i oświetla fragment komory spalania przez okno ze szkła szafirowego jak reflektor szerokostrumieniowy. Laser jest wysterowany przez kamerę filmującą i emituje jeden impuls świetlny na jedną klatkę zdjęciową z energią ok. 1 mJ. W tej konfiguracji zdjęcia strugi wtryskiwanego paliwa były wykonywane kamerą Vision Research Phantom VII wyposażoną w kolorową matrycę. Endoskop zamontowano z przodu kamery, a kąt obserwacji systemu optycznego wynosił ok. 60°. Dzięki temu możliwa była obserwacja większej części komory spalania. Zasadnicze znaczenie dla zabezpieczenia układu optycznego endoskopu przed zniszczeniem przez wysoką temperaturę w czasie spalania ma chłodzenie endoskopu, które jest zapewnione przez sprężone powietrze przedostające się przez wewnętrzne kanały w osłonie endoskopu.

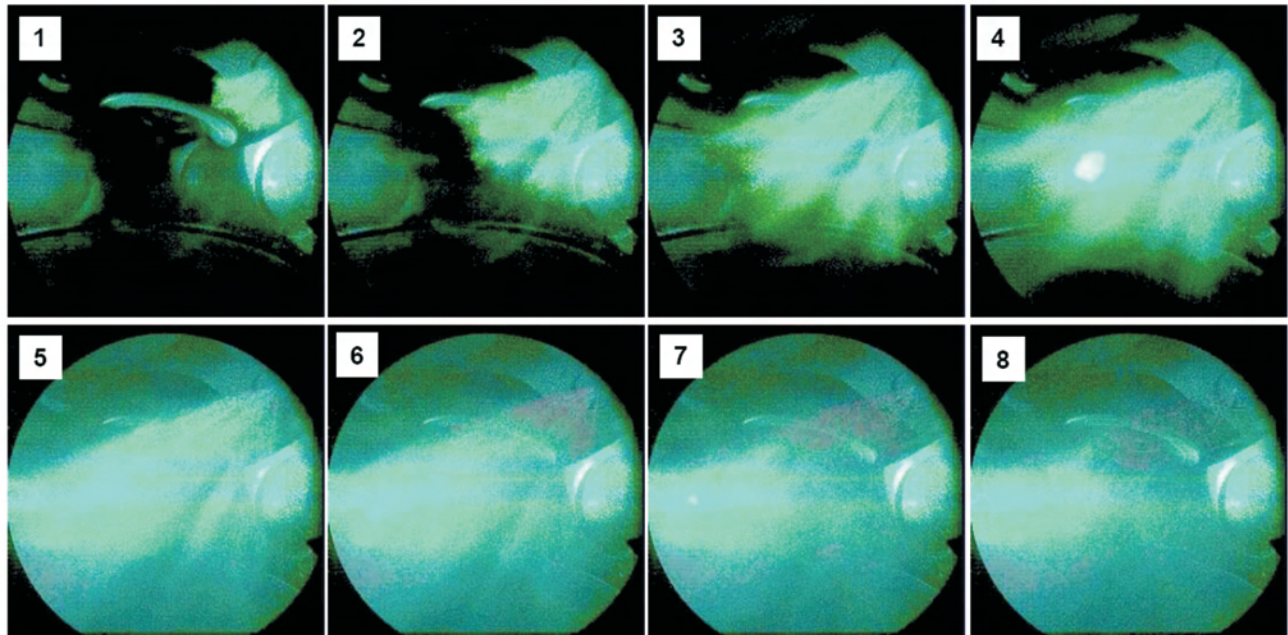


Fig. 4. Endoscopic investigation of fuel injection in a modern DI gasoline engine; start of fuel injection (top row) and end of fuel injection (bottom row)

Rys. 4. Endoskopowe badania wtrysku paliwa w nowoczesnych silnikach o ZI z wtryskiem bezpośrednim; początek wtrysku (zdjęcia górne), koniec wtrysku paliwa (zdjęcia dolne)

The formation of a homogeneous mixture after early fuel injection was verified by LIF investigations. The aromatic content of the standard fuel Euro Super used in these experiments was excited by UV laser light coming from a frequency quadrupled Nd:YAG laser at 266 nm. The light pulse enters the combustion chamber via a small window mounted in the cylinder head below the exhaust valves and a vertical light sheet was formed. Fluorescence was observed perpendicular to the plane of illumination 5 by a specially designed UV-endoscope with a high light transmittance in the UV. The engine under study was motored at low speed and injection was provided according to full load operation. A fired operation was not possible in this case because the UV endoscope was not equipped with cooling facilities. The

Na rysunku 4 pokazano sekwencję zdjęć wykonanych dla pojedynczego procesu wtrysku. Silnik pracował na obciążeniu częściowym, żeby zapewnić odpowiednie warunki cieplne. Zdjęcia wykonywane były co 1° OWK. Wtrysk paliwa odbywał się podczas suwu dolotu, w celu przygotowania mieszanki homogenicznej do spalania. Paliwo dostaje się do komory spalania od góry prawej strony zdjęcia. W pierwszym rzędzie na rys. 4 pokazano początek wtrysku, natomiast w drugim – koniec procesu wtrysku. Odpowiednio do krótkiego czasu trwania impulsu oświetlenia laserowego nie pojawia się rozmycie obrazu, mimo dużej prędkości kropeł paliwa. Tworzenie się strugi paliwa i jej penetracja w głąb komory spalania może być szczególnie obserwowane, a przez skojarzenie z czasem wtrysku można uzyskać potrzebne informacje.

UV endoscope/endoskop na zakres UV  
spark plug/świeca zapłonowa  
intake valve/zawór dolotowy  
exhaust valve/zawór wylotowy  
injector/wtryskiwacz  
sapphire window/okno szafirowe  
BTDC/przed GMP

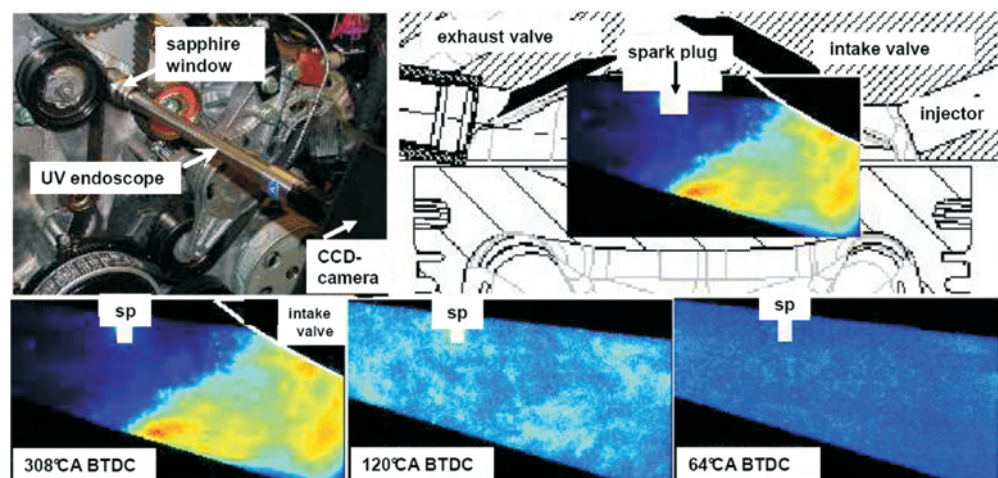
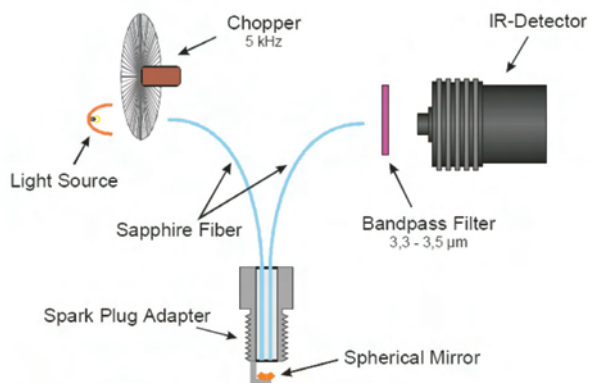


Fig. 5. UV endoscopic LIF investigation of fuel homogenisation

Rys. 5. Badania typu LIF homogenizacji paliwa z wykorzystaniem endoskopu na zakres promieniowania UV

full diameter of the endoscope tube was used for the imaging system to provide a sufficient optical aperture to achieve a F-number of the endoscope of about 22 for UV light. The images were taken with an intensified CCD camera. In the top row of Fig. 5 the location of the endoscope in the gable section of the pent-roof combustion chamber (left) and a sketch of the field of view (right) is shown. The spray penetrates from top right to bottom left. In the bottom row 3 stages of the homogenisation process are displayed: Left, during injection with liquid fuel in red and yellow colours; middle, during evaporation with remaining tiny droplets; and right, nearly perfectly homogenised mixture. Injection timing together with the in-cylinder flow field interact perfect to obtain a homogeneous mixture at the time of ignition. It is not possible to get quantitative information about the air-fuel-mixture by LIF with standard fuel.

A fibre optics spark plug sensor from LaVision, integrated into a spark plug, allows crank angle resolved measurement of the fuel concentration. Derived from this quantity, the air-fuel ratio – the lambda ( $\lambda$ ) value – is achieved directly in the combustion chamber of internal combustion engines; see Berg et al. [8, 9]. The sensor replaces the standard spark plug, which means that no modifications to the engine are required for its installation. The ignition capability of the spark plug is maintained. The principle of the technique is shown in Fig. 6. The sensor makes use of the property of



IR-Detector/czujnik promieniowania podczerwonego  
Bandpass Filter 3.3-3.5  $\mu\text{m}$ /filtr wąskoprzestupowy  
Sapphire Fiber/światłowód szafirowy  
Spark Plug Adapter/adaptacja świecy zapłonowej  
Chopper 5 kHz/tarcza znacznika 5 kHz  
Light Source/źródło światła  
Spherical Mirror/kuliste lustro

Fig. 6. Schematic set-up for the mid-infrared absorption probe (top) and view on the spark plug sensor tip (bottom)

Rys. 6. Schemat układu do pomiaru promieniowania w zakresie podczerwonym (górną) i widok czujnika w świecy

Tworzenie mieszanki homogenicznej po wczesnym wtrysku paliwa było weryfikowane badaniami typu LIF. Węglowodory aromatyczne standardowego paliwa Euro Super zastosowanego w tych badaniach były wzbudzone przez ultrafioletowe światło laserowe emitowane przez laser neodymowy typu YAG (ang. *Yttrium Aluminum Garnet*, granat itrowo-aluminiowy – przyp. tłum.) przy długości fali 266 nm z 4-krotnie zwiększoną częstotliwością. Impuls świetlny dostaje się do komory spalania przez małe okno zamontowane w głowicy cylindrowej poniżej zaworu wyłotowego i tworzy pionową płaszczyznę świetlną. Przez specjalnie skonstruowany endoskop z dużą transmitancją światła ultrafioletowego obserwowano fluorescencję w płaszczyźnie prostopadłej do powierzchni oświetlenia. Badany silnik był napędzany przy małej prędkości obrotowej, a wtrysk paliwa był odpowiedni do pracy silnika na pełnym obciążeniu. Praca silnika ze spalaniem w tym przypadku nie była możliwa, ponieważ endoskop na zakres UV nie był wyposażony w możliwości chłodzenia. Pełnowymiarowa osłona endoskopu była użyta do systemu zdjęciowego dla zabezpieczenia odpowiedniego optycznego kąta obserwacji i liczby przesłony endoskopu  $F^{(1)}$  ok. 22 dla światła ultrafioletowego. Zdjęcia były wykonywane kamerą typu CCD (matryca kamery, ang. *Charge Coupled Device* – przyp. tłum.) ze wzmacniaczem obrazu. W górnej części rys. 5 pokazano umiejscowienie endoskopu w górnej części daszkowej komory spalania (strona lewa) i zarys pola obserwacji. Struga paliwa rozprzestrzenia się od góry prawej strony do dołu lewej strony. W dolnym rzędzie (rys. 5) pokazano 3 etapy procesu homogenizacji: rys. lewy – podczas wtrysku ciekłego paliwa w kolorach czerwonym i żółtym, w środku – podczas odparowania z pozostającymi małymi kroplami, po prawej – prawie doskonale zhomogenizowana mieszanka. Wyprzedzenie wtrysku paliwa razem z działaniem pola przepływów wewnątrz cylindrowych doskonale wzajemnie oddziałują na uzyskanie mieszanki homogenicznej w chwili zapłonu. Nie jest możliwe uzyskanie informacji ilościowych dotyczących jakości mieszanki paliwo-powietrznej, gdy używa się systemu LIF z paliwem standardowym.

Czujnik światłowodowy w świecy zapłonowej firmy LaVision, zintegrowany ze świecą zapłonową, umożliwia pomiary stężenia paliwa w funkcji kąta OWK. Z tych wartości wyznacza się wartość współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  w komorze spalania silnika spalinowego (por. Berg i in. [9]). Czujnik umieszcza się w miejscu standardowej świecy zapłonowej, co oznacza, że nie wymaga on żadnej modyfikacji silnika. Zdolność do zapłonu świecy zapłonowej pozostaje utrzymana. Zasada konstrukcyjna jest pokazana na rys. 6. Czujnik wykorzystuje właściwość silnej absorpcji promieniowania podczerwonego przy długości fali  $\lambda = 3,4 \mu\text{m}$  wszystkich węglowodorów. Podczerwone światło ze źródła pulsacyjnego jest przesyłane do światło-

<sup>1)</sup> Liczba przesłony charakteryzuje ilość światła przepuszczanego do wnętrza obiektu przy danym ustawieniu przysłony. Liczba ta jest odwrotnością wielkości otworu względnego obiektywu, co oznacza, że większa liczba przesłony oznacza mniejszą ilość przepuszczanego światła (przyp. tłum.).

all hydrocarbons to absorb infrared radiation strongly at a wavelength of approximately 3.4  $\mu\text{m}$ . Infrared light from a pulsed source is coupled into an optical fibre. The fibre ends at the tip of a modified spark plug where it passes through the air-fuel mixture in the combustion chamber. A spherical mirror reflects the light back into a second receiving fibre which transports the light onto a Peltier cooled HgCdTe infrared detector after passing through an optical band pass filter. The sensor electronics records this signal at a frequency of up to 30,000 measuring points per second. Thus, sub crank angle temporal resolution is achieved. The resulting fuel density values are converted to lambda ( $\lambda$ ) values by a sophisticated calculation procedure, see Kallmeyer et al. [10].

A typical result of a measurement with the optical spark plug sensor is shown in Fig. 7. The engine was motored and the time of end of injection (EOI) was varied between 35° CA and 65° CA BTDC. All  $\lambda$ -value curves come from the very lean, reach a certain value in the rich and level out at  $\lambda$  values between 0.8 and 1.4. A mixture cloud is formed and shifted to the spark plug by the in-cylinder flow which is in interaction with the piston movement. In this experimental case best conditions to achieve a reliable ignition are given for an EOI between 50 and 60° CA BTDC; see the marked area in Fig. 7. For more experimental results achieved under fired conditions in homogeneous and stratified operation see Kallmeyer et al. [10]

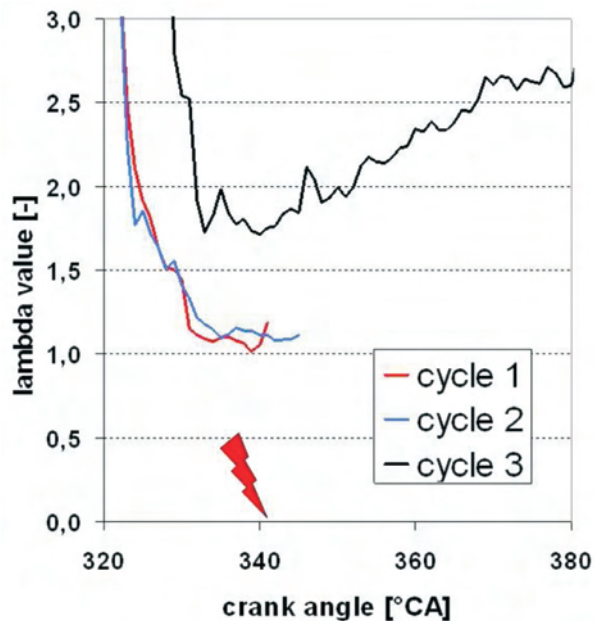


Fig. 8. Single cycle temporal  $\lambda$ -value development

Rys. 8. Zmiany bieżących wartości współczynnika  $\lambda$  w pojedynczym cyklu

The temporal development of the  $\lambda$ -value of three single cycles is shown in Fig. 8. The engine was operated lean in a stratified mode and the global  $\lambda$ -value was 2.7. The injection timing was set to provide an instable engine operation. Cycle 1 and 2 show a regular combustion after a mixture processing which results in a  $\lambda$ -value around 1 at the time of ignition. The measurement was interrupted when the flame passes the

wodu. Światłowód kończy się na czole przekonstruowanej świecy zapłonowej, skąd światło przedostaje się do komory spalania przez mieszkankę paliwowo-powietrzną. Kuliste lustro odbija promieniowanie z powrotem do drugiego światłowodu odbiorczego, który przesyła światło do chłodzonego czujnika Peltiera HgCdTe światła podczerwonego, przechodząc przez wąskoprzepustowy filtr optyczny. Elektronika czujnika rejestruje ten sygnał z częstotliwością do 30 000 punktów pomiarowych na sekundę. W ten sposób uzyskuje się rozdzielczość zbliżoną do stopnia obrotu wału korbowego. Wynikająca stąd wartość stężenia paliwa zostaje przeliczona na wartość  $\lambda$  dzięki zaawansowanej procedurze obliczeniowej (por. Kallmeyer i in. [10]).

Typowy wynik pomiarów czujnikiem optycznym w świecy zapłonowej pokazano na rys. 7. Silnik był napędzany, a czas końca wtrysku (EOI) był zmieniany w zakresie 35 do 65° OWK przed GMP. Wszystkie krzywe współczynnika  $\lambda$  schodzą od mieszanki bardzo ubogiej, osiągają pewną wartość w zakresie mieszanki bogatej i stabilizują się na

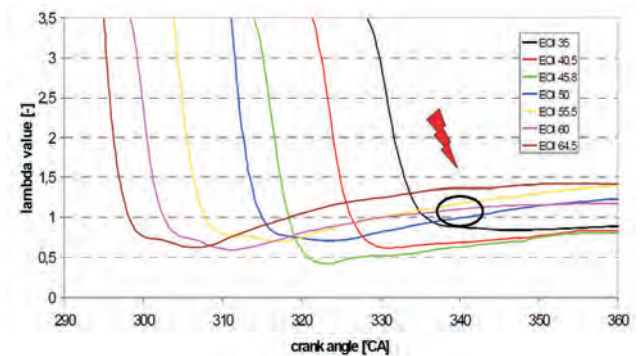


Fig. 7. Temporal  $\lambda$ -value development at different injection timings, measured by an optical spark plug sensor 6

Rys. 7. Zmiany bieżących wartości współczynnika  $\lambda$  przy różnych czasach wtrysku, mierzone przez optyczny czujnik w świecy zapłonowej

wartościach pomiędzy 0,8 i 1,4. Chmura mieszanki jest formowana i przemieszczana w kierunku świecy zapłonowej przez przepływy wewnątrzcyldrowe, które są związane z ruchem tłoka. W tym przykładzie badawczym najlepsze warunki do uzyskania niezawodnego zapłonu występują dla końca wtrysku pomiędzy 50 i 60° OWK przed GMP – zob. zaznaczony obszar na rys. 7. Więcej wyników badań uzyskanych w silniku ze spalaniem w warunkach pracy na mieszance jednorodnej i uwarstwionej zawiera praca Kallmeyera i in. [10].

Przebieg wartości  $\lambda$  w zależności od czasu dla 3 pojedynczych cykli roboczych pokazano na rys. 8. Silnik pracował na uwarstwionej mieszance ubogiej o średniej wartości  $\lambda = 2,7$ . Wyprzedzenie wtrysku dobrano tak, aby zabezpieczyć silnik przed niestabilną pracą. Cykle 1 i 2 pokazują regularne spalanie po procesie tworzenia mieszanki, co skutkuje wartością  $\lambda$  ok. 1 w chwili zapłonu. Pomiary były przerywane, kiedy pod czujnikiem przemieszczał się płomień. W cylindrze 3 mieszanka była zbyt uboga do zapłonu. Po wypadnięciu zapłonu chmura mieszanki zanikła i ostatecznie zmierzona wartość  $\lambda$  zbiegła się z wartością średnią w całym cylindrze.

sensor. In cycle 3 the mixture was too lean to be ignitable. After the failed ignition the mixture cloud disappears and finally the measured  $\lambda$ -value converges to the global  $\lambda$ -value in the combustion chamber. Thus, the engine misfire could have been explained by the analysis of the local mixture formation at the spark plug. This example shows the high sensitivity of this new probe technique.

The combustion chamber data measured directly at the spark plug give detailed information about the ignitability of the cylinder charge and provide engine developers with key characteristic values of in-cylinder events.

To further increase the performance and the output power of modern DI gasoline engines downsizing and high-pressure supercharging are commonly used. A possible problem of high-pressure supercharging at full load operation is the appearance of unwanted pre-ignition in the free mixture

Tak więc wypadnięcie zapłonu można wytłumaczyć na podstawie analizy lokalnego tworzenia mieszanki przy świecy zapłonowej. Ten przykład pokazuje dużą czułość tej nowej techniki pomiarowej.

Dane mierzone w komorze spalania bezpośrednio na świecy zapłonowej dostarczają szczegółowej informacji o zapalności ładunku znajdującego się w cylindrze i są dla konstruktorów silników kluczowymi wartościami charakterystycznymi dla zjawisk występujących wewnątrz cylindrów.

W celu dalszego zwiększania wskaźników pracy i mocy nowoczesnych silników o ZI z wtryskiem bezpośrednim stosowany jest powszechnie tzw. *downsizing* i doładowanie wysokociśnieniowe. W przypadku doładowania wysokociśnieniowego i pracy silnika na pełnym obciążeniu możliwe jest pojawienie się nieoczekiwanego, przedwczesnego samozapłonu. Charakteryzuje się on dużymi ciśnieniami w

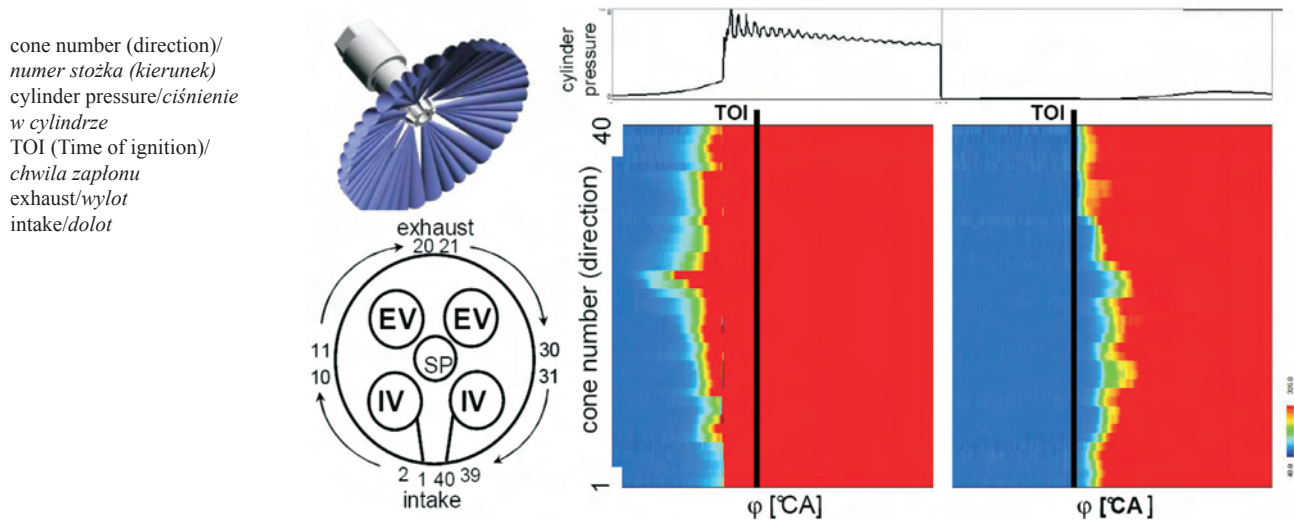


Fig. 9. Light signals for an engine cycle with pre-ignition (middle) and with regular ignition and combustion (right) and related pressure traces. Red indicates high luminosity

Rys. 9. Sygnały świetlne dla cyklu silnika z przedwczesnym zapłonem (środek), z regularnym zapłonem i spalaniem (prawy) oraz odpowiednie przebiegi ciśnienia. Kolor czerwony oznacza dużą luminancję

prior the time of ignition. This pre-ignition is characterised by high in-cylinder pressures and extremely high pressure gradients and may cause severe damages to the engine. To learn about the circumstances and to avoid these difficult phenomena detailed investigations were made. The challenging task while applying optical diagnostics on an engine with pre-ignition is that the optical access has to be extremely rugged to resist the high pressures of more than 250 bar and the extremely high pressure gradients. Two different approaches were adopted.

First, a spark plug based optical sensor system from AVL was used to detect the direction of the pre-ignition in the cylinder. This "VisioKnock" sensor described by Winklhofer et al. [11] records the flame radiation intensity within 40 narrow observation cones which cover the combustion chamber volume between spark plug and cylinder liner. The optical signals are resolved with high temporal resolution

cylindrze i ekstremalnie dużymi gradientami ciśnienia, co może prowadzić do poważnych uszkodzeń silnika. Żeby rozpoznać te warunki i ustrzec się przed tym niebezpiecznym zjawiskiem, przeprowadzono badania szczegółowe. Trudnym zadaniem przy stosowaniu diagnostyki optycznej jest to, że dostęp optyczny musi być ekstremalnie odporny na duże ciśnienia powyżej 250 bar i bardzo duże gradienty ciśnienia. Zastosowano dwa różne rozwiązania.

W pierwszym wykorzystano umieszczony w świecy czujnik optyczny z firmy AVL do detekcji przedwczesnego spalania w cylindrze. Ten czujnik typu „VisioKnock” opisany przez Winklhofera i in. [11] rejestruje intensywność promieniowania płomienia w przestrzeni 40 wąskich stożków obserwacyjnych, które pokrywają przestrzeń komory spalania między świecą zapłonową a tuleją cylindrową. Sygnały optyczne są analizowane z dużą częstotliwością w zależności od kąta obrotu wału korbowego; wyniki przedstawiono na

in a sub-crank angle regime and the results are displayed in diagrams showing the directionally resolved light emission for single engine cycles. See Schintzel et al. [12] for more applications. Figure 9 displays the optical sensor (top left) and the numbering of the optical observation cones (bottom left). In the results shown here the engine runs at low to medium engine speed and full load. A comparison of two selected single combustion cycles is presented. In a typical regular combustion cycle (right) the bright flame starts a few deg. CA after the time of ignition (TOI), whereas in case of a pronounced pre-ignition (middle) a bright flame covers the entire combustion chamber long before TOI. In addition, the related pressure traces shown above the light signals indicate the steep pressure rise at the beginning of the pre-ignition and the high absolute cylinder pressure level.

To get a clearer view of the location of the onset of pre-ignition endoscopic investigation were applied simultaneously. Without any additional illumination the flame luminescence was recorded with a high-speed video camera via an endoscope mounted in the front face of the engine; see LIF paragraph for the position of the sapphire window. The engine is operated again at full load and with high-pressure supercharging. Frames from two selected engine cycles are presented in Fig. 10. Timing is given in deg. CA ATDC of ignition. In the top row of Fig. 10 a regular ignition and combustion occurs; the ignition spark is clearly visible in the second frame. The third and fourth frame show the flame propagation and a small sooting area at the edge of one intake valve. This example corresponds to the normal combustion case of Fig. 9 right. A completely different combustion behaviour is shown in the bottom row. Combustion starts about 15° CA before TOI and the complete mixture is burning within a few deg CA before TOI. In detailed investigations with both of the described optical techniques we have tried to find out the locations where most probably the preignition

wykwiesie pokazującym kierunkową analizę promieniowania światła dla pojedynczych cykli pracy silnika. Więcej przykładów zastosowania omawia Schintzel i in. [12]. Na rysunku 9 pokazano czujnik optyczny (po lewej stronie, na górze) i numeracje stożków obserwacyjnych (poniżej). Pokazane tutaj wyniki dotyczą pracy silnika przy małej i średniej prędkości obrotowej, przy pełnym obciążeniu. Porównano dwa wybrane cykle pracy silnika. W typowym, regularnym cyklu pracy (po stronie prawej) jasny płomień pojawia się kilka stopni OWK po chwili zapłonu (TOI), podczas gdy w przypadku wspomnianego przedwczesnego zapłonu (w środku rys.) świecący płomień pokrywa całą komorę spalania długo przed iskrą zapłonową. Dodatkowo, odpowiednie przebiegi ciśnienia pokazane powyżej wykazują postrzępiony wzrost ciśnienia na początku przedwczesnego zapłonu i wysoki poziom ciśnienia w cylindrze.

W celu uzyskania jaśniejszego poglądu odnośnie do miejsca powstawania przedwczesnego zapłonu, jednocześnie zostały przeprowadzone badania endoskopowe. Bez dodatkowego oświetlenia promieniowanie płomienia zostało zarejestrowane kamerą do szybkich zdjęć przez endoskop zamontowany z przodu silnika (por. sposób umieszczenia okna szafirowego w układzie LIF). Silnik ponownie utrzymywano na pełnym obciążeniu z doładowaniem wysokociśnieniowym. Zdjęcia z dwóch wybranych cykli roboczych pokazano na rys. 10. Fazy cyklu są podane w deg. OWK po GMP w suwie pracy. W górnym rzędzie na rys. 10 pojawia się regularny zapłon i spalanie; świeca zapłonowa jest wyraźnie widoczna na drugim zdjęciu. Trzecie i czwarte zdjęcie pokazują rozprzestrzenianie się płomienia i mały obszar tworzenia się sadzy na krawędzi jednego zaworu dolotowego. Ten przykład odpowiada przypadkowi normalnego spalania z rys. 9, części prawej. Całkowicie inny przebieg spalania pokazano w dolnej części rysunku. Spalanie zaczyna się ok. 15° OWK przed przeskokiem iskry i całą mieszankę ogarnia płomień w

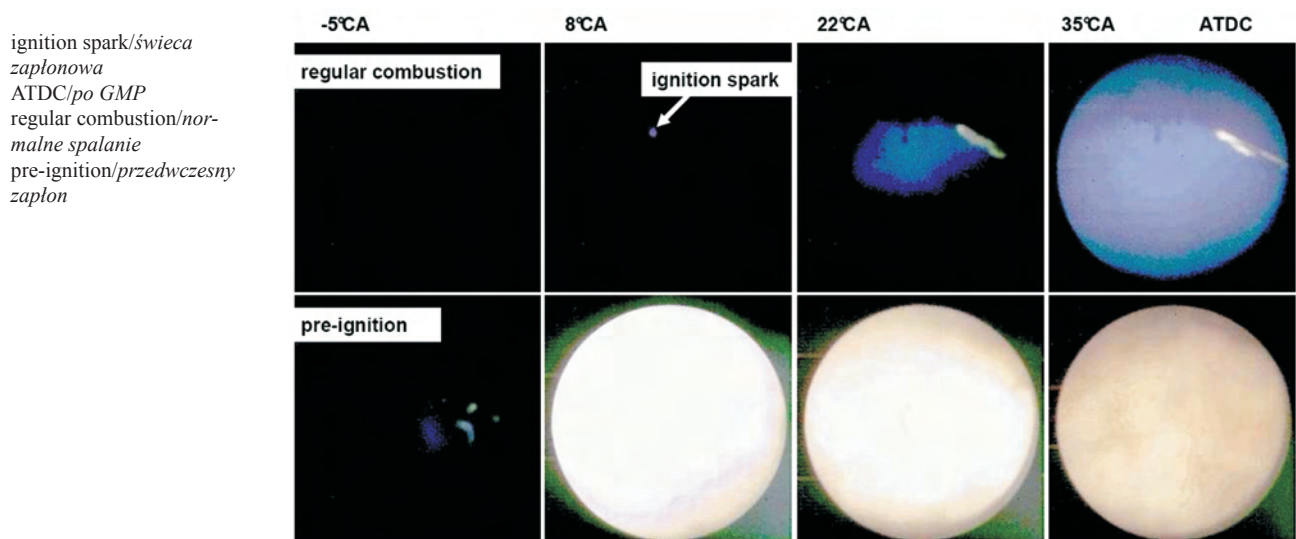


Fig. 10. Comparison of regular combustion (top row) and pre-ignition (bottom row) observed by endoscopic high-speed video; engine fired at full load with high-pressure supercharging

Rys. 10. Porównanie spalania normalnego (górna część rys.) i zapłonu przedwczesnego (dolna) rejestrowane kamerą do szybkiego filmowania przez endoskop; silnik pracujący na pełnym obciążeniu z wysokim doładowaniem

starts, and measures were examined to reduce the frequency of pre-ignition.

#### 4. Conclusion

A discussion about the use of endoscopes for the analysis of in-cylinder processes in engine research and development has to balance the disadvantages and advantages.

Disadvantages of endoscopes are:

- a) the high optical F-number results in a low light transmission efficiency (standard lens  $F = 2$ , endoscope  $F = 20-40$ ; this is a factor of greater 100 in light intensity);
- b) endoscopes have a reduced optical resolution due to their small aperture;
- c) they have a strong optical distortion due to their large viewing angle (fish-eye effect);
- d) the plane of sharp focus has a hemispherical shape; the effective usable optical diameter (ratio of outer diameter of the tube to diameter of the optical system) is limited by illumination and cooling devices incorporated in the endoscope tube;
- e) in practice illumination is not possible via internal fibres due to reflections on the combustion chamber windows which are indispensable to protect the endoscopes against the flames and the high in-cylinder pressures;
- f) the optical system of commercial endoscopes will be destroyed at temperatures higher than  $130^{\circ}\text{C}$  and therefore cooling is strongly required for high load fired engine operation.

On the other hand the advantages of endoscopes are impressive:

- a) just small optical access to the engine is required;
- b) engine operation at high speed and high load is possible;
- c) they are – in principle – easy to use and mostly no time-consuming alignment is required;
- d) they can be combined with all kinds of cameras (CCD, CMOS, High-Speed, PIV, UV-LIF, ...).

Endoscopes will become a standard tool for in-cylinder engine measurements with only minor modifications on production engines and without any operating restrictions of the engine. The most important request to the endoscope designers is to reduce the F-number to get brighter images at a given small outer diameter of the endoscope tube.

At present, a guideline for the use of endoscopes is: “Select endoscopes as large as possible and as small as necessary!”

Optical probes mounted in only small additional holes or in existing holes like the one for the spark plug will become more and more important. With the fibre optics spark plug sensor from LaVision a new generation of optical sensors is available which allows crank angle resolved measurements of the air-fuel ratio. The sensor hardware is being upgraded to measure the temporal concentration profiles of other in-cylinder species.

Many of the experimental results from the optical diagnostics are used to assist and to validate CFD-simulations done in parallel and both together deliver complete information for the engine designer about the in-cylinder processes,

ciągu kilku stopni OWK przed pojawieniem się iskry zapłonowej. W szczegółowych badaniach z wykorzystaniem obu omówionych optycznych technik badawczych podjęto próbę określenia miejsca powstawania przedwczesnego zapłonu i środków na zmniejszenie jego częstotliwości.

#### 4. Podsumowanie

W dyskusji na temat zastosowania endoskopów do analizy procesów wewnątrzcyldrowych w badaniach silników spalinowych trzeba wyważyć ich wady i zalety. Wadami endoskopów są:

- a) duża wartość liczby przesłony  $F$  powodująca małą transmisyjność światła (soczewki standardowe  $F = 2$ , endoskop  $F = 20-40$ ; tj. 100-krotne pogorszenie transmisyjności światła);
- b) endoskopy mają zmniejszoną rozdzielczość optyczną ze względu na małą aperturę<sup>2)</sup>;
- c) wykazują bardzo duże zniekształcenie optyczne ze względu na duży kąt obserwacji (efekt „rybiego oka”);
- d) powierzchnia ostrego obrazu w ognisku ma kształt półkulisty;
- e) użyteczna średnica optyczna (stosunek zewnętrznej średnicy rurki endoskopu do średnicy układu optycznego) jest ograniczona przez układy oświetlające i chłodzące zintegrowane w endoskopie;
- f) w praktyce nie jest możliwe oświetlanie przez wewnętrzne światłowody ze względu na odbicia na oknie do komory spalania, które są niezbędne do osłony endoskopów przed płomieniem i dużym ciśnieniem w cylindrze;
- g) system optyczny endoskopów handlowych ulega zniszczeniu przy temperaturach powyżej  $130^{\circ}\text{C}$  i dlatego przy pracy silnika na dużych obciążeniach niezbędne jest jego chłodzenie.

Imponujące są zalety endoskopów:

- a) wymagany jest tylko niewielki dostęp optyczny do silnika;
- b) jest możliwa praca silnika przy dużej prędkości obrotowej i obciążeniu;
- c) są – w zasadzie – łatwe do zastosowania, a ich regulacja nie jest czasochłonna;
- d) mogą być skojarzone z wszystkimi rodzajami kamer (CCD, CMOS, High-Speed, PIV, UV-LIF, ...).

Endoskopy staną się standardowym narzędziem do pomiarów wewnątrz cylindrów silników spalinowych, wymagającym nieznacznych modyfikacji konstrukcyjnych w stosunku do silników seryjnych, nie wprowadzając przy tym żadnych ograniczeń w warunkach pracy silnika. Najważniejszym oczekiwaniem od konstruktorów endoskopów jest zmniejszenie liczby przesłony  $F$  w celu uzyskania jaśniejszych zdjęć przy określonej małej średnicy rurki endoskopowej. Obecnie wytyczna dla użytkowników endoskopów brzmi następująco: „wybrać endoskop tak duży, jak to możliwe, i tak mały, jak to konieczne!”

Czujniki optyczne montowane w małych, dodatkowych lub już istniejących otworach, takich jak otwór do świecy

<sup>2)</sup> Rozwartość układu optycznego, decydująca o jego zdolności rozdzielczej i jasności obrazu, rozumiana jako kąt pomiędzy skrajnymi promieniami stożkowej wiązki światła wchodzącej do układu optycznego (przyp. tłum.)

and thus support further steps of optimisation of the combustion process of the Volkswagen FSI®-engine.

Currently, a new research approach is made to develop highly sophisticated laser-optical diagnostic tools to better analyse in-cylinder processes such as the concentration of species and of state quantities. In this research project called MIMODIA (Ger.: *Minimal Invasive MOTOrische DIAgnostik*, Eng.: *minimal-invasive engine diagnostics*) research facilities and industries work jointly together. The project is partly funded by the German Federal Ministry of Education and Research under the framework of "Optical Technologies". Finally, these optical sensors shall help to develop new engine concepts with reduced emissions and fuel consumption and thereby make a sustainable contribution to conserve the environment.

### Acknowledgement

Part of the methods and results presented in this paper were achieved in research projects funded by regional and federal German government. This support is gratefully acknowledged. The author would like to thank Stefan Dankers, Felix Kallmeyer, Gerhard Ohmstede and Kay Schintzel from the Metrology Department and the Engine Research Department for their support.

Artykuł recenzowany

### Bibliography/Literatura

- [1] Hentschel W., Block B., Hovestadt T., Meyer H., Ohmstede G., Richter V., Stiebels B., Winkler A.: Optical Diagnostics and CFD Simulations to Support the Combustion Process Development of the Volkswagen FSI Direct-Injection Gasoline Engine. SAE Technical Paper Series 2001-01-3648, 2001.
- [2] Zhao H., Ladommatos N.: Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics. Society of Automotive Engineers, Warrendale 2001, p.51.
- [3] Knapp M., Beushausen V., Hentschel W., Manz P., Grünefeld G., Andresen P.: In-cylinder mixture formation analysis with spontaneous Raman scattering applied to a mass-production SI engine. SAE Technical Paper Series 970827, 1997.
- [4] Richter M., Axelsson B., Alden M.: Engine diagnostics using laser induced fluorescence signals collected through an endoscopic detection system, SAE Technical Paper Series 982465, 1998.
- [5] Dierksheide U., Meyer P., Hovestadt T., Hentschel W.: Endoscopic 2D-PIV flow field measurements in IC engines. *Exp. in Fluids* 33 (2002), pp. 794-800.
- [6] Cartellieri W. P., Werlberger P.: Investigation of Combustion in High Speed Direct Injection Diesel Engines Using a Novel High Speed Combustion Photography Technique. SAE Technical Paper Series 845008, 1984.
- [7] Alt M., Quarg J.: Videoscapy as a development tool for air assisted direct injection of gasoline engines. Proc. 5th Int. Symp. on Internal Combustion Diagnostics, Baden-Baden, 6/7 June 02, p.243.
- [8] Berg T., Voges H., Thiele O., Beushausen V., Hentschel W., Kallmeyer F.: Optical Sensors for Automotive Engine-Research Applications. Proc. IEEE-Sensors 2005 Conference, Irvine, CA, USA, 31. Okt.-3. Nov. 2005.
- [9] Berg T., Beushausen V., Thiele O., Voges H.: Fibre Optical Spark Plug Sensor for the Optimisation of Engine Combustion Processes. *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 67 (2006), vol. 6.

zapłonowej, będą stawać się coraz ważniejsze. Dzięki czujnikowi światłowodowemu w świecy zapłonowej firmy LaVision dostępna jest nowa generacja pomiarów, która umożliwi dynamiczne wyznaczenie współczynnika nadmiaru powietrza w funkcji kąta OWK. Czujnik został rozbudowany do pomiaru chwilowej koncentracji innych cząsteczek w cylindrze.

Wiele wyników eksperymentalnych z diagnostyki optycznej jest wykorzystywanych do wspomaganie i walidacji komputerowych symulacji CFD prowadzonych równolegle, i wspólnie tworzą całościowe informacje dla konstruktorów silników na temat procesów wewnątrzcyldrowych; w ten sposób wspomagają następane kroki optymalizacyjne procesu spalania w silniku FSI® firmy Volkswagen.

Obecnie podjęto nowy kierunek badań – opracowanie bardzo zaawansowanego optycznego, laserowego narzędzia diagnostycznego do lepszej analizy procesów wewnątrzcyldrowych, takich jak: stężenie cząstek i wskaźniki stanu. W tym projekcie badawczym, nazwanym MIMODIA (niem.: *Minimal Invasive MOTOrische DIAgnostik*), wspólnie pracują jednostki badawcze i przemysłowe. Projekt jest częściowo finansowany przez Niemieckie Federalne Ministerstwo Edukacji i Badań pod nazwą „Technologie optyczne”. Ostatecznie takie czujniki optyczne powinny przyczynić się do rozwoju nowych koncepcji konstrukcyjnych silnika ze zmniejszoną emisją związków toksycznych i zmniejszonym zużyciem paliwa, i w ten sposób istotnie przyczynić się do ochrony środowiska naturalnego.

### Podziękowania

Część metod i wyników przedstawionych w tym artykule uzyskano w ramach projektu badawczego finansowanego przez niemiecki rząd federalny i rząd krajowy. Autor dziękuje za okazaną pomoc panom: Stefanowi Dankersowi, Felixowi Kallmeyerowi, Gerhardowi Ohmstede i Kayowi Schintzelowi z Działu Pomiarów i Działu Badań Silników Spalinowych.

- [10] Kallmeyer F., Dankers S., Hentschel W., Grosse G., Thiele O., Schulz C.: Bestimmung des lokalen Lambda-Wertes im FSI®-Motor mittels einer optischen Zündkerze. Haus der Technik, München; in: A. Leipertz (Hrsg.): "Motorische Verbrennung – Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze" (VII. Tagung), Ber. zur Energie- und Verfahrenstechnik; Heft 7.1, Erlangen 2007, s. 207-219.
- [11] Winklhofer E., Beidl C., Philipp H., Piock W.: Experiences with VisioFiber technologies in developing modern combustion systems. Proc. 5th Int. Symp. on Internal Combustion Diagnostics, Baden-Baden, 6/7 June 2002, pp. 7-18.
- [12] Schintzel K., Willand J.: Klopfphänomene am Beispiel ausgewählter Motoren der Volkswagen AG. In: Brill U. (ed.): Klopfregelung für Ottomotoren II; Haus der Technik, Berlin-Essen 2006.

Mr. Werner Hentschel, DSc. – employee at Research and Development – Metrology Department in Volkswagen AG, Wolfsburg, Germany.

Dr Werner Hentschel – pracownik Działu Badawczo-Rozwojowego firmy Volkswagen, Wolfsburg, Niemcy.  
e-mail: [werner.hentschel@volkswagen.de](mailto:werner.hentschel@volkswagen.de)



## Experiences with partial-flow filters to reduce the solid particle emissions from diesel engines

Four of these Particulate Reduction Systems (PMS) were tested on a passenger car and one of them on a HDV. Expectation of the research team was that they would reach at least a PM-reduction of 30% under all realistic operating conditions. The standard German filter test procedure for PMS was performed but moreover, the response to various operating conditions was tested including worst case situations. Besides the legislated CO, NO<sub>x</sub> and PM exhaust-gas emissions, also the particle count and NO<sub>2</sub> were measured. The best filtration efficiency with one PMS was indeed 63%. However, under critical but realistic conditions filtration of 3 of 4 PMS was measured substantially lower than the expected 30%, depending on operating conditions and prior history, and could even completely fail. Scatter between repeated cycles was very large and results were not reproducible. Even worse, with all 4 PMS deposited soot, stored in these systems during light load operation was intermittently blown-off. Due to these stochastic phenomena the behaviour of these systems is hardly predictable. Furthermore the provision of NO<sub>2</sub>, through catalysis ahead of the filter or in the filter matrix, is inherent in these systems. Some of this secondary NO<sub>2</sub> is emitted. Cost/benefit ratio is high compared to full-flow filters and Diesel engines equipped with partial-flow filters are inferior to SI engines regarding global warming potential. Based on these findings it is concluded that the sustainable performance of partial-flow filters is not yet determined.

Key words: diesel particle filtration, filtration efficiency, nanoparticles, filtration materials, open filters

## Badania filtrów o częściowym przepływie spalin w zakresie redukcji cząstek stałych z silników o ZS

W artykule przedstawiono wyniki badań czterech systemów redukcji cząstek stałych (PMS – Particulate Reduction Systems) zamontowanych w samochodzie osobowym i ciężarowym. Oczekiwanym efektem badań była 30-procentowa redukcja emisji cząstek stałych w rzeczywistych warunkach ruchu. Badania przeprowadzono według niemieckiej procedury badawczej rozszerzonej o badania filtrów w zmiennych warunkach pracy silników. Wykonano pomiary limitowanych normą związków toksycznych (CO, NO<sub>x</sub>, PM), a także Nielimitowanych – NO<sub>2</sub> oraz liczby cząstek stałych. Największa zmierzona sprawność filtracji wynosiła 63%. Jednakże w rzeczywistych warunkach ruchu sprawność filtracji dla trzech, z czterech przebadanych, filtrów wynosiła znacznie mniej niż zakładane 30% i jednocześnie zależała od warunków użytkowania pojazdu. Różnice wyników między poszczególnymi pomiarami były znaczne i nie były reprezentatywne. Wszystkie badane konfiguracje systemów redukcji emisji cząstek stałych pozwalały na efektywną filtrację cząstek stałych na obciążeniach częściowych. Ponadto zmiany w stężeniu NO<sub>2</sub> przed filtrem w stosunku do stężenia za filtrem są zgodne z przewidywaniami – występuje niewielka wtórna emisja tego związku za filtrem. Wskaźnik kosztów zastosowania filtra do korzyści ekologicznych jest wyższy dla filtrów o pełnym przepływie spalin w stosunku do filtrów o częściowym przepływie spalin, a jednocześnie większy jest również potencjał globalnego ocieplenia. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono konieczność dalszych badań w zakresie polepszenia właściwości filtrów o częściowym przepływie spalin.

Słowa kluczowe: filtr cząstek stałych, efektywność filtrowania, nanocząstki, materiał filtracyjny

### 1. Introduction

Full-flow filters (FFF) have become a standard. Wall flow honeycomb filter media, used in this concept are reaching filtration efficiencies exceeding 99.9% [1]. These are fitted ex-factory to European passenger cars and USA trucks [2, 3]. Retrofitting onroad heavy-duty (HD) vehicles and offroad construction machines is also very successful [4]. Retrofit filter systems with active regeneration, a prerequisite for dependable operation, are however still rather complex, bulky and costly and therefore prohibitive for retrofitting in-use passenger cars. Nevertheless to diminish emissions, in countries with a high Diesel car population, environmental policy requires simpler and less costly retrofit systems. These shall enable at least 30% curtailment of the particle mass (PM) emission, and correspondingly

### 1. Wprowadzenie

Obecnie standardem są filtry o pełnym przepływie spalin (FFF – Full-flow filters). Ścianki filtra wykonane w postaci plastra miodu powodują filtrację cząstek stałych ze sprawnością ponad 99,9% [1]. Są one przeznaczone do europejskich samochodów osobowych i amerykańskich pojazdów ciężarowych [2, 3]. Wymagane jest też wyposażenie w filtry cząstek stałych pojazdów HDV oraz maszyn pozadrogowych [4]. Filtry z aktywną regeneracją wymagają określonych warunków pracy, a jednocześnie zwiększony ich koszt wytwarzania i rodzaj zabudowy w pojeździe stanowią przeszkodę stosowania ich w samochodach osobowych. Jednakże w krajach o znacznym udziale silników o ZS ochrona środowiska wymusza stosowanie prostszych i tańszych systemów redukcji emisji cząstek stałych. Systemy

benefit air quality in the Low Emission Zones. The German [5] specification, which the Netherlands and other countries have adopted, is based on a weighted average PM emission reduction measured over 3 New European Driving Cycles (NEDC) in the new state, after 2000 km, and after 4000 km operation.

This paper describes the investigation of 4 commercially available partial-flow filters. These were tested according to the German NEDC based criteria. Moreover, since the NEDC is regarded as not reflecting real world city driving conditions [6], tests were performed in various other driving cycles and at other realistic operating conditions. In addition to PM, the investigation also measured the emission of solid nano-particles in the size range 10–400 nm, and of the systems inherent NO<sub>2</sub> emissions.

## 2. Basic properties of full-flow (FFF) and partial flow filters (PFF)

The filtration response of the full-flow [7, 11, 21] filter and the partial-flow filter [8–10] is very extensively published. Fig. 1 shows schematically the basic concept of the full-flow filter and the partial-flow filter.

Whereas in FFF [11] all exhaust gas has to pass through the fine porous walls of the filter, in the PFF [10] some flow is allowed to pass unfiltered. The ratio of the two flows PFF/FFF may be designed to be 0.5, when clean but will vary with soot deposition and may reach very low values when the filter wall gets plugged, resulting in corresponding low overall filtration.

Figure 2 shows some of the basic characteristics of the FFF and PFF concepts. Figure 2a shows the characteristics of the FFF, with this design filtration is improved with soot loading, approaching nearly 100% after a few minutes of operation. Back-pressure also increases thus continuous or discontinuous regeneration is required. Figure 2b shows

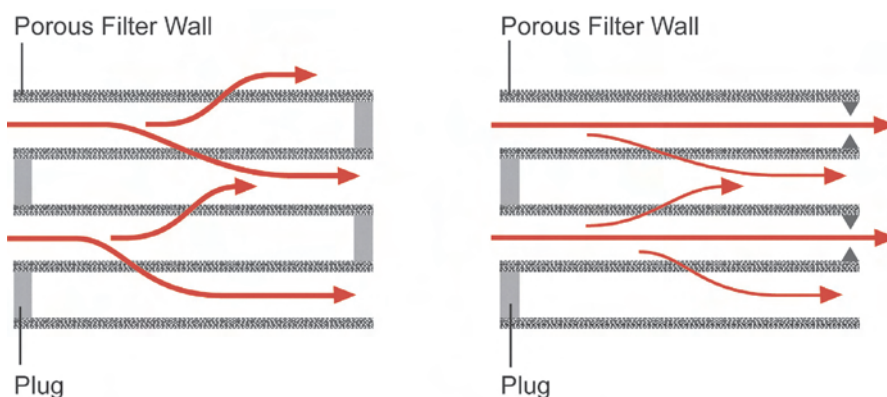


Fig. 1. Schematic of full-flow Filters FFF (left) and partial flow filters PFF (right)

Rys. 1. Schemat filtrów o pełnym (lewy) i częściowym przepływie spalin (prawy)

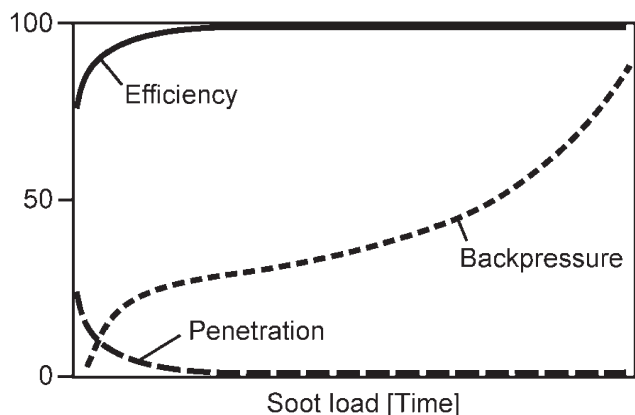


Fig. 2a. Basic properties of full-flow filters (FFF)

Rys. 2a. Właściwości filtra o pełnym przepływie

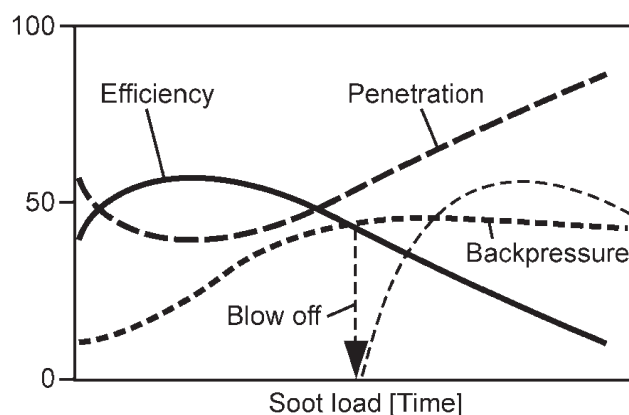


Fig. 2b. Basic properties of partial flow filters (PFF)

Rys. 2b. Właściwości filtra o częściowym przepływie

the characteristics of the PFF; these are clearly different. In the PFF design filtration efficiency decreases with soot loading and sudden blow off can happen where all stored material is lost. Backpressure however remains low.

With the FFF backpressure increases when soot loading and can become plugged if not regenerated properly while backpressure with PFF levels out with decreasing filtration efficiency. The PFF can clean itself by releasing stored soot to avoid plugging – which is undesirable from an environmental point of view.

The well-established full-flow filters, of the wall through-flow type, have porous cell walls, through which the exhaust gas passes at very low velocities (a few cm/s). Thus diffusion effects occur in the very small pores (about 10  $\mu\text{m}$ ). Such filters attain filtration efficiencies above 99.9% for all particle sizes prevalent in the exhaust-gas. The large surface area of these filters facilitates catalyst coating. The filtration efficiency of full-flow filters usually increases from 70–80%, in the new state, to the maximum value within minutes of engine operation. The maximum filtration rate is sustained during the filter life. The regeneration process periodically combusts the deposited soot particles. The full-flow filter also dependably intercepts incombustible ash particles from engine wear and combustion of lubricating oil. The backpressure initially increases rapidly, due to particle deposition in the filter walls; the back-pressure then increases linearly during soot-cake build up and finally rises rapidly if the filter becomes fully loaded. The consequent high back-pressure is not permissible. Hence, the filter must be regenerated before the back-pressure exceeds about 200 mbar (approx. every 1,000 km). Subsequently, after 2–3,000 operating hours the filter must be cleaned of ash. The filter is then fully reusable.

Prerequisites for effective regeneration are monitoring the back-pressure and initiating the regeneration through raising the temperature until ignition of the deposited soot is triggered. Engine management (delayed fuel injection, diminishing air through-flow) can raise the exhaust temperature. Other possibilities are heating after the engine, e.g. burner, catalytic combustion or electrical heating. These methods are expensive and relatively complex but they are required unless the exhaust temperature is high enough to guarantee continuous regeneration supported by catalysis [11, 35].

Partial-flow filters are essentially open cell systems, whose walls, too, are porous materials. Part of the inlet gas exits the system directly, without surrendering particles. The main channel flow has a very high velocity. The partial-flow through the filter walls is at a reduced flow rate, so that filtration can occur within the porous walls and on their surfaces. Here, too, soot deposition occurs that supports the filtration of ultrafine particles. The soot deposition in the filter medium however inevitably shifts the ratio of partial-flow to full-flow, i.e. more gas exits unfiltered. Thus the filtration efficiency decreases. The claimed advantage is that such a construction tends not to clog. Increasing soot deposits on the walls narrows the channels thereby raising the flow forces, until the deposited soot is blown off in a short but intensive

czynnik przepływu spalin dla filtra o częściowym przepływie do filtra o pełnym przepływie wynosi około 0,5, gdy filtr jest czysty, natomiast dla częściowo zatkanego filtra wartość ta może być bardzo mała, co wiąże się z bardzo małą skutecznością filtrowania.

Na rysunku 2 scharakteryzowano podstawowe właściwości filtrów o pełnym i częściowym przepływie spalin. Rysunek 2a dotyczy filtra o pełnym przepływie spalin – skuteczność filtrowania wynosi 100% po kilku minutach pracy filtra. Jednocześnie wzrost przeciwności wymusza ciągłą lub częściową regenerację filtra. Filtry o częściowym przepływie spalin (rys. 2b) różnią się charakterystyką od poprzednich. Sprawność filtracji zmniejsza się w miarę wzrostu masy cząstek w filtrze, a jednocześnie przy nagłym otwarciu filtra może nastąpić emisja znacznych ilości cząstek stałych. Przeciwność dla takiego rodzaju filtra jest niższa niż w przypadku filtra o pełnym przepływie spalin.

Dla filtrów o pełnym przepływie spalin wzrasta przeciwność w miarę załadowania filtra i przy braku regeneracji może to doprowadzić do zmniejszenia skuteczności filtrowania i zatkania filtra. W filtrach o częściowym przepływie spalin przeciwność może być regulowane przez otwarcie filtra, co jest zjawiskiem niepożądanym z punktu widzenia ochrony środowiska.

Spaliny przepływają z szybkością kilku cm/s przez porowate ścianki filtra o średnicy około 10  $\mu\text{m}$ , co skutkuje sprawnością filtracji 99,9% (łącznie dla wszystkich wielkości cząstek). Sprawność filtracji dla nowych filtrów pełnoprzepływowych wynosi do 70–80% po kilku minutach od rozruchu silnika. Maksymalny stopień filtracji jest utrzymywany podczas całego okresu eksploatacji przez stosowanie okresowej regeneracji filtra. Filtry o pełnym przepływie spalin zatrzymują cząstki stałe pochodzące ze spalania oleju napędowego i smarującego. Początkowy szybki wzrost przeciwności spowodowany jest zataniem ścianek filtra, następnie występuje okres liniowego powolnego wzrostu przeciwności, aż do chwili utworzenia dużych aglomeratów cząstek i nagłego wzrostu przeciwności. Dla wartości przeciwności około 200 mbar następuje regeneracja spalin (przeważnie po przebiegu 1000 km). Następnie co 2–3 tys. godzin użytkowania filtra powinien być on czyszczony ze związków popiołu – po takim zabiegu filtr jest w pełni użyteczny do wielokrotnego zastosowania.

Warunkiem wstępnym wywołania regeneracji filtra cząstek stałych jest odpowiednia wartość przeciwności w filtrze. Regeneracja powodująca samozapłon sadzy jest inicjowana przez wzrost temperatury gazów spalinowych, wywołany m.in. opóźnionym wtryskiem paliwa lub zmniejszeniem strumienia powietrza. Innymi sposobami jest podgrzewanie filtra z wykorzystaniem palnika płomieniowego, utlenianie katalityczne lub ogrzewanie elektryczne. Sposoby te są jednak dość drogie i złożone, ale są stosowane w przypadkach niskiej temperatury spalin niepowodującej regeneracji filtra [11, 35].

Filtry o częściowym przepływie spalin są systemami o otwartych celach filtracyjnych, których ściany wykonane są również z materiałów porowatych. Część spalin przepływa

smoke puff. That process then reiterates – an effect which is well known and described as store-and-release [12]. Any actual curtailment of particle emissions only occurs when the intercepted soot is converted to CO or CO<sub>2</sub>. The temperature in a passenger car exhaust is too low for oxygen to react with the soot. The only possibility is to utilize NO<sub>2</sub> for regeneration, a process, which may start at temperatures as low as 230°C if sufficient NO<sub>x</sub> is available. Hence, a very effective oxidation catalytic converter, coated with platinum, must be mounted ahead of the filter. This oxidation catalyst converts part of the engine NO into NO<sub>2</sub>. NO<sub>2</sub> will be decomposed again and will release an oxygen atom, which can combust soot above 230°C. This is a slow process and therefore only oxidizes deposited soot. The stoichiometric mass ratio of for this process is at NO<sub>2</sub>/C = 7.6 if CO<sub>2</sub> shall be formed. Experience indicates a 2–3 times higher NO<sub>2</sub> production is necessary, since not all NO<sub>2</sub> can react with soot [35]. The four critical parameters of partial-flow filters therefore are: filtration response, NO<sub>2</sub> availability, adequate temperature and storage capacity.

### 3. On-road test

The German test procedure was performed as per Annex 26 [5] of the German traffic certification directive. The filtration performance is assessed during the NEDC test in the as new state, then after 2000 km of light load city operation and then again after further a 2,000 km. Depending on the emission level of the vehicle, the distance can be extended to 2,500 km. The mileage accumulation can be performed on the road, or on the chassis dynamometer. The average speed is between 25 and 35 km/h but never exceeding 70 km/h. The idling time is > 7% of operating time. The duration between 50 and 70 km/h is < 10% of operating time. The highest exhaust temperature is < 300°C. The measurements on the chassis dynamometer are done after conditioning (2–3 times, Part 2 of the NEDC). A weighted average, which overweights the results after the city driving period, decides the approval. This value must be more than 30% filtration efficiency. After the actual test, a so-called worst-case test is performed at engine full load: as soon as exhaust temperature reaches values above 550°C an oxygen regeneration is initiated. This fast regeneration with high heat release is used to verify the thermo-mechanical dependability of the system. The test is supplemented with a smoke measurement during free acceleration.

This standard test was performed on two of the systems, here designated system A and system C, i.e. an actual partial-flow filter and a foam deep filter. Fig. 3 shows the results. In the figure C denotes the conditioning phase (3 times NEDC without measurement), T denotes the emissions testing phase (NEDC) and WC” denotes the worst case test. How the system behaves in between the test points T is not known.

The baseline is the filtration efficiency in the as new state, which complies with the limits. Compared to the baseline, the filtration decreases substantially for both systems after the first city driving period. This deterioration continues in the second stage but is mostly corrected through regeneration during the so-called worst case test (WC). The weighted

bezpośrednio przez filtr bez filtrowania ich z cząstek stałych. Główny strumień przepływu ma znaczną prędkość, natomiast tylko część spalin przepływa przez porowate ścianki, filtrując je z drobnych cząstek stałych. Częściowy przepływ spalin przez filtr powoduje niepełną filtrację, a jednocześnie zmniejsza sprawność filtracji, która jest mniejsza niż dla filtrów o pełnym przepływie spalin. Korzyścią natomiast jest niezatykanie się filtra. Osadzanie sadzy na ściankach filtra powoduje jednak zwężanie się kanałów i niepożądaną właściwość wydmuchiwania sadzy przy dużych natężeniach przepływu spalin przez filtr. Proces ten jest znany pod nazwą *store-and-release* i opisany w literaturze [12]. Zmniejszanie emisji cząstek stałych następuje jedynie podczas utleniania sadzy (węgla) do CO lub CO<sub>2</sub>. Temperatura spalin samochodów osobowych jest zbyt niska, aby utlenić cząstki sadzy. Jedyną możliwością jest zwiększenie stężenia NO<sub>2</sub>, tak aby częściowa regeneracja filtra mogła rozpocząć się już w temperaturze 230°C. Jest to możliwe dzięki zamontowaniu reaktora utleniającego z nałożoną warstwą platyny przed filtrem cząstek stałych. Reaktor katalityczny utlenia NO do NO<sub>2</sub>, który następnie rozpada się, uwalniając atom tlenu potrzebny do utleniania sadzy. Jest to proces powolny i powoduje utlenianie jedynie zgromadzonej w filtrze sadzy. Jeżeli produktem reakcji ma być CO<sub>2</sub>, to stosunek stechiometryczny reagentów tego procesu wynosi NO<sub>2</sub>/C = 7,6. Badania doświadczalne wskazują, że wymagana jest 2–3-krotnie większa ilość NO<sub>2</sub>, gdyż niecały dwutlenek azotu może reagować z sadzą [35]. Sprawność filtrów o częściowym przepływie spalin jest uwarunkowana następującymi czynnikami: możliwością filtracji, stężeniem NO<sub>2</sub>, odpowiednią temperaturą oraz pojemnością.

### 3. Testy drogowe

Niemiecką procedurę badawczą zastosowano na podstawie Aneksu 26 [5] niemieckiej dyrektywy transportowej. Właściwości filtracyjne filtrów oceniono podczas testu NEDC dla nowego filtra, następnie po przebiegu 2000 km i po kolejnych 2000 km. W zależności od poziomu emisji spalin, ostatni dystans może być wydłużony do 2500 km. Dystans 2000 km może być pokonany podczas normalnej eksploatacji lub na hamowni podwoziowej. Średnia prędkość wynosi 25–35 km/h, ale nie przekracza 70 km/h. Czas pracy na biegu jałowym wynosi > 7% całkowitego czasu użytkowania. Zakres prędkości między 50 a 70 km/h nie powinien przekraczać 10% czasu użytkowania. Najwyższa wartość temperatury spalin powinna wynosić poniżej 300°C. Pomiar na hamowni podwoziowej były wykonywane po kondycjonowaniu pojazdu (2–3-krotna druga część testu NEDC). Wynikiem była wartość średnia, która musiała być większa od 30%. Po każdym teście wykonano próbę pełnego obciążenia, w której temperatura spalin osiągała 550°C, inicjując regenerację filtra. Szybka regeneracja ze znacznym wywiązywaniem się ciepła była podstawą do stwierdzenia wytrzymałości termiczno-mechanicznej systemu. Test uzupełniono również o pomiar zadymienia spalin w teście swobodnego przyspieszania.

Standardowy test przeprowadzono dla dwóch systemów oznaczonych symbolami A i C, tzn. dla filtra o częściowym

average filtration efficiencies are: system A 3.1%, and system C 8.2%. Both systems do not attain the objective.

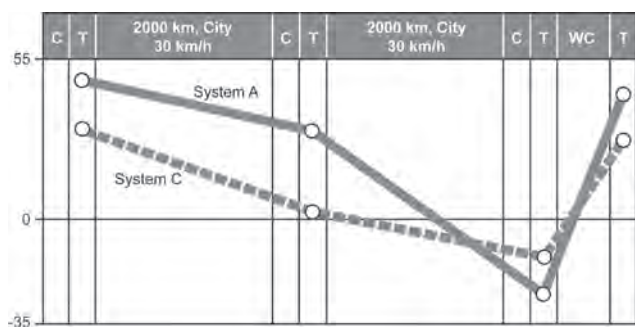


Fig. 3. Performance of system A and system C

Rys. 3. Charakterystyki systemów A i C

The soot puff, during free acceleration from idling engine speed to governed engine speed, was verified after the defined test runs. System B emitted 17% less soot than the base-line; system G emitted double the baseline value.

These tests clearly indicate the deficiency of these partial-flow filters. The filtration deteriorates, due to soot deposition, and thus the danger of soot puffs when the deposits are blown-off.

The filtration efficiency scatter indicates that conditions change from test to test. Possibly, other higher values might have been recorded, had the filter shed soot just before measurement, i.e. a stochastic phenomenon. These observations indicate that filter conditioning is unsuitable for system evaluation. During conditioning, deposits are removed. Thus the filter is restored to an more effective state than after the city driving period. Without assessing the conditioning phenomena, the results are unrealistically distorted. Hence, the results of this standard test are misleading, overestimating the real world efficacy of these devices.

In 2008 the German automobile club ADAC [13] tested 9 marketed partial-flow filters, types A and B. However, the city driving phase was only 1,500 km. The measurements before and after the city driving showed an average deterioration of the filtration efficiency from 39% to 21% with individual cases of -51%, despite conditioning before measurement. During a so-called "Autobahn-cycle" 8 of 9 filters candidates showed blow-off, emitting on average 110% PM above engine baseline, in one case 370%.

#### 4. Chassis dynamometer tests

In 2006 the Exhaust-Gas Test Center AFHB of the Swiss University of Applied Sciences, Biel investigated such devices. The tests comprised the following:

##### INFLUENCE OF SOOT BURDEN AND BLOW-OFF PHENOMENA

Constant speed 35 km/h from cold start

4<sup>th</sup> gear

Exhaust temperature < 200°C

Test duration: 210 minutes

Constant speed 65 km/h from warm start

4<sup>th</sup> gear

Exhaust temperature ≈ 300°C

przepływie spalin (A) oraz dla filtra o pełnym przepływie (C). Na rysunku 3 pokazano wyniki badań: symbolem C oznaczono kondycjonowanie (3 razy test NEDC bez pomiaru), T – oznacza emisję w teście NEDC oraz WC oznacza najgorszy wynik. Wyniki badań między testami T nie są znane.

Punktem odniesienia jest sprawność filtracji elementów nowych. W porównaniu do stanu wyjściowego, sprawność filtracji znacznie zmniejsza się dla obydwu systemów już po pierwszym okresie użytkowania. Dalsze pogorszenie sprawności filtracji w drugim etapie zostało poprawione głównie dzięki procesowi regeneracji. Średnia ważona sprawności filtracji to 3,1% dla systemu A oraz 8,2% dla systemu C. Obydwa badane systemy nie osiągnęły celu (30-procentowej sprawności).

Zweryfikowano również emisję sadzy podczas swobodnego przyspieszenia od prędkości obrotowej biegu jałowego do maksymalnej prędkości obrotowej silnika. System B wyemitował 17% mniej sadzy (po testach NEDC) niż system określony jako bazowy, natomiast system G wyemitował dwa razy więcej niż system bazowy.

Niewielka wartość sprawności filtracji wskazuje zmianę warunków wykonywania testów. Prawdopodobnie mogłyby być rejestrowane większe wartości emisji PM, jednakże okresowe zjawisko wydmuchiwania cząstek z filtra o częściowym przepływie spalin nie jest w pełni kontrolowane. Spostrzeżenia te wskazują na niewłaściwe kondycjonowanie filtra przed oceną jego sprawności (usuwanie cząstek stałych podczas niemierzonego okresu kondycjonowania). W ten sposób filtr jest oczyszczony jeszcze przed pomiarem. Bez pomiarów emisji podczas kondycjonowania nie jest możliwe określenie sprawności filtrowania i uzyskane wyniki są niepełne. Tak więc istnieje potrzeba zmiany procedury badawczej filtrów cząstek stałych, w celu dokładnej oceny ich właściwości.

W roku 2008 niemiecki ADAC [13] przetestował 9 komercyjnych filtrów o częściowym przepływie spalin typu A i B. Długość cyklu badawczego wynosiła 1500 km, głównie w ruchu miejskim. Pomiary przed i po badaniach przedstawiono w postaci wartości średnich, które wskazywały na pogorszenie sprawności filtracji o 21–39% (w indywidualnych przypadkach o 51%) w stosunku do pomiarów przed testem. Podczas cyklu „autostradowego” 8 z 9 przebadanych filtrów emitują średnio 110% więcej cząstek stałych (sporadycznie aż do 370%) w stosunku do poziomu bazowego.

#### 4. Testy na hamowni podwoziowej

W roku 2006 w Exhaust-Gas Test Center AFHB na Uniwersytecie Szwajcarskim w Biel przebadano również podobne systemy oczyszczania spalin. Wyniki podano poniżej.

##### BADANIA WYPALANIA I WYDMUCHIWANIA SADZY

Stała prędkość 35 km/h od zimnego rozruchu

4. bieg

temperatura spalin < 200°C

czas próby 210 min

Stała prędkość 65 km/h od gorącego rozruchu

4. bieg

temperatura spalin ok. 300°C

Test duration: 210 minutes

Load variation to investigate temperature dependence

Constant speed 85 km/h in 6<sup>th</sup> gear

Wheel load incremented in 5 steps from 0–1600 N chassis dynamometer setting i.e. until full load.

#### EMISSIONS AT CONSTANT SPEED

Setting the chassis dynamometer, which simulates roll resistance on a horizontal road; driven in 5<sup>th</sup> gear. At constant speeds of 45–120 km/h

#### EMISSION FACTORS IN VARIOUS DRIVING CYCLES

The following driving cycles were tested twice on two different days:

- New European Driving Cycle NEDC, cold and warm
- Federal Test Procedure FTP75, warm
- CADC (so-called ARTEMIS cycle [6]) warm
- New York City Cycle NYCC, warm
- German Autobahn Cycle BAB, warm

This program is based on over 10 years experience in testing and certification of full-flow particle filters deployed in Switzerland. It also considers results of prior investigations [1, 14–17].

The test vehicle details are given below.

VW Passat TDI (on the chassis dynamometer):

- Manufactured in year 2005
- Vehicle type 3BG
- Engine displacement 1.9 dm<sup>3</sup> (1896 cm<sup>3</sup>)
- Power rating 96 kW at 4000 rpm
- Torque 310 N·m at 1900 rpm
- Engine type AVF
- Engine TDI 2V VTG
- Injection system Pump nozzle
- Exhaust after-treatment DOC close coupled
- Emission level Euro 3
- Gear box 6 gear manual
- Odometer at start 23,700 km

The test fuel used throughout this work was Shell Formula Diesel, compliant to EN-SN-590 with a sulfur content of less than 10 ppm. Details of the test lubricant are given below.

Lubrication oil: SAE OW/30

Sample analysis of fresh oil:

Sulfur	5000 ppm
Calcium	2847 ppm
Iron	171 ppm
Phosphorous	1078 ppm
Zinc	1243 ppm

The baseline emissions results over the different test cycles are given in Tab. 1 and the baseline emissions values at the different load settings at 85 km/h in 6<sup>th</sup> gear are given in Tab. 2.

The measurement of the emitted gaseous components and the particle mass PM is performed according to EU-legislation for passenger car emission measurement. The measurement system is shown schematically in Fig. 4. The nanoparticle analysis was done using the heated rotary diluter MD 19, the instruments CPC for the total particle

czas próby 210 min

zmiennie obciążenie w zależności od temperatury

Stała prędkość 85 km/h na 6 biegu

wzrost obciążenia w 5 krokach od 0 do 1600 N na hamowni podwoziowej do wartości maksymalnej.

#### POMIARY EMISJI PRZY STAŁEJ PRĘDKOŚCI POJAZDU

Pomiary na hamowni podwoziowej, symulowany opór po poziomej drodze, prędkość z zakresu 45–120 km/h na 5. biegu.

#### WSKAŹNIKI EMISJI DLA RÓŻNYCH TESTÓW BADAWCZYCH

Testy jezdne wykonywano dwukrotnie w kolejnych dniach:

- NEDC – New European Driving Cycle, zimny i gorący rozruch
- FTP75 – Federal Test Procedure, gorący rozruch
- CADC (zwany również ARTEMIS cycle [6]), gorący rozruch
- NYCC – New York City Cycle, gorący rozruch
- BAB – German Autobahn Cycle, rozruch gorący.

Program badań oparto na 10-letnim doświadczeniu szwajcarskim w certyfikacji i badaniach systemów o pełnym przepływie spalin. Jest on również potwierdzony wcześniejszymi badaniami [1, 14–17].

Charakterystykę techniczną badanych pojazdów podano niżej.

VW Passat TDI (badania na hamowni podwoziowej):

- rok produkcji: 2005
- typ pojazdu: 3BG
- pojemność silnika: 1,9 dm<sup>3</sup> (1896 cm<sup>3</sup>)
- moc maksymalna: 96 kW przy 4000 obr/min
- moment obrotowy: 310 N·m przy 1900 obr/min
- typ silnika: AVF
- silnik: TDI 2V VTG
- system wtrysku: pompa wtryskowa
- system oczyszczania spalin: reaktor utleniający
- poziom emisji: Euro 3
- skrzynia biegów: 6-biegowa, manualna
- przebieg: 23 700 km

Paliwo wykorzystywane w badaniach to Shell Formula Diesel, którego wymogi były zgodne z EN-SN-590 (zawartość siarki poniżej 10 ppm). Poniżej podano szczegółowe dane dotyczące oleju smarującego:

olej SAE OW/30;

skład nowego oleju:

siarka:	5000 ppm
wapń:	2847 ppm
żelazo:	171 ppm
fosfory:	1078 ppm
cynk:	1243 ppm

W tabeli 1 podano wartości emisji bazowej dla różnych testów, a w tab. 2 emisję dla różnych obciążeń silnika przy prędkości 85 km/h na 6. biegu.

Pomiar emisji związków gazowych i masy cząstek stałych dokonano zgodnie z europejskimi wymaganiami dotyczącymi emisyjności samochodów osobowych. Sys-

Table 1. Emissions baseline of the test vehicle over the different driving cycles

Tabela 1. Emisja bazowa pojazdu w różnych testach drogowych

g/km	Euro 3	NEDC cold/ NEDC zimny	NEDC warm/ NEDC gorący	FTP 75 warm/ FTP 75 gorący	CADC warm/ CADC gorący	NYCC warm/ NYCC gorący	BAB warm/ BAB gorący
CO	0.64	0.21	0.05	0.04	0.24	0.27	0.02
HC	–	0.06	0.02	0.03	0.02	0.03	0.02
NO <sub>x</sub>	0.5	0.35	0.35	0.40	0.72	0.75	0.8
PM	0.05	0.03	0.025	0.033	0.07	0.07	0.025

count, SMPS for the particle size analysis 10–400 nm, and the sensors DC and PAS for the online determination of the particle surface and the overall elemental carbon (EC) in the size range 10–1000 nm. The equipment was deployed at various test locations. For measurements in the CVS-Tunnel, the instrumentation was enhanced with the Electrical Particle Impactor (ELPI), which provides information on count and mass in 12 size classes 30–10,000 nm. Details of the instrumentation are given in [18]. Sampling was according to Particulate Measurement Protocol (PMP) [36] with 300°C preheated sampling lines and dilution range (DR) > 100 to guarantee that only solid particles were counted.

tem pomiarowy przedstawiono na rys. 4. Pomiar liczby cząstek stałych wykonano z użyciem grzanej linii gazowej z rozcieńczaniem spalin MD19, licznika cząstek stałych CPC, analizatora SMPS wielkości cząstek stałych w zakresie 10–400 nm oraz czujników DC i PAS do bieżącego określania powierzchni cząstek i całkowitego udziału węgla (elemental carbon) o rozmiarze 10–1000 nm. Analizatory te były podłączone w różnych miejscach układu wylotowego. W pomiarach z wykorzystaniem systemu CVS użyto analizatora ELPI do pomiaru liczby i masy cząstek w 12 przedziałach dla zakresu średnic cząstek 30–10 000 nm. Szczegółowe informacje o analizatorach podano w [18]. Próbkowanie

Table 2. Emissions baseline of the test vehicle in load steps at 85 km/h, 6th gear

Tabela 2. Emisja bazowa pojazdu dla różnych obciążeń przy prędkości 85 km/h na 6. biegu

Load/Obciążenie	Exhaust temp./ Temperatura spalin [°C]	PM [g/km]	PN x 10 <sup>6</sup> 10–400 nm [# /cm <sup>3</sup> ]	P Ø [nm]	NO <sub>x</sub> [ppm]	NO <sub>2</sub> /NO <sub>x</sub> [%]
3 N	230	0.007	35.7	60	50	41
400 N	330	0.019	21.1	70	196	39
800 N	390	0.033	10.6	80	461	23
1200 N	435	0.046	4.4	80	856	15
1600 N	465	0.055	4.5	80	1099	8

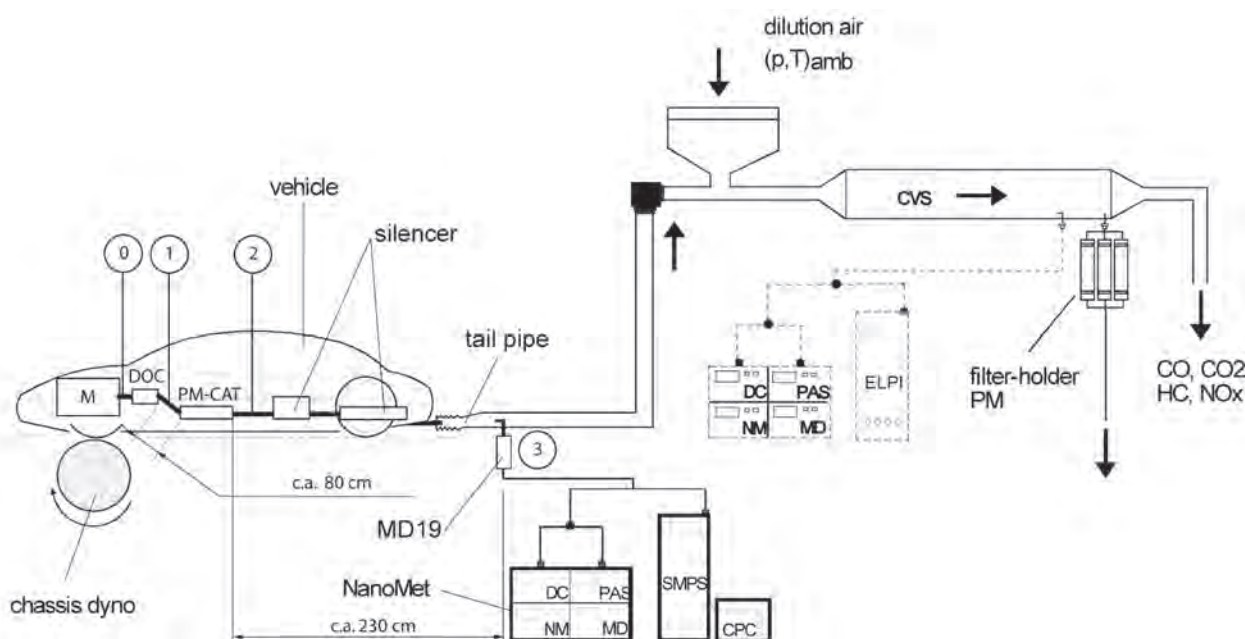


Fig. 4. Sampling points and instrumentation for exhaust-gas and nanoparticles on the chassis dynamometer

Rys. 4. Punkty poboru spalin i wykorzystywana aparatura do pomiaru emisji związków gazowych i cząstek stałych w badaniach na hamowni podwoziowej

A specialty of this investigation is the sample extraction before and after the test object. This segregates the influence from other parts of the exhaust system on the investigated emissions and permits a proper evaluation of the properties of each single device e.g. the filtration of the filter and the conversion of the DOC. It also identifies any trends in the engine emissions during the testing period. The sampling points are "0" before the DOC, "1" between DOC and filter, and "2" immediately after the filter, for nanoparticles and NO<sub>2</sub>. The sampling lines are instrumented for pressure and temperature.

The sampling points are connected to the instrumentation chain through a heated switching valve. In some cases a DOC was integrated in the device and then unfortunately there was no access to the point between the integrated DOC and the filter unit.

### Test candidates

Filter A is actually a partial-flow filter [19, 20]. The design features are a metallic substrate of corrugated and perforated foils and a fleece of very fine metallic fibers acting as the actual filter medium. Deflection blades in the channels create flow conditions, which intensify momentum cross-transfer between the channels and flow through the filter fleece. This PMS used the existing closed coupled DOC of the vehicle for the necessary NO<sub>2</sub>-formation and an integrated DOC immediately upstream of the PFF in addition.

Filter B [10] is derived from a VERT-certified full flow sintered metal filter. This filter provides a high filtering surface and excellent ash storage by a filter pocket design instead of a cellular filter structure. The filter medium itself consists of a fine metal grid covered with sintered metal powder. It attains a filtration efficiency of > 98% according to the VERT verification protocol [1]. For the application as partial-flow filter each filter pocket has received two exit holes, providing an overall section of about 400 mm<sup>2</sup>, through which the exhaust-gas can escape unimpeded and unfiltered. This PMS also used the vehicle DOC for the necessary NO<sub>2</sub> formation, but the existing was replaced by a new one.

The other two test candidates C and D are coarse-pored deep filters of ceramic and metallic foams. This concept goes back to the early days of exhaust filter development [22, 23], when filtration efficiencies up to 90% were attained with well engineered foams. However, the store-and-release problem, i.e. the occasional soot blow-off, was never adequately mastered. The pore size of these filters is in the range 1–3 mm i.e. almost two orders of magnitude larger than the usual pore size of ceramic wall flow filters. Since filtration efficiency of ultrafine particles is proportional to the filter depth/pore diameter × flow velocity [24] the disadvantage of large pore size and large flow velocity must be compensated for by a greater filter depth, which is basically detrimental to the pressure loss. An acceptable trade-off is not easy to achieve. C uses an integrated DOC and was placed close coupled replacing the vehicle DOC. D again used the existing vehicle DOC but in addition some Pt coating inside the PMS-structure. The different filter technologies are shown in Fig. 5.

spalin było zgodne z wytycznymi podanymi w Protokole Pomiaru Cząstek Stałych (PMP – *Particulate Measurement Protocol*) [36], w którym określono temperaturę grzanej linii gazowej na 360°C oraz stopień rozcieńczenia powyżej 100, gwarantujący pomiar części węglowej cząstek stałych.

Celem badania jest ekstrakcja próbna przed zastosowaniem przedmiotu testu i po jego zastosowaniu. W ten sposób oddzielony zostaje wpływ innych części układu wylotowego na badane emisje oraz pozwala to na poprawną ocenę właściwości każdego z urządzeń, np. wydajności filtra i konwersji reaktora katalitycznego (DOC – *Diesel Oxidation Catalyst*). Możliwe jest także zidentyfikowanie wszelkich zachowań emisji silnika podczas przeprowadzania testu. Punktami próbkowania są "0" przed DOC, "1" między DOC a filtrem i "2" za filtrem cząstek stałych. Linie próbkowania są wyposażone w pomiar wartości ciśnienia i temperatury.

Punkty próbkowania połączono z analizatorami za pomocą zaworu łączeniowego. W niektórych przypadkach DOC zintegrowano z filtrem, co niestety powodowało, że do punktu między zintegrowanym DOC a filtrem nie było dostępu.

### Testowane filtry

Filtr A to filtr częściowego przepływu [19, 20]. Wykonany jest z metalicznego substratu, składającego się z falistych i perforowanych folii oraz z włókniny powstałej z włókien metalicznych wysokiej jakości, które pełnią funkcję środka filtrującego. Znajdujące się w kanałach łopatki odchylające tworzą takie warunki przepływu, które intensyfikują pęd między kanałami oraz przepływ przez włókninę filtrującą. Badany PMS użyto łącznie w reaktorze katalitycznym pojazdu do wytworzenia NO<sub>2</sub>.

Filtr B [10] to filtr pełnego przepływu, wykonany ze spieku metalowego, posiadający certyfikat VERT. Filtr ten charakteryzuje się dużą powierzchnią filtrującą oraz doskonałym magazynowaniem popiołu dzięki specjalnie przewidzianej kieszeni zamiast konstrukcji komorowej. Samo medium filtrujące składa się z wysokiej jakości siatki metalowej pokrytej proszkiem ze spieku metalowego. Wydajność filtracji osiąga sprawność powyżej 98% zgodnie z protokołem weryfikacyjnym VERT [1]. W celu zastosowania filtra jako częściowo przepływowego każdą kieszeń zaopatrzone w dwa otwory wylotowe, zapewniając w ten sposób całkowitą powierzchnię około 400 mm<sup>2</sup>, przez którą może wydostać się bez przeszkód nieprzefiltrowany gaz wylotowy. Ten PMS również wykorzystał DOC pojazdu do wytworzenia NO<sub>2</sub>, lecz obecny wymieniono na nowy.

Dwa pozostałe filtry C i D to chropowato-porowate filtry z pianek ceramicznych i metalicznych. Taka budowa filtrów wynika z początków prac nad filtrami cząstek stałych [22, 23], kiedy wydajność filtracji do 90% osiągnano z zastosowaniem wysokiej jakości pianek. Jednak nigdy nie poradzono sobie całkowicie z problemem magazynowania oraz wydzielania sadzy, a dokładniej – ze sporadycznym wybuchem sadzy. Wielkość porów w tych filtrach wynosi od 1 do 3 mm, tzn. prawie dwa rzędy wielkości więcej niż normalna wielkość poru w filtrach ceramicznych. Ponieważ wydajność filtracji cząsteczek ultradrobnych jest propor-

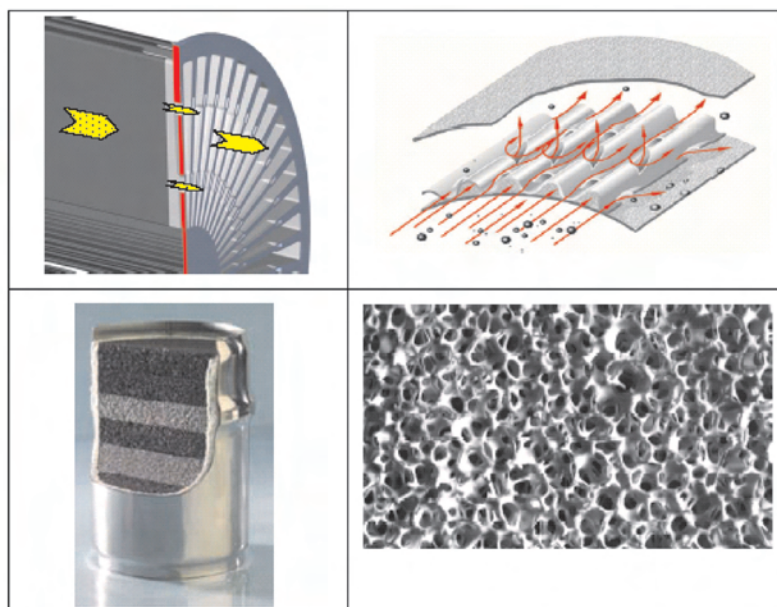


Fig. 5. System B above left; system A above right, system C below left; the picture below right shows the typical structure of an open pore ceramic foam from [23]

Rys. 5. System B (na górze po lewej), system A (na górze po prawej), system C (na dole po lewej); rysunek na dole po prawej przedstawia standardową strukturę cel ceramicznych [23]

Table 3 shows some of the physical properties of the test systems. Some of the dimensions are estimated. The velocities are based on an average engine flow  $0.076 \text{ m}^3/\text{s}$ . The storage volume of A, C and D was calculated assuming that agglomerates larger than  $10 \mu\text{m}$  will be blown off, since aerodynamic forces exceed adhesion forces.

The comparison demonstrates the large differences of these concepts. Filter B has so much volume-storage capacity that it will never need to clean itself during the actual chassis dynamometer testing period of less than 1500 km while all other systems, which can only store soot on their flow exposed surfaces must blow off if they do not regenerate during the 1500 km testing period. This means that the quality of Filter B will be overestimated during short time testing as performed here.

cyjonalna do głębokości filtra/średnicy celi  $\times$  prędkość przepływu [24], niekorzystną wielkość celi i dużą prędkość przepływu należy zrekomensować większą głębokością filtra, co jest szkodliwe dla przeciwcisnienia. Niełatwo jest znaleźć dopuszczalne rozwiązanie. Filtr C wykorzystuje wbudowany reaktor katalityczny (DOC) i jednocześnie zastępuje filtr cząstek stałych. Filtr D również wykorzystuje istniejący reaktor katalityczny DOC pojazdu, ale dodatkowo też powłokę Pt wewnątrz konstrukcji PMS. Różne technologie filtrów przedstawiono na rys. 5.

W tabeli 3 przedstawiono właściwości fizyczne testowanych układów. Niektóre wymiary są szacunkowe. Prędkości oparto na średnim przepływie spalin wynoszącym  $0,076 \text{ m}^3/\text{s}$ . Objętość magazynowania filtrów A, C i D obliczono zakładając, że aglomeraty większe niż  $10 \mu\text{m}$  zostaną uwolnione, gdyż siły aerodynamiczne przekraczają siły przylegania.

To porównanie dowodzi dużej różnicy między tymi koncepcjami. Filtr B ma tak dużą objętość magazynowania i w związku z tym nigdy nie będzie wymagał czyszczenia podczas faktycznego okresu testu na hamowni podwoziowej poniżej 1500 km, natomiast wszystkie pozostałe układy, które mogą jedynie magazynować sadzę na swoich powierzchniach przepływu muszą emitować sadzę, jeśli nie zregenerują się w trakcie 1500 km testu. Oznacza to, że jakość filtra B będzie przeszacowana podczas wykonywanego testu krótkiego.

$\text{NO}_2$ , który potrzebny jest do regeneracji, można uzyskać różnymi metodami. Filtr B zastępuje DOC pojazdu innym DOC. Filtr A integruje DOC we własnej obudowie oraz dodatkowo wykorzystuje oryginalny DOC. Kompaktowy filtr C zawiera elementy powleczone katalizatorem, więc oryginalny DOC nie jest konieczny. Pianka metaliczna w filtrze D również zawiera elementy powleczone katalizatorem, ale dodatkowo wykorzystuje oryginalny DOC.

Table 3. Basic properties of the 4 candidates

Tabela 3. Podstawowe dane czterech filtrów

	A	B	C	D
Diameter/średnica [m]	0.115	0.150	0.118	0.145
Length/długość [m]	0.150	0.170	0.076	0.180
Inflow section/przekrój poprzeczny dolotu [ $\text{m}^2$ ]	0.010	0.018	0.011	0.016
Filter volume/objętość [litr]	1.56	3.00	0.84	2.97
Inflow velocity/prędkość przepływu na wlocie [m/s]	7.6	4.3	6.9	4.8
Filtration surface/pole powierzchni filtrowania [ $\text{m}^2$ ]	1.0	1.0	0.4	1.5
Space velocity/prędkość uwalniania [1000/h]	175	91	326	97
Face-velocity/prędkość filtrowania [cm/s]	3.8	3.8	730	480
Pore size/wielkość cel [ $\mu\text{m}$ ]	25	25	3000	3000
Storage volume/objętość filtrowania [litr]	0.1	1.0	0.04	0.15
Storage distance/przebieg [km]	1000	10,000	400	1500
Part. flow section/przekrój częściowego przepływu [ $\text{m}^2$ ]	0.005	0.0004	–	–

The NO<sub>2</sub>, needed for the regeneration, can be obtained through various methods. The B filter substitutes the vehicle's DOC with another DOC. The A filter integrates a DOC in its own casing and uses the original DOC in addition. The very compact C filter contains catalytic coated foam elements and the original DOC is unnecessary. The metallic foam D filter, too, contains catalytic coated elements but uses the original DOC in addition.

For these tests the manufacturers matched the filters to the test vehicle. To identify manufacturing scatter, a further example was purchased from the market and compared. No major difference was found.

### Influence of the soot burden

The soot loading of the filters was done at two operating conditions:

- Cold start and acceleration to 35 km/h in 4<sup>th</sup> gear. Subsequently, constant operation during 210 mins at exhaust temperatures before filter < 200°C.
- Constant speed, after warm-start, at 65 km/h in 4<sup>th</sup> gear at exhaust-gas temperature of about 300°C.

At intervals of 10 minutes, the limited components CO, HC, NO<sub>x</sub> and PM were extracted from the CVS-Tunnel. Additionally, the ELPI instrument was used. The nanoparticle analysis was connected to the sampling locations 1 and 2.

The particle concentration as measured size-specific by SMPS was integrated over the size range 10 nm to 400 nm and the comparison of results from sampling point 1 and 2 was used to determine the filtration efficiency. The filtration efficiency determined at some of these 10 minute intervals is shown in Tab. 4.

The A filter is a classical partial-flow filter with limited deposition capability in the filter fleece. It performs as anticipated: the ratio of partial-flow/main-flow shifts and decreases the filtration efficiency from the initially 55% to 31%, i.e. the filtration efficiency is almost halved. Unfortunately the test was not continued to observe the probable continuation of this trend. The second partial-flow filter B has a substantially higher deposition capability in the filter body. The efficiency decreases from 61% to 55%. Here, the degradation obviously is slower. The deep-filters C and D exhibit, as expected, an inverse trend. The filtration efficiency slightly increases with deposition of particle matter. Deposited soot raises the available deposition surface inside the filter matrix and thus improves the filtration efficiency. This trend always occurs in deep filters [25]. Eventually, saturation will occur and the trend will reverse because the adhesion locations are occupied. The high flow velocity in such filters then expels the agglomerates [26].

This second test variant has the higher exhaust-gas temperature of 300°C. An intensive regeneration can be expected, because the peak NO<sub>2</sub> generation usually happens around 300°C [27]. The test results indeed indicate a more sustained filtration. The results of this testing are shown in Table 5, again the particle concentration as measured size-specific by SMPS was integrated over the size range 10 nm to 400 nm and the comparison of results from sampling point 1 and 2 was used to determine the filtration efficiency.

Do celu testów producenci dostosowali filtry do badanych pojazdów. Aby rozpoznać rozrzut produkcyjny, zakupiono kolejny model, który następnie poddano porównaniu. Nie znaleziono większych różnic.

### Wpływ obciążenia sadzą

Obciążenia filtrów sadzą dokonano w dwóch trybach pracy:

- rozruch zimny i przyspieszenie do 35 km/h na 4. biegu. Następnie nieprzerwana praca przez 210 min, temperatura spalin przed filtrem < 200°C,
- stała prędkość, po rozruchu ciepłego silnika, przy 65 km/h na 4. biegu, przy temperaturze spalin około 300°C.

W dziesięciominutowych przerwach dokonywano pomiaru składników spalin: CO, HC, NO<sub>x</sub> i PM z tunelu rozcieńczającego. Dodatkowo zastosowano analizator ELPI. Analizę nanocząsteczkową wykonano z miejsc próbkowania oznaczonych 1 i 2.

Stężenie cząstek zmierzone za pomocą SMPS przy uwzględnieniu ich wielkości w zakresie od 10 do 400 nm wykorzystano do ustalenia wydajności filtracji i porównania wyników z punktów próbkowania 1 i 2. Wydajność filtracji ustaloną w dziesięciominutowych przerwach przedstawiono w tab. 4.

Table 4. Filtration efficiency at 35 km/h

Tabela 4. Efektywność filtrowania przy prędkości 35 km/h

–	A [%]	B [%]	C [%]	D [%]
Cold start/ zimny rozruch	53.02	60.37	31.34	20.72
10 min	55.75	61.05	7.76	ND
30 min	50.20	56.37	8.99	ND
60 min	43.18	57.56	9.51	23.96
120 min	36.49	54.39	10.38	26.65
180 min	31.72	55.00	12.56	24.55

Filtr A to klasyczny filtr obejściowy o ograniczonej zdolności osadzania na włókninie filtrującej. Zachowuje się według przewidywań: stosunek obejście/ruch główny zmienia się i zmniejsza wydajność filtracji z początkowych 55% do 31%, co oznacza spadek wydajności filtracji o prawie połowę. Niestety nie wznowiono testu, by zaobserwować dalsze możliwe utrzymanie się tej tendencji. Drugi filtr obejściowy B ma większą zdolność odkładania. Wydajność spada z 61% do 55%. W tym przypadku degradacja jest oczywiście wolniejsza. Filtry C i D wykazują, zgodnie z oczekiwaniami, tendencję odwrotną. Wydajność filtracji nieznacznie wzrasta wraz z odkładaniem się sadzy. Odłożona sadza zwiększa dostępną powierzchnię odkładania wewnątrz filtra i w ten sposób poprawia wydajność filtracji. Tendencja ta zawsze ma miejsce w filtrach głębokich [25]. Ostatecznie następuje saturacja i tendencja ulega odwróceniu. Duża prędkość przepływu w tego rodzaju filtrach powoduje usuwanie aglomeratów [26].

Drugi wariant testowy charakteryzuje się wyższą temperaturą spalin wynoszącą 300°C. Można oczekiwać intensywnej regeneracji, gdyż największe stężenie NO<sub>2</sub> zazwyczaj

Table 5. Filtration efficiency at 65 km/h

Tabela 5. Efektywność filtrowania przy prędkości 65 km/h

–	A [%]	B [%]	C [%]	D [%]
Warm start/ gorący rozruch	35.30	59.70	29.48	6.20
10 min	21.65	51.89	15.33	8.58
30 min	20.79	51.99	20.35	11.27
60 min	18.43	52.68	23.45	16.72
120 min	23.28	52.14	24.12	21.86
180 min	20.11	54.97	25.38	25.66

The A filter indeed sustains a filtration efficiency of about 20% – however far below expectations. The explanation may be that at 65 km/h, which is above city driving speeds, the designs space velocity is exceeded. The B filter sustains an acceptably high filtration efficiency. But the deep filters C and D interestingly are reaching the 25% rate, i.e. higher than the A filter.

#### Blow-off/store-and-release

The Store-and-Release phenomena in exhaust systems have been extensively investigated [12, 13]. The observed response is usual in exhaust systems with mufflers. It is very similar to the physical behavior in catalytic converters and the open filter systems discussed here.

The investigation of blow-off phenomena is technically difficult. It is a stochastic event, which occurs sporadically and unpredictably depending on deposition burden, prior events and space velocity.

In order to provoke this store-and-release phenomenon, after 5000 km controlled city driving according to [5] – and after conditioning and EUDC-cycle-measurement – the vehicle was run at 40 km/h on the chassis dyno and suddenly accelerated – see photographs from video clips taken during this testing are shown in Fig 6. The time at the bottom of each frame indicates the time after the start of the sudden acceleration.

A systematic investigation of the blow-off phenomena was done at free acceleration as specified above in the section on the influence of the soot burden.

The soot puff was logged twice as follows:

- online CPC recording, directly at the tailpipe
- online recording with ELPI, at the CVS tunnel.

The Tables 6 and 7 summarize the peak values from the two instruments.

The CPC data shows a respectable result for the B filter, but very modest values for the A, C and D filters. At first sight the comparison of the ELPI data to CPC is surprising. The emission peaks measured by the ELPI are consistently much higher with the filter systems compared to the baseline without filter.

następuje w około 300°C [27]. Rzeczywiście, wyniki testu wskazują na bardziej długotrwałą filtrację. Wyniki tego testu przedstawiono w tab. 5; dokonano również pomiarów rozkładu wymiarowego cząstek za pomocą SMPS w zakresie od 10 do 400 nm, a porównania wyników z punktów próbkowania 1 i 2 użyto do ustalenia wydajności filtracji.

Filtr A rzeczywiście utrzymuje wydajność filtracji rzędu około 20% – jest to jednak wartość poniżej oczekiwań. Wyjaśnieniem tego może być fakt, że przy prędkości pojazdu 65 km/h, która przekracza limit prędkości w mieście, przekroczone jest natężenie przepływu spalin przez filtr. Filtr B utrzymuje wystarczająco wysoką wydajność filtracji. Jednak, co ciekawe, filtry C i D uzyskują wartość 25%, czyli większą niż filtr A (tab. 5).

#### Emisja sadzy – magazynowanie i uwalnianie

Zjawisko magazynowania i uwalniania w układzie wylotowym było już szeroko badane [12, 13]. Zaobserwowana reakcja jest typowa dla układów wylotowych z tłumikiem. Jest bardzo zbliżona do zachowania fizycznego w reaktorach katalitycznych i omawianych tu otwartych układach filtrów.

Badanie zjawiska emisji sadzy jest trudne od strony technicznej. Jest to zdarzenie stochastyczne, które występuje sporadycznie i w sposób nieprzewidywany, a zależy od obciążenia sadzą, warunków pracy silnika i szybkości przepływu spalin.

W celu wywołania zjawiska magazynowania i uwalniania, po 5000 km kontrolowanej jazdy po mieście zgodnie z [5] – oraz po kondycjonowaniu i pomiarze w cyklu pozamiejskim EUDC – pojazd rozpędzono do prędkości 40 km/h na hamowni podwoziowej, po czym nagle przyspieszono – patrz zdjęcia z videoklipów zrobione podczas testu (rys. 6). Czas podany na dole zdjęcia wskazuje czas po rozruchu i nagłym przyspieszeniu.

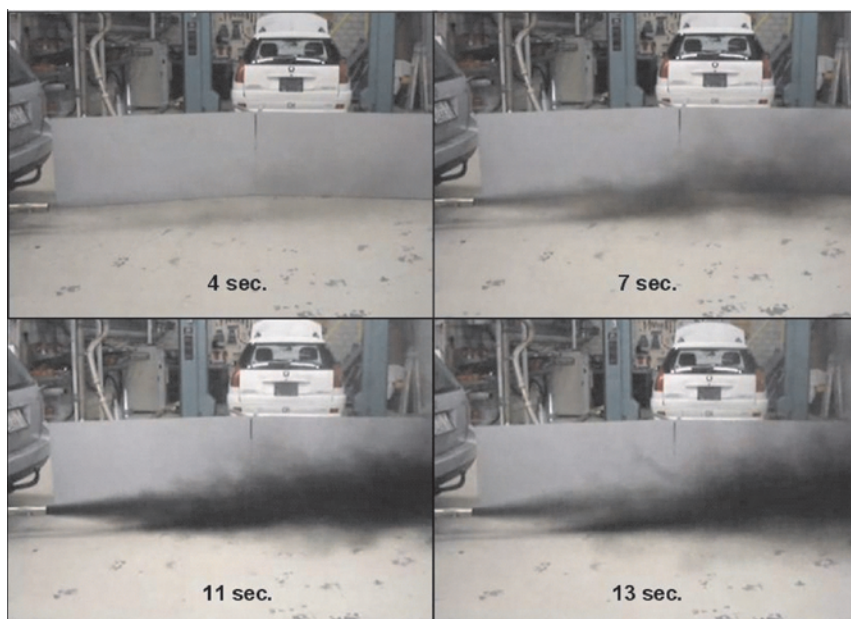


Fig. 6. Typical blow-off during full load acceleration after city driving according to [5]

Rys. 6. Typowy przebieg wydmuchiwania cząstek stałych podczas maksymalnego przyspieszania [5]

Table 6. Peak values of solid particle number emissions during free acceleration, measured with CPC at the tailpipe

Tabela 6. Maksymalne ilości cząstek stałych podczas swobodnego przyspieszania, zmierzone w układzie wylotowym

–	CPC			
	A	B	C	D
Basis/ wartość podstaw.	$9.8 \times 10^7$	$9.8 \times 10^7$	$9.8 \times 10^7$	$9.8 \times 10^7$
With filter/ z filtrem	$8.6 \times 10^7$	$4.5 \times 10^7$	$9.8 \times 10^7$	$9.0 \times 10^7$
Reductione/ redukcja	12.2%	53%	2%	8.2%

Table 7. Peak values of solid particle number emissions at the CVS tunnel during free acceleration, measured with ELPI at the CVS tunnel

Tabela 7. Maksymalne ilości cząstek stałych podczas swobodnego przyspieszania, zmierzone w układzie CVS

–	ELPI			
	A	B	C	D
Basis/ wartość podstaw.	$4.5 \times 10^5$	$4.5 \times 10^5$	$4.5 \times 10^5$	$4.5 \times 10^5$
With filter/ z filtrem	$10 \times 10^5$	$6.6 \times 10^5$	$27.7 \times 10^5$	$9 \times 10^5$
Reductione/ redukcja	-122%	-47%	-515%	-100%

This observation, too, is not new [17] and can be explained as follows: the CPC only detects very small particles. But the ELPI detection range is up to 10,000 nm. The particles expelled from open systems, during the free acceleration, are previously deposited soot particles, i.e. agglomerated and substantially larger than the engine emitted particles. Hence, the CPC will just not “see” many of them but the ELPI will. So it is not surprising at all that the ELPI registers higher values for open systems during acceleration. It is clear proof of blow-off.

Comparing the visual impression (Fig. 6), even the ELPI might be underestimating the extent of blow-off, because many particles may be much larger than the 10  $\mu\text{m}$  ELPI detection limit.

This blow-off hypothesis was further investigated. The particle mass PM was measured during 10 minutes, within which three free accelerations were performed. This measurement is presumably not very precise; because the mass is so small. Nevertheless, in these measurements all four systems emitted a higher mass with filter than without filter.

#### Load variation at 85 km/h

The load variation at 85 km/h was performed to discover the system dependence of the filtration efficiency and the  $\text{NO}_2$  emissions. Again the number count is measured size-specific by SMPS and then integrated in the size range 10–400 nm to determine filtration efficiency. The filtration efficiency results are presented in Tab. 8.

The system B apparently exhibits sustained filtration efficiency at relatively high level, although due to the higher capacity of this filter this may in fact be merely soot storage. The system A deteriorates with increasing load,

Badanie systematyczne zjawiska wydmuchiwania sadzy przeprowadzono przy przyspieszeniu swobodnym, jak opisa- no wyżej w części dotyczącej wpływu obciążenia sadzą.

Uwolnienie sadzy zarejestrowano dwukrotnie:

- nagranie online CPC, bezpośrednio na rurze wylotowej
- nagranie online za pomocą ELPI, w tunelu rozcieńczającym.

W tabelach 6 i 7 podsumowano wartości maksymalne z tych dwóch analizatorów.

Dane z licznika cząstek stałych (CPC) wykazują dobre wyniki dla filtra B, ale bardzo małe wartości dla filtrów A, C i D. Porównanie danych ELPI do CPC jest zaskakujące. Wartości maksymalne emisji zmierzone przez ELPI są konsekwentnie dużo wyższe przy układach filtrujących w porównaniu z wartością bazową bez filtra.

Powyzsza obserwacja również nie jest nowa [17] i można ją wytłumaczyć w następujący sposób: CPC wykrywa jedynie cząsteczki o bardzo małych wymiarach. Natomiast zakres wykrywalności ELPI wynosi do 10 000 nm. Cząstki usuwane z układów otwartych podczas przyspieszania swobodnego są uprzednio odłożonymi cząsteczkami sadzy, tzn. są skupione i zdecydowanie większe niż cząsteczki emitowane przez silnik. Zatem CPC po prostu nie będzie “widział” wielu z nich, a ELPI przeciwnie. Nie zaskakuje zatem, że ELPI rejestruje wyższe wartości dla układów otwartych w trakcie przyspieszania. To dowodzi zjawiska emisji (wydmuchiwania) sadzy.

Porównując wrażenie wizualne (rys. 6), ELPI może niedoszacować stopnia emisji sadzy, gdyż wiele cząstek może być dużo większych rozmiarów niż 10  $\mu\text{m}$ , które stanowią limit wykrywalności tego analizatora.

Powyzszą hipotezę dotyczącą emisji sadzy zbadano dokładniej. Masę cząstek PM mierzono przez 10 min, w trakcie których przeprowadzono trzykrotne swobodne przyspieszanie. Przypuszczalnie pomiar ten nie jest zbyt precyzyjny ze względu na tak małą masę cząstek. Niemniej jednak w tych pomiarach wszystkie cztery układy emitowały większą masę z filtrem niż bez filtra.

#### Zmiana obciążenia przy 85 km/h

Zmiany obciążenia przy 85 km/h dokonano w celu stwierdzenia zależności układu od wydajności filtracji i emisji  $\text{NO}_2$ . Ponownie stężenie cząsteczek mierzono przy uwzględnieniu ich wielkości w zakresie 10–400 nm za pomocą SMPS w celu określenia wydajności filtracji. Wyniki wydajności filtracji przedstawiono w tab. 8.

Układ B wykazuje stałą wydajność filtracji na względnie wysokim poziomie, choć ze względu na większą objętość tego filtra w rzeczywistości może to być jedynie magazynowanie sadzy. Układ A pogarsza się wraz ze wzrostem obciążenia, prawdopodobnie z powodu wzrostu stosunku ruch główny/obejściowy i nadal słabej regeneracji. Po wznowieniu się regeneracji przy wysokim obciążeniu wydajność poprawia się. Podobne zachowanie zaobserwowano w przypadku układu C. Układ D emituje sadzę przy wzrastającym przepływie spalin.

Ostatnia kolumna przedstawia temperaturę spalin gazu wylotowego na początku filtra. Na ostatnim punkcie ro-

probably because the ratio main-flow/partial-flow increases and regeneration is still weak. Once regeneration becomes active at high load then the efficiency improves. A similar pattern is observed for system C. System D is blowing off at increasing flow.

The last column shows the exhaust-gas temperatures upstream of the filter. At the last operating point, an oxygen based regeneration may occur. That might explain the step improvement of systems A and C, and also the clear improvements in system B.

The load variations were also used to scrutinize the systems' NO<sub>2</sub> emissions. The emissions of NO<sub>2</sub> are very temperature dependent because of the equilibrium reaction NO – NO<sub>2</sub> [27], Diesel engines without exhaust-gas after-treatment only have elevated NO<sub>2</sub> emissions at very low exhaust-gas temperatures in the idling range. As the temperature increases, the equilibrium shifts towards NO and only 5–8% NO<sub>2</sub> is measured. Oxidation catalysis using Pt, when the fuel is sulfur free, creates a completely different situation, which is fully described in the cited publication [27].

NO<sub>2</sub> is measured hot [28], so that no loss of the easily water soluble NO<sub>2</sub> in condensate occurs. Table 9 shows, for all four systems, the concentration of NO<sub>2</sub> in the ratio to total NO<sub>x</sub>, before and after each filter system.

System A has high NO<sub>2</sub> values before the filter system, as a result of the vehicle catalytic converter, decreasing at high temperatures because of the equilibrium shift. Within the PMS some NO<sub>2</sub> seems to be used for regeneration thereby lowering the slip of this toxic gas compound to some extent.

B has an even higher inlet value, because a new catalytic converter was used. Also here some NO<sub>2</sub> is used for soot oxidation.

System C replacing the vehicle DOC shows upstream the typical Diesel engine-out NO<sub>2</sub> emission characteristic and downstream the effect of the integrated DOC. System D, using 2 DOC's, the vehicle DOC and coatings inside is clearly strengthening the emission effect.

### Varying the vehicle speed

This test focuses on the influence of space velocity. The temperature varies simultaneously with the speed. Table 10 shows the influence on filtration efficiency. Again the number count is measured size-specific by SMPS and integrated over a size range of 10–400 nm to determine the filtration efficiency. In the table Tv corresponds to the temperature upstream the filter, and Tn corresponds to the temperature downstream of the filter.

The data do not identify a clear influence of increasing space velocity. Apparently, the simultaneously higher temperature increases conversion and hence better efficiency for all systems. The systems C and D are nevertheless below expectation.

The temperatures, logged before and after the filter, do not indicate a significant chemical reaction. The distance of the thermocouples from the filter, approx. 10 cm, may explain the difference since the pipes were not insulated.

Table 8. Particle filtration efficiency at 85 km/h, 6th gear  
Tabela 8. Efektywność filtrowania cząstek stałych przy prędkości 85 km/h na 6. biegu

–	A	B	C	D	Temp. [°C]
0 N	18.72	48.18	3.15	21.82	244
400 N	23.86	56.06	16.52	13.93	345
800 N	13.06	56.58	19.44	–5.65	409
1200 N	15.24	60.59	19.19	–31.85	472
1600 N	33.44	63.52	33.44	–29.63	519

boczym może wystąpić regeneracja poprzez tlen. Może to wyjaśniać stopniową poprawę sprawności układów A i C jak również wyraźną poprawę sprawności filtracji układu B.

Zmiany obciążeń wykorzystano także do analizy emisji NO<sub>2</sub> w badanych układach. Emisja NO<sub>2</sub> w znacznym stopniu zależy od temperatury, ze względu na reakcję równowagową NO – NO<sub>2</sub> [27]; silniki o ZS bez obróbki spalin mogą mieć jedynie podwyższoną emisję NO<sub>2</sub> przy bardzo niskich temperaturach spalin w zakresie biegu jałowego. Wraz ze wzrostem temperatury spalin równowaga przechyla się w stronę NO i stwierdza się tylko 5–8% NO<sub>2</sub>. Kataliza utleniająca wykorzystująca Pt, gdy w paliwie nie ma siarki, stwarza zupełnie inną sytuację, którą opisano dokładnie w cytowanej publikacji [27].

NO<sub>2</sub> mierzy się na gorąco [28], żeby nie wystąpiła żadna strata w kondensacie rozpuszczalnego w wodzie NO<sub>2</sub>. W tabeli 9 przedstawiono, dla wszystkich czterech układów, stężenie NO<sub>2</sub> w stosunku do całkowitego NO<sub>x</sub>, przed i za każdym układem filtrującym.

Układ A charakteryzuje się wysokimi wartościami NO<sub>2</sub> przed układem filtrującym, w wyniku zastosowania utleniającego reaktora katalitycznego, zmniejszającymi się w wysokiej temperaturze, ze względu na zmianę równowagi. W badanych układach część NO<sub>2</sub> zdaje się być wykorzystana do regeneracji, co obniża w pewnym stopniu ulatnianie się związków spalin.

Filtr B ma nawet wyższą wartość wejściową ze względu na zastosowanie nowego reaktora katalitycznego. Wykorzystano tu również część NO<sub>2</sub> w celu utlenienia.

Układ C zastępujący DOC pojazdu wykazuje typową dla silników o ZS emisję NO<sub>2</sub>. Układ D, wykorzystując reaktor katalityczny pojazdu oraz powłoki wewnętrzne, wyraźnie wzmacnia efekt emisji.

### Zmienna prędkość pojazdu

Test ten skupia się na wpływie zmian natężenia przepływu spalin przez filtr. Temperatura spalin zmienia się wraz z prędkością pojazdu. W tabeli 10 przedstawiono wpływ prędkości pojazdu na wydajność filtracji. Stężenie cząstek mierzono w zakresie 10–400 nm za pomocą SMPS, a następnie określono wydajności filtracji. W tabeli 10 oznaczenie Tv odpowiada temperaturze na początku filtra, natomiast Tn odpowiada temperaturze na końcu filtra.

Dane nie dowodzą wyraźnego wpływu wzrastającego natężenia przepływu. Najwyraźniej jednocześnie wzrastająca temperatura zwiększa konwersję, a tym samym polepsza wydajność wszystkich układów. Pomimo to układy C i D nadal zachowują się poniżej oczekiwań.

Table 9. NO<sub>2</sub> emissions relative to total NO<sub>x</sub>, before and after particle filter, with load variations at 85 km/hTabela 9. Udział NO<sub>2</sub> w emisji NO<sub>x</sub> przed i za filtrem cząstek stałych, dla różnych obciążeń silnika przy prędkości 85 km/h

NO <sub>2</sub> /NO <sub>x</sub> [%]	Before PMS/pomiar przed filtrem			
	A	B	C	D
Idle/bieg jałowy	35.8	49.2	27.1	36.7
398 N	33.5	40.6	4.8	34.5
798 N	23.4	26.0	3.2	22.4
1198 N	14.4	12.8	3.2	15.0
1598 N	5.9	6.3	3.7	8.9

NO <sub>2</sub> /NO <sub>x</sub> [%]	After PMS/pomiar za filtrem			
	A	B	C	D
Idle/bieg jałowy	21.6	36.6	20.5	44.0
398 N	25.5	21.7	27.0	49.3
798 N	22.3	11.0	22.8	36.0
1198 N	17.5	3.6	16.2	26.9
1598 N	7.2	0.4	10.6	19.1

Table 10. Filtration efficiency from the integrated particle counts 10–400 nm, at increasing speed in 5<sup>th</sup> gear

Tabela 10. Współczynnik sprawności filtracji dla zakresu cząstek 10–400 nm, przy zwiększaniu prędkości na 5. biegu

km/h	A	B	C	D	Tv [°C]	Tn [°C]
45	39.27	55.43	16.19	25.16	195	150
60	29.39	50.27	9.48	19.21	250	200
80	27.62	57.01	15.98	17.54	295	230
100	32.19	58.95	19.65	18.32	350	285
120	36.45	62.76	15.90	23.00	350	290

Temperatury rejestrowane przed i po zastosowaniu filtra nie wskazują istotnych reakcji chemicznych. Odległość termoelementów od filtra wynosząca ok. 10 cm może wyjaśniać tę różnicę, ponieważ nie były one izolowane.

### Testy jezdne

Test NEDC przestano już traktować jako cykl odzwierciedlający warunki jazdy rzeczywistej [6]. Testowano zatem inne cykle jazdy. Były to FTP 75 oraz CADC (obydwa są bardziej dynamiczne niż NEDC), New York City Cycle NYCC (z bardzo niskimi obciążeniami) oraz

Table 11. Characteristic data of the used driving cycles

Tabela 11. Charakterystyczne dane wykorzystywanych testów badawczych

–	Overall length/ długość całkowita	Average speed/ prędkość średnia	Max. speed/ prędkość maksymalna	Estimated engine work/ wyznaczona praca silnika	Max accel./ maksymalne przyspieszenie	Max decel./ maksymalne hamowanie	% of accel./ udział przyspieszania	% of decel./ udział hamowania	% of idle/ udział biegu jałowego
	[m]	[km/h]	[km/h]	[kJ]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]	[%]	[%]	[%]
NEDC, ECE part	4073	18.8	50	1779	1.042	-0.992	18.5	17.4	30.8
NEDC, EUDC part	6955	62.6	120	3583	0.833	-1.389	25.8	10.5	10.0
NEDC, complete	11028	33.6	120	5362	1.042	-1.389	20.9	15.1	24.8
FTP-75, 1 <sup>st</sup> part	5777	41.2	91.2	3117	1.806	-1.500	34.3	35.4	19.6
FTP-75, 2 <sup>nd</sup> part	6209	25.8	55.2	3010	1.889	-1.806	35.9	34.5	19.5
FTP-75, 3 <sup>rd</sup> part	5777	41.2	91.2	3117	1.806	-1.500	34.3	35.4	19.6
FTP-75, complete	17763	34.1	91.2	9244	1.889	-1.806	35.0	35.0	19.6
CADC, urb.	4870	17.7	57.7	3644	2.861	-3.139	33.5	32.5	30.3
CADC, road	17272	57.5	111.5	9388	2.361	-4.083	39.8	39.8	3.3
CADC, Mw.	28736	97.0	131.8	20890	1.917	-3.361	39.9	34.7	1.7
NYCC	1896	11.4	44.6	1398	2.682	-2.637	28.1	31.6	40.3
BAB, 1 <sup>st</sup> part	12963	106.8	124.2	7998	0.750	-1.000	32.0	29.7	0.0
BAB, 2 <sup>nd</sup> part	9554	114.6	138.6	7543	0.750	-1.250	58.7	25.7	0.0
BAB, 3 <sup>rd</sup> part	10112	138.4	162.0	9823	0.250	-1.250	51.0	21.7	0.0
BAB, complete	32628	117.5	162.0	25318	0.750	-1.250	45.0	26.4	0.0

### Driving cycles

The NEDC cycle is no longer considered to mirror real driving conditions [6]. Hence, further driving cycles were tested. These were the FTP 75 and CADC (which are both more dynamic driving cycles), the New York City Cycle NYCC (which has very low loads) and the German Autobahn cycle BAB (for high driving speeds). Table 11 provides characteristic data comparing these driving cycles.

Table 12 shows the integrated filtration efficiency for the 4 system based on particulate mass PM and overall particle number CPC when tested during these driving cycles. All tests were repeated once on the following day to provide information on repeatability.

The big span of measured filtration efficiencies is typical for these systems. The results are not reproducible, because they are so heavily dependent on prior events and the operating conditions. All systems attain or exceed the required range of 30% in the NEDC cycle. Other cycles very often show worse efficiencies, due to greater proportion of transients, much lower load or very high motorway speeds. These operating conditions are realistic, too.

Hence, system evaluation based on the NEDC alone is inappropriate. In some cases measured efficiencies are extremely low, especially for the particle mass evaluation. The only explanation is the blow-off phenomena, which occur in these cycles and appear as emitted mass.

cykl German Autobahn BAB (dla jazdy z dużą prędkością). W tabeli 11 przedstawiono dane charakteryzujące wymienione testy.

W tabeli 12 przedstawiono zintegrowaną wydajność filtracji dla czterech systemów, opartą na masie cząsteczkowej PM i całkowitej liczbie cząstek CPC podczas testu. Wszystkie testy powtórzono następnego dnia w celu określenia powtarzalności.

Duża rozpiętość mierzonych wydajności filtracji jest typowa dla tych układów. Wyniki są nieodtwarzalne, ponieważ zależą w dużym stopniu od warunków eksploatacji. Wszystkie układy utrzymują bądź przekraczają wymagany zakres 30% w cyklu NEDC. Pozostałe cykle często wykazują gorsze wydajności ze względu na większe proporcje kondycjonowania, dużo niższe obciążenie lub bardzo duże prędkości na autostradzie.

Ocena układu oparta wyłącznie na badaniach w teście NEDC jest zatem niewłaściwa. W niektórych przypadkach zmierzona wydajność jest bardzo niska, zwłaszcza dla oceny masy PM. Jedynym wyjaśnieniem jest zjawisko emisji sadzy z filtra, które występuje w cyklach i pojawia się w postaci dodatkowo emitowanej masy.

Ocena liczby cząstek przed i po zastosowaniu filtra dla tych samych punktów roboczych wykazuje zupełnie odmienne wartości. Dzieje się tak, ponieważ licznik cząstek nie wykrywa dużych aglomeratów uwalnianych sadzy.

Table 12. Filtration efficiency based on particulate mass PM and the particle count measured by CPC in the driving cycles. Sampling from the CVS-Tunnel. Conditioning between cycles was 3 mins at 80 km/h 4<sup>th</sup> gear

Tabela 12. Sprawność filtracji wyznaczona na podstawie zmiany masy (PM) i liczby (CPC) zmierzonej licznikiem cząstek w różnych testach jezdnych; pobór próbek z układu CVS; kondycjonowanie między testami 3 min przy 80 km/h na 4. biegu

–	Filter A				Filter B			
	1 <sup>st</sup> day [%]		2 <sup>nd</sup> day [%]		1 <sup>st</sup> day [%]		2 <sup>nd</sup> day [%]	
	PM	CPC	PM	CPC	PM	CPC	PM	CPC
NEDC c.	42.0	40.6	47.2	41.3	55.7	56.1	55.0	50.8
NEDC w.	37.9	31.0	ND	ND	59.8	50.2	ND	ND
FTP 75 w.	42.1	31.9	46.8	35.6	60.5	55.2	61.2	53.4
CADC Urb w.	26.4	28.9	47.1	32.2	60.5	54.9	61.7	50.0
CADC Rd w.	2.9	23.8	13.3	25.0	49.6	49.8	43.9	48.1
CADC Mw w.	37.6	35.9	40.8	36.6	63.4	61.7	59.9	58.0
NYCC w.	3.8	58.2	27.7	60.0	39.6	67.0	27.2	61.8
BAB w.	16.5	24.6	28.4	28.8	41.2	45.8	51.9	46.8
–	Filter C				Filter D			
	1 <sup>st</sup> day [%]		2 <sup>nd</sup> day [%]		1 <sup>st</sup> day [%]		2 <sup>nd</sup> day [%]	
	PM	CPC	PM	CPC	PM	CPC	PM	CPC
NEDC c.	38.1	30.6	33.3	26.6	31.3	32.5	25.0	35.6
NEDC w.	26.4	19.8	ND	ND	33.3	29.9	–	–
FTP 75 w.	37.9	20.7	40.3	24.8	30.3	31.1	45.9	38.9
CADC Urb w.	17.6	29.3	52.9	24.9	44.4	35.9	49.9	38.3
CADC Rd w.	10.8	22.3	–1.1	14.5	17.3	32.0	6.8	35.5
CADC Mw w.	32.8	30.9	33.4	27.9	44.3	37.1	48.1	42.3
NYCC w.	22.6	27.2	17.0	20.8	25.0	34.2	33.2	38.0
BAB w.	18.9	18.3	9.4	14.1	19.2	32.5	30.8	37.6

The particle-count evaluation before/after the filter, at the same operating points, shows completely different values. This is because particle counting does not detect the large blow-off particle agglomerates.

### Fuel consumption

The fuel consumption was measured during all tests. Minor improvements and minor deterioration were recorded. These are in the scatter band. No definitive statement can be made about the influence of these open filter systems on the engine fuel economy.

This is consistent with the measured back-pressures of the filters. The pressure loss, even at the highest speeds and loads was a maximum of 100 mbar more than the baseline with muffler. This 100 mbar, compared to the indicated mean pressure of the passenger car engine at the operating points, represents an increased engine pumping work of 1–2%. This should cause a small fuel penalty but could not be experimentally confirmed.

### Risk of clogging

No clogging occurred during these investigations. Clogging of “open” systems however cannot be excluded, as reported elsewhere [29]. Filters may clog when the vehicles are operated at low loads, so that no regeneration occurs, and simultaneously there is high lubricating oil consumption. In such systems, sticky layers can block the fine cells.

Consequently, the back-pressure and therefore the exhaust-gas temperature increases and may trigger a hazardous uncontrolled regeneration. Heat release during this event can destroy the underfloor catalytic converter and may be a risk of fire.

### Ash accumulation

The manufacturers of most open filters claim that ash particles cannot clog the filter and are emitted into the atmosphere. If this is true then ash particles which are probably orders of magnitude more toxic than the soot particles [30] will be released to the atmosphere – not a desirable attribute. Filtration of exhaust-gas should also comprise the filtration of ash particles.

If it is not true then there is a danger that fine ash particle can irreversibly accumulate in the partial-flow filter. The low storage capacity of these filter media causes an irreversible shift in the ratio of partial-flow/main-flow, and consequently to lower the filtration efficiency. An investigation of ash accumulation requires long test times but is highly desirable.

To clarify the basic processes, a test was run with metallic fuel additive, which forms oxide clusters in the size range 20–30 nm. Figure 7 shows that the filter system A was indeed not very effective in curtailing soot emissions. But when a Fuel Borne Catalyst (FBC) was used, some of the additive particles were trapped in the filter system, many however were emitted, which would never be acceptable in full-flow filters.

### Zużycie paliwa

Podczas wszystkich testów zmierzono również zużycie paliwa. Jego wartości charakteryzują się dużym rozrzutem pomiarowym. Nie można stwierdzić definitywnie, jaki jest wpływ otwartych układów filtrujących na zużycie paliwa. Jest to zgodne ze zmierzonymi wartościami przeciwcisnienia w filtrach. Przeciwcisnienie nawet przy największych prędkościach i obciążeniach wynosiło maksymalnie 100 mbar w stosunku do pomiaru bazowego z tłumikiem. Wartość 100 mbar, w porównaniu ze wskazanym średnim ciśnieniem efektywnym silnika samochodu osobowego w punktach roboczych, przedstawia zwiększoną pracę pompowania silnika o 1–2%. Powinno to spowodować niewielkie zwiększenie zużycia paliwa, czego jednak nie można potwierdzić eksperymentalnie.

### Ryzyko zapychania się filtra

W trakcie badań nie wystąpiło zjawisko zapychania się filtra. Nie można jednak wykluczyć zapychania się układów “otwartych”, jak napisano w publikacji [29]. Filtry mogą zapychać się podczas eksploatacji pojazdu przy małym obciążeniu, gdy nie następuje regeneracja, a jednocześnie mamy do czynienia z dużym zużyciem oleju smarującego. W takich układach powłoki lepkie mogą blokować drobne komory.

W rezultacie wzrasta przeciwcisnienie i tym samym temperatura gazów wylotowych, co może spowodować niekontrolowaną regenerację. Uwalnianie ciepła podczas tego zdarzenia może zniszczyć reaktor katalityczny i stanowić ryzyko pożaru.

### Gromadzenie się popiołu

Producenci większości filtrów otwartych twierdzą, że cząstki popiołu nie mogą zapchać filtra i są emitowane do atmosfery. Gdyby to była prawda, cząstki popiołu, które są prawdopodobnie wielokrotnie bardziej toksyczne niż cząstki sadzy [30], byłyby uwalniane do atmosfery – nie jest to pożądane zachowanie. Filtracja spalin powinna również zakładać filtrację cząstek popiołu. Jeżeli nie jest to prawdą, wówczas istnieje niebezpieczeństwo, że drobne cząstki popiołu mogą

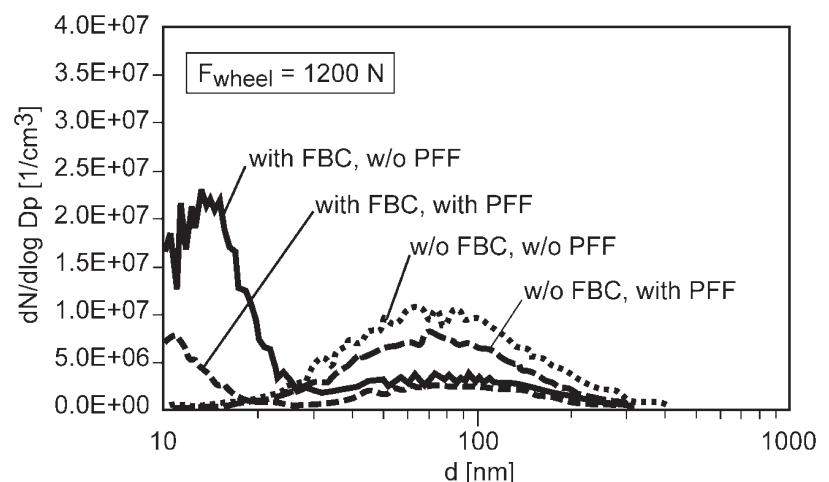


Fig. 7. Penetration and accumulation of small ash particles in the filter system A

Rys. 7. Przenikliwość i akumulacja bardzo małych cząstek w filtrze A

### Repercussion on the engine

In European passenger car Diesel engines of emission category Euro 3,  $\text{NO}_x$  emissions are usually controlled through Exhaust-Gas Recirculation (EGR). If this EGR is not backpressure controlled the engine may become very sensitive if back-pressure rises due to filter soot loading. Also in these tests, the raw emission of the engine increased with back-pressure, despite the modest back-pressures. This is shown in Tab. 13.

If the back-pressure rises, due to filter clogging, then the raw emission of the engine increases. This diminishes the overall filter efficacy.

Table 13. Influence of back-pressure on the raw emission of the engine. Load variation at 85 km/h

Tabela 13. Wpływ przeciwcisnienia na emisję cząstek stałych z silnika; zmienne obciążenie przy 85 km/h

–	Particle concentration $\times 10^7$ / koncentracja cząstek $\times 10^7$	
	Without filter/bez filtra	With filter/z filtrem
0	3.6	3.3
400 N	2.1	2.6
800 N	1.05	1.16
1200 N	0.44	0.53
1600 N	0.48	0.55

### 5. Partial flow filter in HD-vehicles

The effect of partial-flow filters in HD onroad vehicles is extensively reported by the authors in [17]. Unlike the results reported in this paper, conditions in heavy duty road vehicles are more favorable because the exhaust-gas temperatures are usually higher. Also the  $\text{NO}_x$  level is higher in vehicles of Euro III and earlier.

It is indeed possible to design partial-flow filters for HD-vehicles so that it can have a filtration efficiency of 50% and more, provided continuous regeneration is ensured. If not, the partial-flow filter will be soot burdened and the filtration efficiency will drift to lower values [17] and all the negative effects as they were observed here with LDV will happen as well.

Furthermore it has to be noted that while passenger cars usually already have a DOC prior to filter retrofit, HD vehicles have not. They must first be equipped with a DOC in order to permit the use of such a partial-flow filter unless the part flow filter will have an integrated DOC. Thus  $\text{NO}_2$  created for regeneration is a new pollutant in the exhaust-gas of the HDV. The toxicity of this  $\text{NO}_2$  must be scrutinized for certain locations.

### 6. Cost/benefit – analysis of particle filter retrofit

Retrofit plans have no business justification. They cause substantial investment and operating costs. The cost-benefit ratio, i.e. the ratio of the invested funds to particle emission curtailment, is expressed as Euro/kg soot.

As an example: consider the retrofitting of a passenger car having an anticipated rest-of-life of 100'000 km, an

nieodwracalnie nagromadzić się w filtrze częściowego przepływu. Niewielka zdolność magazynowania tego filtra powoduje nieodwracalną zmianę w ruchu obejściowym/głównym, a w konsekwencji obniża wydajność filtracji. Badanie gromadzenia się popiołu wymaga długotrwałych testów, jednak jest bardzo potrzebne.

W celu wyjaśnienia procesów podstawowych przeprowadzono test z dodatkiem paliwa metalicznego, które tworzy wiązki tlenków o rozmiarach 20–30 nm. Rysunek 7 pokazuje, że układ filtrujący A nie był zbyt skuteczny w ograniczaniu emisji sadzy. Jednak po zastosowaniu, opartego na związkach kompleksowych żelaza, dodatku typu FBC (*Fuel Borne Catalyst*), niektóre cząstki były filtrowane przez układ, wiele jednak zostało uwolnionych, co nigdy nie miałyby miejsca w filtrach pełnego przepływu.

### Wpływ na silnik

W silnikach o ZS europejskich samochodów osobowych kategorii Euro 3, emisja  $\text{NO}_x$  zwykle jest kontrolowana przez system recyrkulacji spalin (EGR). Jeśli EGR nie jest sterowany przeciwcisnieniem, silnik może być wrażliwy na wzrost ciśnienia wskutek obciążenia filtra sadzą. Również w wykonywanych testach pierwotna emisja silnika wzrastała przy wzroście przeciwcisnienia, pomimo że było ono niewielkie. Problem ten przedstawiono w tab. 13.

Przy wzroście przeciwcisnienia, na skutek zapychania się filtra, wzrasta emisja pierwotna silnika. Zmniejsza to całkowitą wydajność filtra.

### 5. Filtry o częściowym przepływie spalin w pojazdach ciężarowych

Zastosowanie filtrów o częściowym przepływie spalin w pojazdach drogowych HD szeroko opisano w [17]. W przeciwieństwie do wyników przedstawionych w niniejszej pracy, warunki eksploatacyjne pojazdów ciężarowych są korzystniejsze, ponieważ zwykle temperatura spalin jest wyższa. Poziom  $\text{NO}_x$  także jest wyższy w pojazdach kategorii Euro III i wcześniejszych.

Można rzeczywiście tak skonstruować filtry częściowego przepływu dla pojazdów ciężarowych, aby osiągały wydajność filtracji rzędu co najmniej 50%, pod warunkiem zapewnienia ciągłej regeneracji. W przeciwnym razie filtr taki będzie magazynował sadzę, a wydajność filtracji zmniejszy się [17] i nastąpią negatywne skutki, jakie zaobserwowano dla samochodów osobowych. Co więcej, należy zauważyć, że samochody osobowe zwykle posiadają już reaktory katalityczne przed filtrem, natomiast nie mają go pojazdy ciężarowe. Należy je najpierw wyposażać w reaktory katalityczne, co umożliwi zastosowanie filtra o częściowym przepływie, chyba że taki będzie wbudowany w DOC. Zatem  $\text{NO}_2$  wytworzony do regeneracji jest nowym czynnikiem w spalinach pojazdów ciężarowych.

### 6. Koszt a korzyść – analiza zastosowania filtra cząstek stałych

Relację koszt–korzyść, tzn. stosunek zainwestowanych funduszy do ograniczenia emisji cząstek stałych wyrażono w euro/kg sadzy. Oto przykład: rozważmy modernizację

average PM emission of 0.04 g/km and a filtration efficiency of 30% on average: the retrofit will prevent an emission of 1.2 kg of soot. The purchase price and retrofitting costs of the filter may be about Euro 750 for a midsize car. Hence, the cost/benefit factor is Euro 625 per kg soot. This is illustrated in Tab. 14.

The cost/benefit analysis of HD road vehicles with full-flow filters yields substantially better value:

The emission of 0.1 g/kW·h is eliminated from a Euro 3 vehicle. Assuming a life of 10,000 operating hours and average performance of 100 kW, the emission of 100 kg soot is prevented. Retrofit costs plus operating costs may be Euro 7,500 for individual retrofits. The cost/benefit factor is 75 Euro/kg soot.

This factor improves to < 50 Euro/kg for older vehicles of larger production volume [31] and higher production volumes.

Maximum environmental benefits therefore require highly efficient filters on long-life HD-vehicles, instead of low efficiency filters on either HD or LD vehicles to provide high benefit at low cost for the society.

## 7. Global warming potential GWP

Diesel's share in the European passenger car fleet is increasing rapidly. It is justified on the Diesel engines' better thermodynamic efficiency, hence smaller CO<sub>2</sub> footprint. This facilitates achieving the automobile industry's self-imposed objective to reduce global warming.

However, atmospheric soot particles also have a very high potential for global warming. These particles absorb sunlight and radiate heat, in the infrared range, thus warming the atmosphere. Acc. to [32, 33] the global warming potential of black carbon (BC) particles finely dispersed in the atmosphere is enormous: per kg, BC causes 360,000–840,000 times higher global warming than CO<sub>2</sub>.

Spark ignition (SI) engines emit much less particles. Table 15 presents a simplified comparison.

To restrict global warming potential at the SI engine level, and assuming a CO<sub>2</sub>-difference of 15% between Diesel and SI, average Diesel engines must be fitted with particle filters having a filtration efficiency of at least 98%. Only filters with better efficiencies enable Diesel technology to cause less global warming than SI engines.

Table 14. Cost/benefit for HD-truck with a full flow filter compared to a passenger car equipped with so-called "low-cost" partial-flow filter

Tabela 14. Koszty–korzyści dla pojazdów ciężarowych z filtrem pełnego przepływu w porównaniu do filtrów o częściowym przepływie stosowanych w pojazdach osobowych

	HDV	LDV
PM-Emission/emisja PM	0.1 g/kW·h	0.04 g/km
Mileage/przebieg	500 hrs/y	10,000 km/y
Average performance/średnia moc maksymalna [kW]	100	10
PM emission/emisja PM [kg/year]	5	0.4
Overall vehicle life/długość życia pojazdu [year]	20	10
Emission/emisja [kg/vehicle life]	100	4
Filter type/typ filtra	wall flow/ pełny przepływ	partial flow/ przepływ częściowy
Filter efficiency/sprawność filtra [%]	99.9	30
Filter cost/koszt filtra [euro]	7500	750
Total prevented soot/całkowita masa zgrodzonej sadzy [kg/vehicle life]	100	1.2
Cost/benefit/koszt/korzyść [EUR/kg soot]	75	625

samochodu osobowego o przewidywanej żywotności 100 000 km, o średniej emisji PM wynoszącej 0,04 g/km oraz średniej wydajności filtracji 30%: modernizacja zapobiegnie emisji 1,2 kg sadzy. Cena zakupu i koszty modernizacji zastosowanego filtra mogą wynieść około 750 euro w przypadku samochodu średniej wielkości. Zatem czynnik koszt–korzyść to 625 euro na kilogram sadzy. Przykład ten zilustrowano w tab. 14.

Analiza koszt–korzyść pojazdów ciężarowych z filtrami pełnego przepływu daje znacznie lepsze wyniki: z pojazdu kategorii Euro III usuwane jest 0,1 g/kW·h. Zakładając jego żywotność 10 000 h i średnie osiągi 100 kW, zapobiegamy emisji 100 kg sadzy. Koszty modernizacji indywidualnej pojazdu oraz koszty operacyjne mogą wynieść 7500 euro. Czynnik koszt–korzyść wynosi 75 euro/kg sadzy.

Czynnik ten wynosi poniżej 50 euro/kg w przypadku pojazdów starszych, o większej objętości silnika [31].

Uzyskanie maksymalnych korzyści dla środowiska wymaga zatem wysoce wydajnych filtrów w pojazdach ciężarowych o długiej żywotności, a nie mało wydajnych filtrów w pojazdach ciężarowych lub lekkich.

## 7. Problem globalnego ocieplenia

Udział silników o ZS w europejskim rynku samochodowym gwałtownie wzrasta. Przyczyną jest lepsza wydajność termodynamiczna silników, a tym samym mniejsza emisja CO<sub>2</sub>. Ułatwia to przemysłowi motoryzacyjnemu osiągnięcie celu, który przed sobą postawił: zmniejszenie globalnego ocieplenia. Za globalne ocieplenie odpowiedzialne są cząstki sadzy będące aerozolem atmosferycznym. Cząstki te pochłaniają światło słoneczne i emitują ciepło w zakresie podczerwieni, tym samym ocieplając atmosferę. Zgodnie z [32, 33] cząstki węgla czarnego (BC) drobno rozproszone w atmosferze stanowią olbrzymie ryzyko pogłębienia globalnego ocieplenia: 1 kg BC powoduje od 360 000 do 840 000 razy większe globalne ocieplenie niż CO<sub>2</sub>.

Silniki o zapłonie iskrowym emitują o wiele mniej cząstek. W tabeli 15 przedstawiono uproszczone zestawienie.

Table 15. Relative Global Warming Potential (GWP) of Diesel-engines including black carbon effects on GWP with and w/o filters compared to SI engines

Tabela 15. Względny potencjał globalnego ocieplenia (GWP) dla silników o ZS ujmujący emisję węgla z filtrem i bez filtra cząstek stałych w porównaniu do silników o ZI

	LDV SI without filter/LDV ZI bez filtra	LDV Diesel w/o filter/LDV ZS bez filtra	LDV Diesel with FFF/LDV ZS z filtrem pełnego przepływu	LDV Diesel with PFF/ LDV ZS z filtrem o częściowym przepływie
CO <sub>2</sub> -emission/emisja CO <sub>2</sub> [g/km]	SI/CI=1.15 184	160	160	160
Soot-emission/emisja sadzy [g/km]	0.002	0.04	99.9% 0.00004	30% 0.028
Rel. GWP due to CO <sub>2</sub> / względny GWP do CO <sub>2</sub>	normalized 1	0.87	0.87	0.87
Rel. GWP due to soot/ względny GWP do sadzy	6,5	130	0.13	91.3
Total rel GWP/całkowity względny GWP	7.5	130.87	1	92.2

W celu ograniczenia wzrostu globalnego ocieplenia dla silników o ZI i przyjmując różnicę 15%, jeśli chodzi o emisję CO<sub>2</sub> między silnikiem o ZS a ZI, średni silnik o ZS należy wyposażać w filtry PM o wydajności filtracji co najmniej 98%. Tylko filtry o zwiększonej wydajności sprawiają, że konstrukcje silników o ZS wywołują mniejsze ocieplenie globalne niż silniki o ZI.

## 8. Recommended test methods

A test method to curtail particle emissions, whose only metric is the particulate mass, does not adequately reflect the health aspects [36]. The alveoli penetrating particles are smaller than 1 μm and their influence culminates in the size range of about 20 nm [1]. If the attributes of particle filters are not determined size-specific to this toxic range, then statements on filtration efficiency have no relevance. The larger particles dominate the particulate mass. Hence, the PM metric is inappropriate for toxicity evaluation and curtailment.

Beside ozone, lead and sulfur respiratory air quality legislation also limits particulate mass PM<sub>2.5</sub> and NO<sub>2</sub>, which both mostly originate from road traffic. Methods to curtail particle emissions must therefore simultaneously ensure that the NO<sub>2</sub> emissions do not increase.

Fundamental re-thinking is needed of the following two test aspects. Firstly, the testing of retrofit filters in standard driving cycles. Secondly, the conditioning routine of expelling accumulated particles. More suitable test procedures are worst-case protocols, which scrutinize the store-and-release phenomena, the extreme operating situations at lighter loads, at high space velocities, and under transient operating conditions.

## 9. Overall penetration

Filtration means that soot is intercepted and stored in a filter substrate. Not to reach the atmosphere requires in addition that this soot is converted to CO<sub>2</sub>. Clearly these are two processes with different prerequisites. Mastering both only guarantees that soot does not penetrate into the environment. The overall penetration P of engine soot reaching the atmosphere is calculated from the product of filtration efficiency AG and regeneration efficiency RG to  $P = 1 - AG \times RG$ .

Full-flow filters have filtration efficiencies > 0.99. The regeneration efficiency is almost 1, otherwise the filter would soon clog and become ineffective. Overall penetration into the atmosphere is < 0.01 or 1% of engine emitted soot. Prerequisites are complex regeneration equipment, and

## 8. Zalecane metody testowe

Metoda testowa ograniczenia emisji cząstek stałych, której jedyną miarą jest masa PM, nie odzwierciedla prawidłowo wpływu na zdrowie człowieka [36]. Cząstki penetrujące pęcherzyki płucne nie przekraczają 1 μm, a największy wpływ mają cząstki o wymiarach około 20 nm [1]. Jeśli nie określi się cech filtrów pod względem stosunku wielkości do ich toksyczności, to wszelkie stwierdzenia na temat wydajności filtracji nie mają znaczenia. Większe cząstki przeważają w masie cząsteczkowej. Zatem metodyka pomiarów PM jest niewłaściwa w przypadku oceny i ograniczania toksyczności. Poza tym przepisy dotyczące ozonu, ołowiu i siarki także ograniczają masę cząstek PM<sub>2.5</sub> i NO<sub>2</sub>, które powstają w ruchu ulicznym. Tym samym metody ograniczania emisji PM muszą jednocześnie uniemożliwiać wzrost emisji NO<sub>2</sub>.

Należy przemyśleć następujące dwa aspekty: po pierwsze testowanie wprowadzanych filtrów w standardowych cyklach jazdy, po drugie emisję nagromadzonych cząstek. Bardziej odpowiednie procedury testowe to ostatecznie protokoły, które analizują zjawiska magazynowania i uwalniania, sytuacje eksploatacyjne przy mniejszych obciążeniach, dużych natężeniach przepływu spalin i w zmiennych warunkach eksploatacyjnych.

## 9. Penetracja całkowita

Filtracja oznacza przechwytywanie sadzy i magazynowanie jej w filtrze. Niedopuszczenie jej do atmosfery dodatkowo wymaga przekształcenia jej w CO<sub>2</sub>. Oczywiście te dwa procesy wymagają różnych warunków początkowych. Prawidłowe zestawienie obydwu gwarantuje, że sadza nie przedostanie się do środowiska. Całkowitą penetrację P sadzy silnikowej, która dostała się do atmosfery oblicza się z wydajności filtracji AG i skuteczności regeneracji RG, co daje  $P = 1 - AG \times RG$ .

Filtry pełnego przepływu charakteryzują się wydajnością filtracji powyżej 0,99. Wydajność regeneracji to prawie 1, w przeciwnym razie filtr szybko by się zapchał i zmniejszył skuteczność. Całkowita penetracja sadzy emitowanej przez silnik do atmosfery to poniżej 0,01 lub 1%. Regeneracja

on-board diagnostics. Regeneration does not eliminate ash and other inert substances. These accumulate in the filter, and may only partially escape at the tail-pipe when the filter pores are too coarse ( $> 20 \mu\text{m}$ ).

Partial-flow filters can be designed for 50% filtration efficiency. The actual filtration rate is often worse, as reported in this paper. So even in favorable circumstances, 50% of the engine originated soot directly reaches the atmosphere. Some of the intercepted and stored soot also later escapes into the atmosphere. The quantity depends on the regeneration efficiency integrated over the driving cycle. Regeneration in partial flow filters is exclusively  $\text{NO}_2$  enabled. The  $\text{NO}_2$  is formed on platinum catalysts and subsequently can release an oxygen radical in the soot cake. The regeneration is thus a two-stage chemical process. The two stages (catalytic oxidation of NO and oxidation of C) are sequential, disparate and partially follow opposing chemical dynamics. The catalytic formation of  $\text{NO}_2$  has its maximum at about  $350^\circ\text{C}$  and, for equilibrium reasons, rapidly decreases at higher temperatures [35]. The oxidation of C begins at  $250^\circ\text{C}$ , proceeds very slowly and only attains higher reaction rates above  $400^\circ\text{C}$ . Thus, the engine generated  $\text{NO}_2$  during idling (approx. 25% of  $\text{NO}_x$ ) is useless for soot burn-off. Moreover, the availability of  $\text{NO}_2$  is limited. Depending on the driving cycle, only 30–50% of the engine originated NO is converted into  $\text{NO}_2$ . The gravimetric stoichiometric ratio  $\text{NO}_2/\text{C}$  is 7.6. Experience shows that twice this ratio is actually needed.

The data for the tested Euro 3 engine: particle emission limit in NEDC is  $50 \text{ mg/km}$  and the  $\text{NO}_x$  limit is  $500 \text{ mg/km}$ . The maximum available  $\text{NO}_2$  per km is therefore  $150 \text{ mg/km}$  to  $250 \text{ mg/km}$ , which at double stoichiometry can oxidize 9.8 to a maximum of  $16.4 \text{ mg soot per km}$ . Regeneration is thus constraining the performance of such partial-flow filters. Assuming 50% filtration, the calculated regeneration rate is thus 39 to 65%, which is close to the 45% measured in [13], the rest of the intercepted soot must be blown-off. The combined best case with 50% filtration and 65% regeneration reaches an overall penetration rate of  $1 - 0.5 \times 0.65 = 67\%$ . If filtration is only 30% [5] and 45% of the intercepted soot are regenerated [13], the overall penetration will be 86%, only 14% of the engine emitted soot will be converted to  $\text{CO}_2$ . Penetration of 86% must be compared to the penetration 0.1% of a good wall flow filter – leading to a quality comparison of 86/0.1 which means that PMS releases 860 times more particles to the atmosphere, which is the real effect on the environment [34].

## 10. Conclusions

Three of the four tested retrofit systems, for curtailing particle emissions from Diesel passenger cars, did not fulfill the expectations in the short duration tests that were performed. Filters which attained the minimum 30% efficiency in the new state, deteriorated substantially in driving cycles comprising lower loads, higher dynamics or higher space velocities. Moreover, all four partial-flow filters tend to soot deposition and stochastic release, which cause high smoke emissions unacceptable in traffic situations.

nie eliminuje popiołu ani innych substancji. Akumulują się one w filtrze i tylko częściowo mogą ulec emisji do układu wylotowego, gdy cele filtra są zbyt duże ( $> 20 \mu\text{m}$ ).

Filtry o częściowym przepływie spalin mogą mieć 50% sprawności filtracji. Filtracja rzeczywista często jest gorsza, co opisano w niniejszym artykule. Zatem nawet w korzystnych okolicznościach 50% sadzy powstałej z silnika trafia bezpośrednio do atmosfery. Część przechwyconej i zmagazynowanej sadzy także emitowana jest do atmosfery. Jej ilość zależy od wydajności regeneracji w trakcie jazdy. Regeneracja w filtrach o częściowym przepływie możliwa jest wyłącznie z wykorzystaniem  $\text{NO}_2$ .  $\text{NO}_2$  tworzy się na katalizatorze platynowym i w konsekwencji może uwolnić tlen pierwiastkowy. Regeneracja jest zatem dwuetapowym procesem chemicznym. Te dwa etapy (utlenienie katalityczne NO i utlenienie węgla) są sekwencyjne. Katalityczne tworzenie się  $\text{NO}_2$  osiąga swoje maksimum dla około  $350^\circ\text{C}$  i dla zachowania równowagi gwałtownie spada w wyższej temperaturze [35]. Utlenianie węgla rozpoczyna się w temperaturze  $250^\circ\text{C}$ , postępuje bardzo wolno i osiąga wyższe wartości reakcji powyżej  $400^\circ\text{C}$ . Tym samym  $\text{NO}_2$  wytworzone przez silnik na biegu jałowym (około 25%  $\text{NO}_x$ ) jest bezużyteczne dla wypalania sadzy. Co więcej, dostępność  $\text{NO}_2$  jest ograniczona. W zależności od warunków jazdy tylko 30–50% NO wytworzonego przez silnik jest przetworzone w  $\text{NO}_2$ . Masowy stosunek stechiometryczny  $\text{NO}_2$  do C wynosi 7,6. Badania wskazują, że wymagana jest dwukrotnie większa wartość.

Dane dla testowanego silnika kategorii Euro 3: limit emisji cząstek PM w teście NEDC wynosi  $50 \text{ mg/km}$ , a limit  $\text{NO}_x$  to  $500 \text{ mg/km}$ . Osiągalna wartość maksymalna  $\text{NO}_2$  na km to zatem  $150$  do  $250 \text{ mg/km}$ , co przy podwójnym stosunku stechiometrycznym może utleniać 9,8 do maksymalnie  $16,4 \text{ mg sadzy na km}$ . Regeneracja zatem ogranicza działanie filtrów o częściowym przepływie spalin. Przyjmując poziom 50-procentowej filtracji, obliczona wartość regeneracji wynosi 39 do 65%, co jest bliskie 45% zmierzonym w [13], pozostała przechwycona sadza musi być wydalona. Najlepszy możliwy przypadek połączenia 50% filtracji i 65% regeneracji pozwala osiągnąć całkowitą wartość penetracji  $1 - 0,5 \times 0,65 = 67\%$ . Jeśli filtracja wynosi jedynie 30% [5], a 45% przechwyconej sadzy ulega regeneracji [13], całkowita penetracja wyniesie 86%, tylko 14% z sadzy emitowanej przez silnik zostanie przetworzone na  $\text{CO}_2$ . Penetrację 86% należy porównać do penetracji 0,1% z nowego filtra – co prowadzi do porównania jakościowego 86/0,1; oznacza to, że PMS uwalnia do atmosfery 860 razy więcej cząstek PM, co stanowi rzeczywisty wpływ na środowisko [34].

## 10. Wnioski

Jeśli chodzi o ograniczanie emisji cząstek stałych przez samochody osobowe z silnikami o ZS, trzy z czterech testowanych układów nie spełniły oczekiwań. Filtry, które osiągnęły co najmniej 30% wydajności w stanie nowym, ulegały znaczącemu pogorszeniu w testach jezdnych z małymi obciążeniami, większą dynamiką i większym natężeniem przepływu spalin. Co więcej, we wszystkich czterech filtrach

Test procedures must be enhanced to include these aspects. That would provide the guidelines for a retrofit technology, which ensures sustainable emission curtailment. Simultaneously, the cost/benefit ratios must reach an acceptable range and also the global warming potential. Finally the emitted number of particles must become the decision criterion and not the reduced mass.

### Acknowledgement

This investigation was performed within the research-project “Messtechnische Untersuchung offener Partikelminderungssystemen FKZ: 20545125/01” directed by the German Environmental Agency UBA and financed by the Federal Republic of Germany in 2006. All results, which are the basis of this report were published by UBA 2007 on their homepage under <http://www.umweltbundesamt.de/verkehr/techemissmm/technik/pms.htm>. The authors would like to express their sincere thanks to UBA for providing the opportunity for this investigation. The authors would also like to thank the Swiss Environment Protection Agency BAFU for supporting the investigation of System A installed in a HD-truck.

Artykuł recenzowany

o częściowym przepływie spalin wystąpiła stochastyczna tendencja do osadzania się i uwalniania sadzy, co powoduje duże dymienie, niedopuszczalne w warunkach drogowych. W procedurach testowych należy uwzględnić również te warunki. W ten sposób powstaną wytyczne do modernizacji badań, zapewniające trwałe ograniczenie emisji. Jednocześnie stosunek koszt–korzyść powinien znajdować się w dopuszczalnym zakresie, również dla zagrożenia globalnym ociepleniem. Także liczba emitowanych cząstek stałych, a nie masa PM, muszą być kryterium decydującym.

### Podziękowania

Badania wykonano w ramach projektu badawczego “Messtechnische Untersuchung offener Partikelminderungssystemen FKZ: 20545125/01”, którym kierowała Niemiecka Federalna Agencja Ochrony Środowiska i który był sfinansowany przez Republikę Federalną Niemiec w 2006 r. Wszystkie wyniki będące podstawą tego sprawozdania opublikowano przez UBA w 2007 r. na stronie internetowej tej organizacji pod adresem <http://www.umweltbundesamt.de/verkehr/techemissmm/technik/pms.htm>. Autorzy dziękują Niemieckiej Federalnej Agencji Ochrony Środowiska za umożliwienie tego badania oraz dziękują Szwajcarskiemu Federalnemu Urzędowi do Spraw Ochrony Środowiska za wspieranie badań nad układem A zainstalowanym w pojeździe ciężarowym.

### Acronyms/Skróty

Euro	Currency EUR (approx. 1.39 US\$)/kurs euro (około 1,39 dolara)
AG	Filtration rate/współczynnik filtracji
BAB	German Autobahn Cycle
CADC	Common Artemis Driving Cycle
CPC	Condensation Nucleus Counter/kondensacyjno-nukleacyjny licznik cząstek stałych
CVS	Dilution tunnel/tunel rozcieńczający
DC	Diffusion charging/ladowanie dyfuzyjne
DR	Dilution ratio/współczynnik rozcieńczenia
DOC	Diesel Oxidation Catalyst/reaktor utleniający do silników o ZS
ELPI	Electrical Particle Impactor/impaktor niskiego ciśnienia
FTP	Federal Test Procedure/federalny test jezdny (w USA)
NEDC	New European Driving Cycle/nowy europejski test jezdny
NYCC	New York City Cycle/test miejski Nowego Jorku

PAS	Photoelectric Aerosol-Sensor/analizator fotoelektryczny
PM	Particulate mass/masa cząstek stałych
PMP	Particle Measurement Program; an UN-ECE-program 2003-2007 to develop a number based particle measurement protocol, leading to [36]/Program Pomiaru Cząstek Stałych; projekt z lat 2003-2007 mający na celu rozwój metod badawczych do oceny liczby cząstek stałych
PMS	«Partikelminderungssystem» – particle reduction system reaching at least 30% reduction of PM/system redukcji cząstek stałych zapewniający 30-procentową skuteczność filtracji
VERT	Verification of Emission Reduction Technology; a particle filter verification protocol used by Swiss authorities since 1998 [1]/Weryfikacja Technologii Redukcji Emisji; protokół weryfikacji skuteczności filtrów cząstek stałych wykorzystywany przez władze Szwajcarii od 1998 r.

### Bibliography/Literatura

- [1] Mayer A. et al.: Quality standards and test procedures for particle filters to retrofit utility vehicles. MTZ 00/2009.
- [2] Belot G. et al.: Passenger Car Serial Application of a Particulate Filter System on a common-rail Direct Injection Diesel Engine. SAE 2000-01-0473, Detroit 2000.
- [3] Eckerle W.A.: Technology for Advanced Heavy Duty Diesel Engines. 12<sup>th</sup> ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles, Zürich 2008.
- [4] Mayer A. et al.: Reliability of DPF-Systems: Experience with 6000 Applications of the Swiss Retrofit Fleet. SAE 2004-01-0076, Detroit 2004.
- [5] Massnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Partikel von Kraftfahrzeugen mit Selbstzündungsmotor. Anhang zu Artikel 1 Nr. 4, Anlage XXVI, zu § 47 Abs. 3a der Strassenverkehrszulassungsordnung der Bundesrepublik Deutschland.

- [6] Rexeis M., Hausberger S.: ARTEMIS, Assessment and Reliability of Transport Emission Models in Inventory Systems. Final Report of the WP400-Heavy Duty Vehicles Emission; Institut für Vkm and Thd, TU-Graz 2003.
- [7] Rembor H.J.: Hot Gas Filtration of Fine and Ultra Fine Particles. Particle Filter Retrofit for all Diesel Engines, Expert Verlag ISBN 978-3-8169-2850-8.
- [8] Okawara S. et al.: Soot trapping and continuously oxidizing behaviour by flow-through Metallic PM filter. Toyota Motor Corp., Emitec, JSAE Annual Congress Sept. 2005, paper No. 20055824.
- [9] Koltsakis G.C. et al.: Filtration and Regeneration Performance of a Catalyzed Metal Foam Particulate Filter, Aristotle Univ. Thessaloniki, Inco Special Products, SAE 2006-01-1524, Detroit 2006.
- [10] Kolke R. et al.: Einsatz wechselnder Filtersysteme und Regenerationsverfahren für die Nachrüstung von PKW, LKW, Baumaschinen. „Dieselabgas-nachbehandlung“, München 11–12. Juli 2006, CTI Car Training Institute [www.iir-verlag.de](http://www.iir-verlag.de); [info@iir-verlag.de](mailto:info@iir-verlag.de); [www.car-training-institute.com](http://www.car-training-institute.com)
- [11] Mayer A. and 50 co-authors: Particle Filter Retrofit for all Diesel Engines. published by Expert-Verlag, 2008, ISBN 978-3-8169-2850-8.
- [12] Andrews G.E. et al.: Particulate Mass Accumulation and Release in Practical Diesel Engine Exhaust Systems under Cold Start conditions. SAE 2000-01-0508, University of Leeds, Ford Research, 2000.
- [13] Kolke R. et al.: ADAC Verbraucherschutztest an Nachrüstfilter für PKW. 6. FAD-Konferenz, Herausforderung – Abgasnachbehandlung für Dieselmotoren, November 2008 in Dresden.
- [14] Rüdý C. et al.: Nachrüst-Partikelfilter für Diesel-Personenwagen. EMPA Untersuchungsbericht Nr. 441179, Dezember 2006, EMPA, Überlandstrasse 129, CH 8600 Dübendorf.
- [15] Hausberger S. et al.: Testverfahren und Optimierung für Partikelkatalysatoren. Bericht des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU Graz, Inffeldgasse 21A, A-8010, Graz 2006.
- [16] Nylund N.O. et al.: Heavy-duty Vehicles: Safety, Environmental Impacts and new Technology. VTT Annual report 2006.
- [17] Mayer A. et al.: Nanoparticle-Emission of Euro IV and Euro V HDV Compared to Euro III with and without DPF. SAE 2007-01-1112, Detroit 2007.
- [18] Mohr M. et al.: Conventional and New Methods of Particle Measurement. Elimination of Engine Generated Nanoparticles, expert verlag ISBN 3-8169-2552-9.
- [19] Rice M. et al.: Innovative Substrate Technology for High Performance Heavy Duty Truck SCR Catalyst Systems. SAE 2007-01-1577, Detroit 2007.
- [20] Brück R., Reck A.: Retrofit with Particulate Traps – the first Step. Experience and Outlook into the Future; 6.FAD-Conference Dresden, Nov.2008.
- [21] Schrewe K. et al.: SMF – AR Autarkes Partikelfiltersystem für Nach- und Erstausrüstung von LDV und Industriemotoren. 6. FAD-Konferenz, Herausforderung – Abgasnachbehandlung für Dieselmotoren, November 2008 in Dresden.
- [22] Bykowski B.: Formulation and Evaluation of Alternate Diesel Particulate Trap Media. Southwest Research Institute, The American Society of Mechanical Engineers, 87-ICE-36.
- [23] Mizra T. et al.: Open-Pore Ceramic Foam as Diesel Particulate Filter. SAE 890172.
- [24] Van Basshuysen, Schäfer: Handbuch Verbrennungsmotor. Published by Vieweg&Sohn, ISBN 3-528-03933-7.
- [25] Jodeit H.: Partikelabscheidung in technischen Tiefenfiltern. VDI-Fortschrittsberichte Verfahrenstechnik Nr.108, VDI-Verlag 1985.
- [26] Mayer A. et al.: Pre-Turbo Application of the Knitted Fiber Diesel Particulate Trap. SAE 940459, Detroit 1994.
- [27] Allansson R. et al.: The use of the Continuously Regenerating Trap (CRTTM) to Control Particulate Emissions: Minimising the Impact of Sulfur Poisoning. SAE 2002-01-1271, Detroit 2002.
- [28] Stationary source emissions – Determination of mass concentration of nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>) – Reference method: Chemiluminescence; European Standard, EN 14792, June 2005.
- [29] Payne S. et al.: Fundamental Studies of Soot Deposition Using Flow-through Substrates. 12th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles, Zürich 2008.
- [30] Gojova A. et al.: Induction of Inflammation in Vascular Endothelial Cells by Metal Oxide Nanoparticles: Effect of Particle Composition. Environmental Health Perspectives – Volume 115, Number 3, March 2007.
- [31] U.S. EPA: The Cost Effectiveness of Heavy-Duty Diesel Retrofits and Other Mobile Source Emission Reduction Projects and Programs. EPA 420-B-07-006; May 2007.
- [32] Jacobson M.Z.: Testimony for the Hearing on Black Carbon and Global Warming. Stanford University, United States House of Representative, October 2007.
- [33] Waxman H.A.: Hearing on Black Carbon and Global Warming. US House of Representatives, October 2007.
- [34] Leutert G.: Quality Criteria, Test Methods and Test Standards for Particle Filter Systems. Chapter 7 of [11].
- [35] Görsmann C.: Catalytic Coatings for diesel Particulate Trap Regeneration. Chapter 5.1 of [11].
- [36] Regulation (EC) No. 715/2007 for the European Parliament and the Council of 20. June 2007 on type approval of motor vehicles.

Mr. Andreas Mayer, Dipl. Ing., – Technik Thermische Maschinen, Switzerland.

*Inż. Andreas Mayer – pracownik Termodynamicznej Techniki Maszyn (TTM), Szwajcaria.*

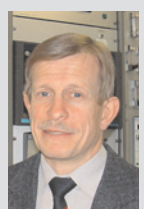
e-mail: [ttm.a.mayer@bluewin.ch](mailto:ttm.a.mayer@bluewin.ch)



Mr. Jan Czerwinski – Prof. Dr – Laborat. for IC-Engines and Exhaust Gas Control, University of Applied Sciences, Biel-Bienne, Switzerland (AFHB).

*Prof. dr Jan Czerwinski – Laboratorium Silników Spalinowych i Kontroli Gazów Wylotowych, Uniwersytet Nauk Stosowanych w Biel-Bienne, Szwajcaria.*

e-mail: [jan.czerwinski@hti.bfh.ch](mailto:jan.czerwinski@hti.bfh.ch)



Mr. Pierre Comte – University of Applied Sciences, Biel-Bienne, Switzerland (AFHB).

*Pierre Comte – Uniwersytet Nauk Stosowanych w Biel-Bienne, Szwajcaria.*

e-mail: [pierre.comte@hti.bfh.ch](mailto:pierre.comte@hti.bfh.ch)



## Energetic aspect of diesel engine operation

The paper provides a proposal of a quantitative interpretation of operation which (as the operation of Hamilton and Maupertius presented in classical mechanics and the operation issuing from change of the body momentum) is considered as a physical quantity with the measurement unit called a joule-second [joule  $\times$  second]. An original method for analyzing and estimating the engine operation has been demonstrated in the energetic aspect for the operating needs. The homogenous Poisson process and semi-Markov process have been herein applied to justify the usability of such interpreted operation. The two processes have made it possible to formulate a model deterioration of the diesel engine operation over time. Thus, the model is a random Poisson process or semi-Markov process. It has also been shown that the integral calculus can be (and should be) applied to identify the energetic properties of an engine. Considerations on the energetic aspect of diesel engine operation are provided on the example of marine engines of a ship's main propulsion system.

Key words: operation, energy, technical state, diesel engine, Poisson process, semi-Markov process

## Energetyczny aspekt działania silników o zapłonie samoczynnym

W artykule zaproponowano interpretację wartościującą działania, które (podobnie jak przedstawione w mechanice klasycznej działania Hamiltona i Maupertiusa oraz działanie wynikające ze zmiany pędu ciała) jest rozpatrywane jako wielkość fizyczna o jednostce miary zwanej dżulosekundą [dżul  $\times$  sekunda]. Przedstawiono oryginalną metodę analizy i oceny działania silników o zapłonie samoczynnym w ujęciu energetycznym na potrzeby eksploatacyjne. Do uzasadnienia przydatności tak interpretowanego działania zastosowano jednorodny proces Poissona i proces semi-Markowa. Procesy te umożliwiły skonstruowanie modelu przebiegu pogarszania się działania silnika o zapłonie samoczynnym z upływem czasu jego funkcjonowania. Modelem tym jest więc proces losowy Poissona lub semi-Markowa. Wykazano też, że do identyfikacji walorów energetycznych silnika może (i powinien) być zastosowany rachunek całkowy. Rozważania dotyczące energetycznego aspektu działania silników o zapłonie samoczynnym przedstawiono na przykładzie silników okrętowych napędu głównego statków morskich.

Słowa kluczowe: działanie, energia, stan techniczny, silnik o zapłonie samoczynnym, proces Poissona, proces semi-Markowa

### 1. Introduction

While operating diesel engines we need to identify not only their technical states but also their energetic properties [5, 7, 8, 12, 13, 15]. The properties characterize the medium torque ( $M_o$ ) and the engine speed ( $n$ ) of this type of engines. The torque  $M_o$  and the speed  $n$  (as measurable values) enable to define a usable power ( $N_o$ ) [12, 13, 15].

The usable power ( $N_o$ ) is a quantity that characterizes the stream of energy converted in a form of usable work ( $L_e$ ) at a defined time ( $t$ ). From this reason the work  $L_e$  can be interpreted as the output of the delivered power  $N_e = \dot{L}_e$  in time  $t$  and therefore expressed with the formula:

$$L_e = N_e \cdot t \quad (1)$$

From formula (1) it results that the power  $N_e$  is a quantity containing information how quickly the work  $L_e$  has been (or can be) performed by a combustion engine.

However, in practice also a quantity is significant that provides information how long the work  $L_e$  must be delivered by engine to a receiver (screw propeller of a ship, generator, compressor) in order for a given task to be performed. This quantity can be called operation [5–7]. Because each type of work being performed by engine (e.g. usable work, compression, expansion, etc.) is a form of energy conversion, in this

### 1. Wprowadzenie

W eksploatacji silników o zapłonie samoczynnym istotna jest identyfikacja nie tylko ich stanów technicznych, lecz także walorów energetycznych [5, 7, 8, 12, 13, 15]. Walory te charakteryzują: średni moment obrotowy ( $M_o$ ) oraz prędkość obrotowa wału korbowego ( $n$ ) tego rodzaju silników. Moment  $M_o$  i prędkość obrotowa  $n$  (jako wielkości mierzone) umożliwiają określenie mocy użytecznej ( $N_e$ ) [12, 13, 15].

Moc użyteczna ( $N_e$ ) jest wielkością charakteryzującą strumień energii przetwarzanej w określonym czasie ( $t$ ) w formie pracy użytecznej ( $L_e$ ). Z tego względu praca  $L_e$  może być interpretowana jako wynik dostarczenia mocy  $N_e = \dot{L}_e$  w czasie  $t$  i wobec tego wyrażana wzorem (1).

Z wzoru (1) wynika, że moc  $N_e$  jest wielkością, która zawiera informację, jak szybko praca  $L_e$  została (lub może być) wykonana przez silnik spalinowy.

Jednakże w praktyce jest istotna także wielkość, która zawiera informację jak długo może być dostarczana przez silnik praca  $L_e$  do odbiornika (np. śruby napędowej statku, prądnicy, sprężarki), aby mogło być wykonane określone zadanie. Tę wielkość można nazwać działaniem [5, 6, 7]. Ze względu na to, że każdy rodzaj pracy realizowanej przez silnik (np. praca: użyteczna, sprężania, rozprężania itd.) jest formą

way understood operation (D) is a quantity expressing the energy (E) released over time (t), and that is the reason for its defining with the formula:

$$D = E \cdot t \quad (2)$$

The operation (2) determines the energy released over the time in which this energy was consumed. When the engine wear is considered, the operation equals to the energy drop (decrease) in time in which it proceeded [4, 8, 11]. The energy can reveal only when converted into a form of work or heat [6, 8, 13, 14]. This also refers to the operation of other energetic systems, like spark-ignition engines, turbine engine and the like [2, 13, 14].

In case of any diesel engine the usable energy ( $E_e$ ) generated by the engine with a defined usable power ( $N_e$ ), in strictly determined conditions, can be considered as a measure of its ability to perform the work  $L_e$  at a defined time t. Therefore the work as a form of energy conversion, generated by the engine, can be defined from the formula [13]

$$L_e = 2\pi n M_o t, \quad (3)$$

in the case when:  $M_o = \text{idem}$  and  $n = \text{idem}$ .

When  $M_o \neq \text{idem}$  and  $n \neq \text{idem}$  the work can be presented in the form of dependences:

$$L_e = 2\pi \int_0^t n(\tau) M_o(\tau) d\tau \quad (4)$$

In the operating practice of diesel engines (main engines) being applied to marine propulsion systems it is extremely important how long the work  $L_e$  can be released for the needs of the propulsion system of the given ship. This refers especially to the ships the propulsion systems of which are fitted with such engines. In the case when due to the wear, the main engine cannot be loaded with the demanded usable power ( $N_e$ ) in time t, it is not able to perform the demanded work  $L_e$  in this time needed to ensure a generation of the demanded pressure force (T) by the screw propeller of the ship. As a consequence even a full-scale rudder deflection is not enough for it to generate a sufficient force (S) that would compensate the effects of wind and wavy sea. This results first in losing the steerability (heading stability) by the ship (each ship) which is not able to move further in the demanded direction, then in losing its transverse stability. Thus in the case of a "broad reach" wind and the follow-up wave during a storm the ship is usually overturned, pushed into rocky coast or aground, etc. Generally such accidents turn into catastrophes [9].

From the above considerations follows that it is reasonable to analyze not only the power  $N_e$  released in diesel engine's workspaces, and simultaneously work  $L_e$ , but also the operation (D) of this type of engines, understood in this case as energy conversion in these workspaces that leads to obtaining the demanded usable work ( $L_e$ ) at a defined time (t). This will enable to establish whether the possible engine operation ( $D_M$ ) for the given conditions is at least equal to

przemiany energii, zatem działanie (D), w takim rozumieniu, jest wielkością wyrażającą energię (E) wydatkowaną w czasie (t) i z tego powodu może być określane wzorem (2).

Działanie (2) określa więc energię wydatkowaną w czasie, w którym ta energia została zużyta. W przypadku uwzględnienia zużycia silnika, działanie jest równoważne spadkowi (zmniejszeniu) energii w czasie, w którym było ono realizowane [4, 8, 11]. Energia zaś może być ujawniona tylko wtedy, gdy będzie przetworzona w formie pracy bądź ciepła [6, 8, 13, 14]. Dotyczy to działania także innych urządzeń energetycznych, jak silników o zapłonie iskrowym, turbinowych silników spalinowych i innych [2, 13, 14].

W przypadku dowolnego silnika o zapłonie samoczynnym energia użyteczna ( $E_e$ ) wytwarzana przez silnik o określonej mocy użytecznej ( $N_e$ ), w ściśle określonych warunkach, może być uważana za miarę jego zdolności do wykonania pracy  $L_e$  w określonym czasie t. Wobec tego praca ta, jako forma przemiany energii generowanej przez silnik, może być określona z wzoru (3) [13] wtedy, gdy:  $M_o = \text{idem}$  oraz  $n = \text{idem}$ .

Gdy  $M_o \neq \text{idem}$  oraz  $n \neq \text{idem}$  praca może być przedstawiona w formie zależności (4).

W praktyce eksploatacyjnej silników o zapłonie samoczynnym stosowanych do napędu dowolnego statku (tzw. silników głównych) szczególnie istotne jest to, jak długo praca  $L_e$  może być wyzwolana na potrzeby napędu głównego danego statku. Dotyczy to zwłaszcza statku, którego układ napędowy jest wyposażony w jeden taki silnik. W takim przypadku, gdy w wyniku zużycia silnik główny nie może być obciążony wymaganą mocą użyteczną ( $N_e$ ) w czasie t, nie może on w tym czasie wykonać wymaganej pracy  $L_e$ , aby zapewnić wytworzenie wymaganej siły naporu (T) przez śrubę napędową statku. Wskutek tego wychylenie steru statku nawet o wartość maksymalną nie wystarczy do wytworzenia siły (S) wystarczającej do skompensowania wpływu działania wiatru i falowania morza. W rezultacie statek (każdy) traci najpierw sterowność (stateczność kursową) i nie może poruszać się w pożądanym kierunku, a następnie stateczność poprzeczną. Wtedy przy pojawieniu się wiatru baksztagowego i fali nadążającej w czasie znacznego falowania morza podczas sztormu, z reguły dochodzi do wywrócenia się bądź do zepchnięcia statku na skaliste wybrzeże lub piaszczystą mieliznę, co przeważnie kończy się katastrofą [9].

Z przedstawionych rozważań wynika, że sensowne jest analizowanie nie tylko mocy  $N_e$  silników o zapłonie samoczynnym, wyzwolanych w ich przestrzeniach roboczych i tym samym pracy  $L_e$ , ale także działania (D) tego rodzaju silników, rozumianego w tym przypadku jako przetwarzanie energii w tych przestrzeniach prowadzącego do uzyskania wymaganej pracy użytecznej ( $L_e$ ) w określonym czasie (t). Umożliwi to ustalenie, czy działanie silnika możliwe ( $D_M$ ), w danych warunkach, jest co najmniej równe działaniu wymaganemu ( $D_W$ ), niezbędnemu do wykonania określonego zadania Z.

## 2. Działania silnika o zapłonie samoczynnym jako przetwarzanie energii w formie ciepła i pracy

Działanie silników polega na przetwarzaniu i przenoszeniu doprowadzonej energii. W przypadku silników spalinowych

the demanded operation ( $D_w$ ) being indispensable to perform a defined task  $Z$ .

## 2. Diesel engine operation as energy conversion in the form of heat and work

The operation of engines consists in converting and transferring the supplied energy. In the case of combustion piston engines, first the chemical energy contained in the fuel-air mixture, generated in the workspaces, is converted into thermal energy and then the thermal energy – into mechanical energy (Fig. 1).

The interpretation of energy conversions presented in Fig. 1 considers the heat as a form of transformation of chemical energy contained in the fuel-air mixture into thermal energy and the work – as a form of transformation of thermal energy into mechanical energy [14].

It is obvious that the energy conversion in the form of heat in the workspaces of each diesel engine can proceed at a different time. In practice it is essential to make the performance of the work as high as possible or as quick as possible in a defined time. Additionally, it is important in practice to have the heat released from combustion to the highest possible extent and the heat lost in accordance with the second law of thermodynamics – as little as possible. If the most desired energy conversion cannot be obtained the engine is considered to work incorrectly and to be in the state of partial usability [7, 12, 14].

In the case of diesel engines, conversion of chemical energy (fuel-air mixture burnt in the combustion chamber) into thermal energy and then into mechanical energy, generates torque ( $M_o$ ) of a crankshaft at a defined speed ( $n$ ) of each engine [12, 13]. Thus, the operation of engine, interpreted as energy conversion in the form of usable work  $L_e$  expressed with the formula (4) can be defined by the equation as follows:

$$D_{L_e} = \int_0^t L_e(\tau) d\tau = 2\pi \int_0^t n(\tau) M_o(\tau) \tau d\tau \quad (5)$$

Engine operation connected with energy conversion in the form of work like compression of fresh charge, expansion of combustion gases in a cylinder, etc. can be considered in a similar way.

The determining of engine operation consisting in a conversion of chemical energy ( $E_{ch}$ )-contained in the fuel-air mixture generated in the engine combustion chamber-into thermal energy ( $E_c$ ) is equally important. Such an operation (Fig. 1) when conversion of this kind of energy proceeds in the form of heat ( $Q$ ) can be defined by the formula

łokowych następuje zamiana najpierw energii chemicznej zawartej w mieszaninie paliwowo-powietrznej, wytworzonej w komorach spalania, na energię cieplną a następnie zamiana tej energii cieplnej – na mechaniczną (rys. 1).

W interpretacji przemian energii przedstawionych na rys. 1 uwzględniono, że ciepło jest formą przemiany energii chemicznej mieszaniny paliwowo-powietrznej w energię cieplną, a praca – formą przemiany energii cieplnej w mechaniczną [14].

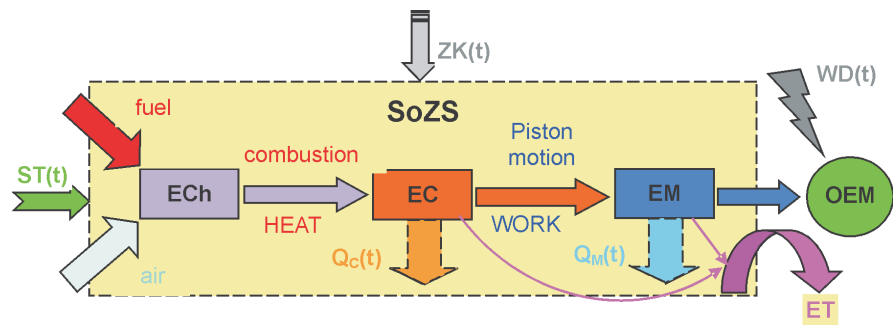


Fig. 1. Example diagram of energy conversion for a diesel engine:  $ST(t)$  – engine control,  $ECh$  – chemical energy,  $EC$  – thermal energy,  $EM$  – mechanical energy,  $ZK(t)$  – disturbances in engine operation,  $SoZS$  – diesel engine,  $OEM$  – mechanical energy receiver (e.g. ship propeller, generator, compressor, pump),  $WD(t)$  – operating conditions  $OEM$ ,  $Q_c(t)$  – thermal load in time  $t$ ,  $Q_m(t)$  – mechanical load in time  $t$ ,  $ET$  – losses of heat and mechanical energy [8]

Rys. 1. Przykładowy schemat przekształcenia energii w silniku o zapłonie samoczynnym:  $ST(t)$  – sterowanie silnikiem,  $ECh$  – energia chemiczna,  $EC$  – energia cieplna,  $EM$  – energia mechaniczna,  $ZK(t)$  – zakłócenia działania silnika,  $SoZS$  – silnik o zapłonie samoczynnym,  $OEM$  – odbiornik energii mechanicznej (np. śruba napędowa statku, prądnica, sprężarka, pompa),  $WD(t)$  – warunki działania  $OEM$ ,  $Q_c(t)$  – obciążenie cieplne w chwili  $t$ ,  $Q_m(t)$  – obciążenie mechaniczne w chwili  $t$ ,  $ET$  – energia strat cieplnych i mechanicznych [8]

Jest oczywiste, że zachodząca w przestrzeniach roboczych każdego silnika spalinowego przemiana energii w formie ciepła bądź pracy może zachodzić w różnym czasie. W praktyce istotne jest, aby praca wykonana w określonym czasie była możliwie największa, albo aby dana praca była wykonana możliwie najszybciej; istotne jest także, aby podczas spalania wyzwalane było możliwie największe ciepło, zaś ciepło tracone zgodnie z drugą zasadą termodynamiki – możliwie najmniejsze. Jeśli nie można uzyskać takiej przemiany energii, która jest najkorzystniejsza, uznaje się, że silnik działa niewłaściwie i przyjmuje się, że jest on wtedy w stanie częściowej zdatności [7, 12, 14].

Odnosnie do silników o zapłonie samoczynnym, przetwarzanie energii chemicznej (zawartej w wytworzonej w komorach spalania mieszaninie paliwowo-powietrznej) na energię cieplną a następnie mechaniczną, umożliwia wytworzenie momentu obrotowego ( $M_o$ ) wału korbowego przy określonej prędkości obrotowej ( $n$ ) każdego silnika [12, 13]. Zatem działanie silnika interpretowane jako przetwarzanie energii w formie pracy użytecznej  $L_e$  wyrażone wzorem (4) może być wyrażone wzorem (5).

Podobnie może być rozważane działanie silnika związane z przetwarzaniem energii w formie pracy sprężania świeżego ładunku, rozprężania spalin w cylindrze itp.

Równie ważne jest określenie działania silników polegające na przemianie energii chemicznej ( $E_{ch}$ ) zawartej w

$$D_Q = \int_0^t Q(\tau) d\tau \quad (6)$$

Because the operation of this kind of engines consists in converting energy  $E$  in the form of work and heat, it can be generally interpreted as follows

$$D = \int_0^t E(\tau) d\tau \quad (7)$$

where:  $D$  – engine operation,  $E$  – converted (obtained) energy enabling realization of a task  $Z$ ,  $t$  – time of  $E$  energy conversion (consumption).

Engines during operation are under heat and mechanical loads which are the reason for growing engine wear and energy losses (Fig. 1). Usability of particular combustion engines can be obtained after making value calculations of their operations (7) which are, in the interpretation here proposed, equaled to physical quantities with the measurement unit: „joule-second”. Apparently, the functional dependence of energy on time –  $E = f(t)$  must be known in order to determine the field of operation ( $D$ ). Because  $D = f(E, t)$  the operation of machines can be presented in the coordinate system „ $D$ – $E$ – $t$ ” [5–7].

Such understood operation defined by formula (7) can be presented in the coordinate system „ $E$ – $t$ ” in the form of graph which I propose to call *graph of operation*. An example of such an graph of operation for the range of the energy transformation from  $E_1$  into  $E_2$  for any selected time  $t_0 = 0$  and  $t$  is presented in Fig. 2.

The graph of engine operation presented in Fig. 2 demonstrates realizations of the stochastic process in the form of dependences  $\{E(t); t \geq 0\}$  where energy  $E$  is a random variable. The process is characterized by expected value  $E[E(t)]$  and the standard deviation  $\sigma[E(t)]$  for the energy  $E$ . This approach follows from the fact that the analysis and the resulting assessment of combustion engine operation can be presented in a probabilistic aspect with the application of the theory of stochastic processes.

A stochastic process is a random function of which the parameter is time  $t$ . The time is not a random variable [1, 3]. This approach towards the issue of expressing the diesel engine operation as a value, results from the necessity of getting information as to what the operation can be in the interval defined by two arbitrary moments, e.g. in the interval  $[t_0, t_n]$ . In this case, analyzing the operation of each combustion engine, each time  $t$  from the considered time interval  $[t_0, t_n]$  can be assigned by a state called momentary state of the process, which is a random variable  $X_t$  with expected value  $E(X_t)$  and variation  $D^2(X_t)$  dependent from the  $t$  value. For the considerations the variable can be energy ( $E$ ) or forms of its conversion-work ( $L_c$ ) or heat ( $Q$ ). Thus, the stochastic process (a random function) is a set of random variables  $X_t$  for  $t \in [t_0, t_n]$ , so for  $t_0 \leq t \leq t_n$ . The function expected value  $E[X(t)]$  and variation  $D^2[X(t)]$  are defined by the sets of expected values  $E(X_t)$  and variations  $D^2(X_t)$  for  $t_0 \leq t \leq t_n$ .

mieszanie paliwowo-powietrznej wytwarzanej w komorach spalania silnika na energię cieplną ( $E_c$ ). Takie działanie (rys. 1), w którym następuje przemiana tego rodzaju energii w formie ciepła ( $Q$ ) może być określone zależnością (6).

Ze względu na to, że działanie tego rodzaju silników polega na przetwarzaniu energii  $E$  w formie pracy i ciepła wobec tego, w ujęciu ogólnym, można je interpretować jako (7), gdzie:  $D$  – działanie silnika,  $E$  – energia przetworzona (uzyskana), umożliwiająca realizację jakiegoś zadania  $Z$ ,  $t$  – czas przetwarzania (zużywania) energii  $E$ .

Silniki podczas działania są obciążone cieplnie i mechanicznie, co jest przyczyną narastania zużycia silników i związanych z nim strat energii (rys. 1). O przydatności poszczególnych silników spalinowych można wnioskować po dokonaniu obliczenia wartości ich działania (7), które w zaproponowanej interpretacji zostało przyrównane do wielkości fizycznej o jednostce miary nazywanej *dżulosekundą*. Aby wyznaczyć pole działania ( $D$ ), trzeba znać zależność funkcyjną energii od czasu, czyli  $E = f(t)$ . Ze względu na to, że  $D = f(E, t)$ , wobec tego działanie urządzeń można także przedstawić w układzie współrzędnych „ $D$ – $E$ – $t$ ” [5, 6, 7].

Tak rozumiane działanie, określone zależnością (7), może być przedstawione w układzie współrzędnych „ $E$ – $t$ ”, a więc w formie wykresu, nazwanego *wykresem działania*. Przykład takiego wykresu działania, w zakresie zmian energii od  $E_1$  do  $E_2$  dla dowolnie wybranych chwil  $t_0 = 0$  oraz  $t$  przedstawiono na rys. 2.

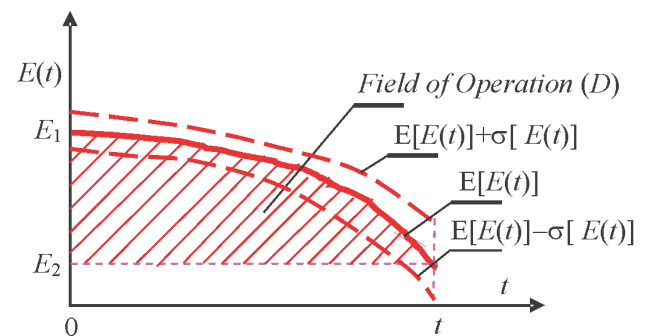


Fig. 2. An example graph of engine operation:  $E$  – energy,  $E_1$  – energy in the moment ( $t_0 = 0$ ) of starting the task,  $E_2$  – energy in the moment ( $t$ ) of task completion,  $t$  – time,  $E[E(t)]$  – expected value  $E$ ,  $\sigma[E(t)]$  – standard deviation for  $E$

Rys. 2. Przykład wykresu działania silnika:  $E$  – energia,  $E_1$  – energia w chwili ( $t_0 = 0$ ) rozpoczęcia zadania,  $E_2$  – energia w chwili ( $t$ ) zakończenia zadania,  $t$  – czas,  $E[E(t)]$  – wartość oczekiwana  $E$ ,  $\sigma[E(t)]$  – odchylenie standardowe  $E$

Przykład wykresu działania silnika przedstawiony na rys. 2 obrazuje realizację procesu stochastycznego w formie zależności  $\{E(t); t \geq 0\}$ , gdzie energia  $E$  jest zmienną losową. Proces ten charakteryzuje wartość oczekiwana  $E[E(t)]$  oraz odchylenie standardowe  $\sigma[E(t)]$  energii  $E$ . Takie podejście wynika z tego, że analiza i wynikająca z niej ocena działania silników spalinowych może być przedstawiona w ujęciu probabilistycznym z zastosowaniem teorii procesów stochastycznych.

Proces stochastyczny jest funkcją losową, której parametrem jest czas  $t$ . Czas ten nie jest zmienną losową [1, 3].

It should be pointed here that expected value  $E(X_t)$  and the variation  $D^2(X_t)$  of the random function  $\{X(t): t \geq 0\}$  depend on time  $t$  because the values  $E(X_t)$  and  $D^2(X_t)$  can be different for different  $t$  values. They are not, however, random functions  $X(t)$  because  $E(X_t)$  and  $D^2(X_t)$  are not random variables but the constants for the given  $t$  value and the given set of realizations of the random variable  $X_t$  [3].

An example of dependences of  $E(X_t)$  and  $D^2(X_t)$  on time  $t$  is shown in Fig. 2, at the assumption that random variable  $X$  is energy  $E$  supplied by a combustion engine to a receiver of the energy. In this Fig. the  $\sigma[E(t)]$  quantity is a standard deviation of the random variable  $E$ . This quantity is a square root of the variation  $D^2(E_t)$ .

In this case, to define the operation  $D$  from formula (7) the integral calculus can be applied because the integral defined by the formula is a definite Riemann integral with the integration range  $[0, t]$  and the integrand  $E(\tau)$ . Because the function  $E(\tau)$  is continuous for the examined example range  $[0, t]$ , it can be stated in compliance with the second fundamental theorem of integral calculus (Newton-Leibniz Theorem) that [16]

$$\int_0^t E(\tau) d\tau = D(t) - D(0) = D(\tau) \Big|_0^t \quad (8)$$

whereas:  $D(\tau) \Big|_0^t = D(t) - D(0)$

The application of the Newton-Leibniz Theorem is necessary here because it enables to effectively determine a definite integral for the continuous functions if a determination of any primitive for the functions is possible.

Generally, the functional dependence  $E = f(t)$  is compound. In the case when the internal function derivative for such a function is constant it is possible to define a definite integral of function  $f(t)$  [16] applying the integration by substitution. Not always, however, a compound function describing the dependence of energy from time can be defined by elementary functions. Then, defining a definite integral from the Newton-Leibniz formula is troublesome and sometimes even impossible. The trouble is that the determination of a primitive is connected with the necessity to make difficult transformations. In such cases, just like when the integrand is determined in the form of a table, an approximate value of the engine operation can be calculated as a definite integral value, applying the Method of Trapezoids or the Simpson's method [16]. It should be taken into account that the application of the Simpson's method enables getting more precise results of integration than in the case of application of the Method of Trapezoids.

The estimation of expected value  $E[E(t)]$  for each value of time  $t$  requires an application of statistical inference (point or interval estimation [1, 3]).

From the presented interpretation of combustion engine operation (Fig. 1) follows that the operation consists in converting and transferring the supplied energy in the form of work ( $L$ ) and heat ( $Q$ ), whereas both of the forms of energy conversions can be presented as the fields [13, 14]:

– in the Clapeyron diagram (diagram of work) when analyzing work  $L$

Takie podejście do zagadnienia wartościowania działania silników o zapłonie samoczynnym wynika z konieczności uzyskania informacji o tym, jakie może być ich działanie w przedziale określonym przez dowolne dwie chwile, np. w przedziale  $[t_0, t_n]$ . W tym przypadku, dla każdego czasu  $t$  w rozpatrywanym przedziale czasu  $[t_0, t_n]$  można, analizując działanie każdego silnika spalinowego, przyporządkować stan, nazywany stanem chwilowym procesu, który jest zmienną losową  $X_t$  o wartości oczekiwanej  $E(X_t)$  i wariancji  $D^2(X_t)$ , zależnych od wartości  $t$ . W tych rozważaniach zmienną  $t$  może być energia ( $E$ ) lub formy jej przemiany, czyli praca ( $L_t$ ) bądź ciepło ( $Q$ ). Zatem proces stochastyczny (funkcja losowa) jest zbiorem zmiennych losowych  $X_t$  dla  $t \in [t_0, t_n]$ , czyli dla  $t_0 \leq t \leq t_n$ . Jej wartość oczekiwana  $E[X(t)]$  i wariancja  $D^2[X(t)]$  są wyznaczone przez zbiory wartości oczekiwanych  $E(X_t)$  i wariancji  $D^2(X_t)$  dla  $t_0 \leq t \leq t_n$ . Należy przy tym zaznaczyć, że wartość oczekiwana  $E(X_t)$  i wariancja  $D^2(X_t)$  funkcji losowej  $\{X(t): t \geq 0\}$  zależą od czasu  $t$ , ponieważ wartości  $E(X_t)$  i  $D^2(X_t)$  mogą być różne dla różnych wartości  $t$ . Jednak nie są to funkcje losowe  $X(t)$ , ponieważ  $E(X_t)$  oraz  $D^2(X_t)$  nie są zmiennymi losowymi, lecz wielkościami stałymi dla danej wartości  $t$  i danego zbioru realizacji zmiennej losowej  $X_t$  [3].

Przykład zależności  $E(X_t)$  oraz  $D^2(X_t)$  od czasu  $t$  przedstawiono na rys. 2 przy założeniu, że zmienną losową  $X$  będzie energia  $E$  dostarczana przez silnik spalinowy do odbiornika tej energii. Na rysunku tym wielkość  $\sigma[E(t)]$  jest odchyleniem standardowym zmiennej losowej  $E$ . Wielkość ta jest pierwiastkiem kwadratowym wariancji  $D^2(E_t)$ .

W takim przypadku do wyznaczenia działania  $D$  ze wzoru (7) można zastosować rachunek całkowy, ponieważ całka określona tym wzorem jest całką Riemanna o przedziale całkowania  $[0, t]$  i funkcji podcałkowej  $E(\tau)$ . Ze względu na to, że funkcja  $E(\tau)$  jest ciągła w rozpatrywanym przykładowo przedziale  $[0, t]$ , można zgodnie z drugim głównym twierdzeniem rachunku całkowego (twierdzeniem Newtona-Leibniza) napisać równanie (8) [16], przy czym  $D(\tau) \Big|_0^t = D(t) - D(0)$ .

Zastosowanie twierdzenia Newtona-Leibniza jest tu konieczne, ponieważ umożliwia efektywne wyznaczenie całki oznaczonej funkcji ciągłych, jeśli możliwe jest określenie jakiegokolwiek funkcji pierwotnej tych funkcji.

Na ogół zależność funkcyjna  $E = f(t)$  jest złożona. Gdy dla takiej funkcji pochodna funkcji wewnętrznej jest funkcją stałą, można, stosując całkowanie przez podstawianie, określić całkę oznaczoną funkcji  $f(t)$  [16]. Nie zawsze jednak funkcja złożona określająca zależność energii od czasu jest możliwa do określenia przez funkcje elementarne. Wtedy określenie całki oznaczonej ze wzoru Newtona-Leibniza jest kłopotliwe, a niekiedy nawet niemożliwe. Problem polega na tym, że wyznaczanie funkcji pierwotnej związane jest wtedy z koniecznością dokonywania trudnych przekształceń. W takich przypadkach, podobnie jak wtedy, gdy funkcja podcałkowa jest określona w formie tabeli, można obliczyć przybliżoną wartość działania silnika, jako wartość całki oznaczonej, stosując metodę trapezów lub metodę Simpsona [16]. Należy mieć przy tym na uwadze to, że zastosowanie

– in the Belpaire diagram (diagram of heat) when analyzing heat  $Q$ .

Taking into account the energy conversions in their realization time  $t$  not only the field of work can be demonstrated using the “ $p$ – $V$ – $t$ ” system, but also the field of engine operation. For instance, Fig. 3 and 4 show the technical work of extension of combustion gases in any engine cylinder from thermodynamic state 1 to state 2 as well as the field of engine operation during the conversion process.

Figure 3 reflects the case when time  $t$  of the expansion process of combustion gases in any engine cylinder is insignificant and can be regarded as close to zero ( $t \approx 0$ ). Whereas, Fig. 4 reflects the case when time  $t$  of the expansion process of combustion gases in any engine cylinder is significant and hence must be regarded as greater than zero ( $t > 0$ ).

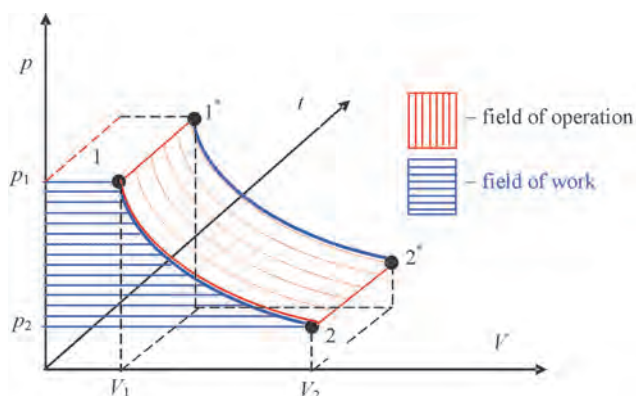


Fig. 3. Graph of technical work and operation of a combustion engine (performed during the expansion of combustion gases in any engine cylinder) in the „ $p$ – $V$ – $t$ ” system, when the extension time is insignificant:  $p$  – pressure in the workspace,  $V$  – volume,  $t$  – time, 1 – initial state, 2 – end state,  $p_1$  – initial pressure,  $p_2$  – end pressure,  $V_1$  – initial volume,  $V_2$  – end volume,  $t_{11^*} = t_{22^*}$  – time of engine operation

Rys. 3. Graficzna interpretacja pracy technicznej i działania silnika spalinowego (wykonanej podczas rozprężania spalin w dowolnym cylindrze silnika) w układzie „ $p$ – $V$ – $t$ ”, gdy czas rozprężania nie jest istotny:  $p$  – ciśnienie w przestrzeni roboczej,  $V$  – objętość,  $t$  – czas, 1 – stan początkowy, 2 – stan końcowy,  $p_1$  – ciśnienie początkowe,  $p_2$  – ciśnienie końcowe,  $V_1$  – objętość początkowa,  $V_2$  – objętość końcowa,  $t_{11^*} = t_{22^*}$  – czas, w którym działa silnik

A field of any other work (e.g. air compression in a cylinder, indicated work, usable work, etc.) can be presented in a similar way as well as a field of engine operation which follows from this work.

In the introduction hereto it has been indicated that the operation in the interpretation presented herein will enable a determination whether the possible engine operation ( $D_M$ ) for the given conditions is at least equal to the demanded operation ( $D_W$ ) being indispensable to perform the task ( $Z$ ). That means the operation in the presented interpretation is of essential practical significance.

### 3. Practical significance of engine operation with the value interpretation

Task for which a combustion engine has been designed and manufactured can be performed only when the following inequality is satisfied

metody Simpsona umożliwia uzyskanie dokładniejszych wyników całkowania niż w przypadku zastosowania metody trapezów.

Oszacowanie wartości oczekiwanej  $E[E(t)]$  dla każdej wartości czasu  $t$  wymaga zastosowania wnioskowania statystycznego, które polega na zastosowaniu estymacji punktowej bądź przedziałowej [1, 3].

Z przedstawionej interpretacji działania silników spalinowych wynika (rys. 1), że działanie to polega na przetwarzaniu i przenoszeniu doprowadzonej energii w formie pracy ( $L$ ) i ciepła ( $Q$ ), przy czym obie te formy przemiany energii mogą być zobrazowane w formie pól [13, 14]:

- w układzie Clapeyrona (układzie pracy) w przypadku analizy pracy  $L$
- w układzie Belpaire’a (układzie ciepła) w przypadku analizy ciepła  $Q$ .

Uwzględniając te przemiany energii w czasie  $t$  ich realizacji, można, korzystając z układu „ $p$ – $V$ – $t$ ”, zobrazować nie tylko pole pracy, lecz także pole działania silnika. Przykładowo na rys. 3 i 4 przedstawiono pracę techniczną rozprężania spalin w dowolnym cylindrze silnika od stanu termodynamicznego 1 do stanu 2 oraz pole działania silnika podczas realizacji tej przemiany.

Rysunek 3 odzwierciedla przypadek, gdy czas  $t$ , w którym realizowany jest proces rozprężania spalin w dowolnym cylindrze silnika, jest mało istotny i może być uznany za bliski zera ( $t \approx 0$ ). Natomiast rysunek 4 odzwierciedla przypadek, gdy czas  $t$ , w którym realizowany jest proces rozprężania spalin w dowolnym cylindrze silnika, jest istotny i dlatego musi być uznany za większy od zera ( $t > 0$ ).

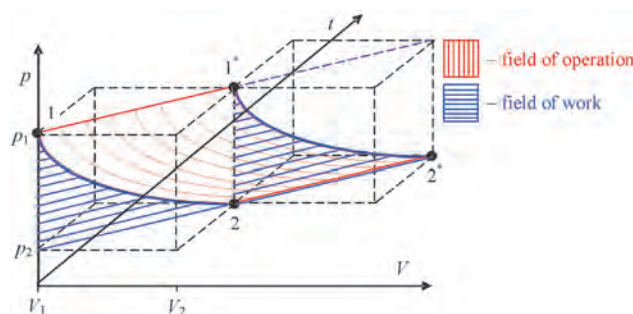


Fig. 4. Graph of technical work and operation of a combustion engine in the „ $p$ – $V$ – $t$ ” system, when the extension time is significant:  $p$  – pressure in the workspace,  $V$  – volume,  $t$  – time, 1 – initial state, 2 – end state,  $p_1$  – initial pressure,  $p_2$  – end pressure,  $V_1$  – initial volume,  $V_2$  – end volume,  $t_{12} = t_{1+2^*}$  – time of technical work,  $t_{11^*} = t_{22^*}$  – time of engine operation

Rys. 4. Graficzna interpretacja pracy technicznej i działania silnika spalinowego w układzie „ $p$ – $V$ – $t$ ”, gdy czas rozprężania jest istotny:  $p$  – ciśnienie w przestrzeni roboczej,  $V$  – objętość,  $t$  – czas, 1 – stan początkowy, 2 – stan końcowy,  $p_1$  – ciśnienie początkowe,  $p_2$  – ciśnienie końcowe,  $V_1$  – objętość początkowa,  $V_2$  – objętość końcowa,  $t_{12} = t_{1+2^*}$  – czas, w którym wykonywana jest praca techniczna,  $t_{11^*} = t_{22^*}$  – czas, w którym działa silnik

Podobnie można przedstawić pole każdej innej pracy (np. sprężania powietrza w cylindrze, indykowanej, użytecznej itd.) i pole działania silnika, które wynika z tej pracy.

We wstępie tego artykułu zasygnalizowano, że działanie o przedstawionej tu interpretacji umożliwi ustalenie, czy

$$D_M \geq D_W \tag{9}$$

so when:

$$t_M \geq t_W, \text{ when at the same time } E_M \geq E_W$$

where:  $t_M$  – possible operating time,  $t_W$  – demanded operating time,  $E_M$  – energy that can be converted by engine,  $E_W$  – demanded (desired) energy to perform the task Z (energy that must be converted to enable a performance of the task).

That means that when analyzing the energetic properties of combustion engines (not only diesel ones) the ability of this type of engines (as well as other energetic systems) to work can be considered in the following alternatives:

$$\begin{aligned} t_M = t_W & \text{ when at the same time } E_M = E_W \\ t_M = t_W & \text{ when at the same time } E_M > E_W \\ t_M > t_W & \text{ when at the same time } E_M = E_W \\ t_M > t_W & \text{ when at the same time } E_M > E_W \end{aligned} \tag{10}$$

In the case when the inequality emerges:

$$D_M < D_W \tag{11}$$

the engine (as well as any other energetic system) is damaged and is not able to perform the task Z.

The inequalities (9), (10) and (11) are also true when dissipation of energy converted in the form of heat is considered. In such a case the heat is carried away from the engine and therefore (in accordance with the interpretation used in thermodynamics) gets a negative value.

#### 4. Description of engine operation in case of applying a model in the form of a homogenous Poisson process

Application of a model of changes in the operation of a combustion engine, in the form of a homogenous Poisson process enables a description of decreasing the energy E converted by the engine over time t by an elementary portion (quantum) e which can be recorded by a measuring device with the constant intensity  $\lambda > 0$  ( $\lambda = \text{idem}$ ). Then, the course of the decreasing energy E can be expressed as follows [1, 4, 6, 7]:

$$E(t) = \begin{cases} E_{\max} & \text{dla } t = 0 \\ E_{\max} - e\lambda t \pm e\sqrt{\lambda t} & \text{dla } t > 0 \end{cases} \tag{12}$$

Graphic interpretation of the formula (12) is presented in Fig. 5 for  $E_i$  ( $i = 1, \dots, 6$ ).

Another possibility of description of the decreasing energy supplied by the engine to a receiver and simultaneously of deteriorating operation of the engine can be obtained when we apply an engine operation model as a semi-Markov process [6, 7, 10].

działanie silnika możliwe ( $D_M$ ) w danych warunkach jest co najmniej równe wymaganemu ( $D_W$ ), niezbędnemu do wykonania zadania (Z). Oznacza to, że działanie w przedstawionej interpretacji ma istotne znaczenie praktyczne.

#### 3. Znaczenie praktyczne działania silnika o wartościującej interpretacji

Zadanie, do którego wykonania silnik spalinowy przystosowano w fazie projektowania i wytwarzania, może być zrealizowane tylko wtedy, gdy będzie spełniona nierówność (9), czyli, gdy:  $t_M \geq t_W$ , gdy jednocześnie  $E_M \geq E_W$ , gdzie:  $t_M$  – czas działania możliwy,  $t_W$  – czas działania wymagany,  $E_M$  – energia, która może być przetworzona przez silnik,  $E_W$  – energia wymagana (potrzebna) do wykonania zadania Z (energia, jaka musi być przetworzona, aby zadanie Z było wykonane).

Oznacza to, że analizując walory energetyczne silników spalinowych (nie tylko o zapłonie samoczynnym), można rozpatrywać zdolność do działania tego rodzaju silników (jak też innych urządzeń energetycznych) w wariantach równania (10).

Gdy zachodzi nierówność (11), silnik jest uszkodzony (podobnie jak każde inne urządzenie energetyczne) i nie może wykonać zadania Z.

Nierówności (9), (10) i (11) są także prawdziwe, gdy rozpatrywane będzie rozpraszanie energii przetwarzanej w formie ciepła. Wtedy ciepło to będzie odprowadzone z silnika i wobec tego (zgodnie z interpretacją stosowaną w termodynamice) będzie ono miało wartość ujemną.

#### 4. Opis działania silnika w sytuacji zastosowania modelu w formie jednorodnego procesu Poissona

Zastosowanie modelu zmian działania silnika spalinowego w formie jednorodnego procesu Poissona umożliwia opis zmniejszania energii E, przetwarzanej przez silnik, z upływem czasu t o elementarną porcję (kwant) e, która może

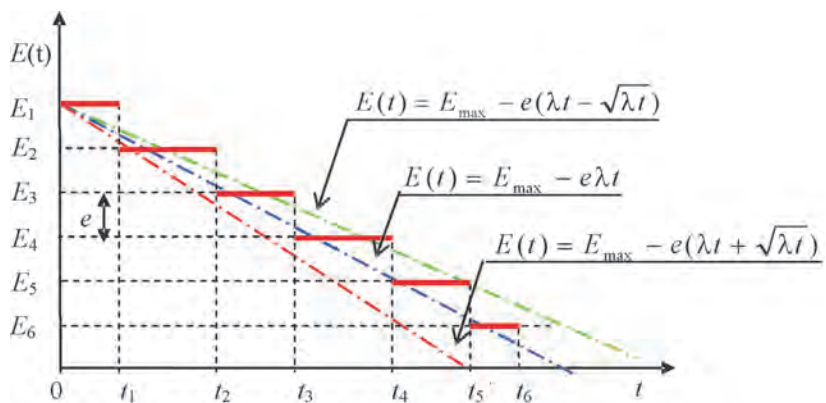


Fig. 5. Graphic interpretation of example realization of decreasing energy of engine: E – energy, e – energy quantum by which the energy E is decreased and which can be recorded by a measuring device;  $\lambda$  – intensity of occurrence of the quanta (e) by which the energy E is decreased, recorded by a measuring device, t – time,  $E_1 = E_{\max}$ ,  $E_6 = E_{\min}$  [7]

Rys. 5. Graficzna interpretacja przykładowej realizacji zmniejszania energii silnika: E – energia, e – kwant energii, o który ulega zmniejszeniu energia E i który może być zarejestrowany przez urządzenie pomiarowe;  $\lambda$  – intensywność pojawiania się zarejestrowanych przez urządzenie pomiarowe kwantów (e), o które zmniejszana jest energia E, t – czas,  $E_1 = E_{\max}$ ,  $E_6 = E_{\min}$  [7]

## 5. A description of engine operation in the case when we apply a model as a semi-Markov process

In the case we apply a semi-Markov model to describe the deteriorating operation of any combustion engine, it can be considered a semi-Markov process  $\{D(t): t \geq 0\}$  with the set of states of the energy  $E_z = \{E_i; i = 1, 2, \dots, k\}$  being supplied to a receiver and with the graph of state transitions presented in Fig. 6 [7].

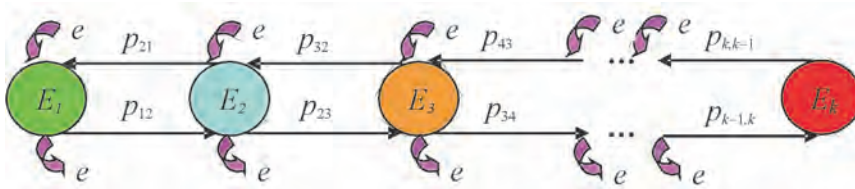


Fig. 6. Graph of state transitions of the process  $\{D(t): t \geq 0\}$ :  $E_i$  ( $i = 1, 2, \dots, k$ ) – states of the process, increasing one by one in successively by quantum  $e$ ,  $p_{ij}$  ( $i, j = 1, 2, \dots, k; i \in j$ ) – probability of state transitions [7]

Rys. 6. Grafzian stanów procesu  $\{D(t): t \geq 0\}$ :  $E_i$  ( $i = 1, 2, \dots, k$ ) – stany procesu kolejno mniejsze o kwant  $e$ ,  $p_{ij}$  ( $i, j = 1, 2, \dots, k; i \in j$ ) – prawdopodobieństwa zmian stanów [7]

The model takes into account the fact that operation of the engine deteriorates with wear. Then the states occur one by one in successively starting from state  $E_1$  which transits to  $E_2$ , then to  $E_3$ , and so on, and finally to  $E_k$  which makes further operation of the engine impossible. The engine can go back from any occurred state  $E_i$  ( $i = 2, 3, \dots, k$ ) to any state  $E_{i-1}$  if it undergoes a maintenance (technical service).

Probabilities of occurrence of the states  $E_i$ ;  $i = 1, 2, \dots, k$  considered in the graph (6) can be determined from the following dependences [7, 10]:

$$P_j = \frac{\prod_{m=2}^j (1 - q_{m-1}) E(T_j)}{E(T_1) + \sum_{j=2}^k \left[ \prod_{m=2}^j (1 - q_{m-1}) \right] E(T_j)}, j = 2, 3, \dots, k \quad (13)$$

An example realization of the process of decreasing energy of engine is presented in Fig. 7.

## 6. Conclusions

The operation of combustion engines is understood as combustion engines generating energy  $E$  at a defined time  $t$ . It has been equated to a physical quantity which can be expressed with a numerical value and the measurement unit called *joule-second* [ $\text{joule} \times \text{second}$ ]. Such understood operation deteriorates with a growing wear of this type of engine. This means that the operation value at a defined time decreases as a result of decreasing energy generated by the engine. It has been mentioned herein that in the case of application of the theory of stochastic processes to the analysis of the changes of such understood operation the integral calculus can be applied. Two stochastic models of decreasing

być rejestrowana przez urządzenie pomiarowe z intensywnością stałą  $\lambda > 0$  ( $\lambda = \text{idem}$ ). Wtedy przebieg zmniejszania energii  $E$  można wyrazić wzorem (12) [1, 4, 6, 7].

Graficzna interpretacja zależności (12) przedstawiona jest na rys. 5, dla  $E_i$  ( $i = 1, \dots, 6$ ).

Inną możliwość opisu zmniejszania energii dostarczanej przez silnik do odbiornika, a tym samym pogarszania się jego działania, można uzyskać przy zastosowaniu modelu działania silnika w formie procesu semimarkowskiego [6, 7, 10].

## 5. Opis działania silnika przy zastosowaniu modelu w formie procesu semimarkowskiego

W przypadku zastosowania modelu semimarkowskiego do opisu pogarszania się działania dowolnego silnika spalinowego, można rozpatrywać proces semimarkowski  $\{D(t): t \geq 0\}$  o zbiorze stanów energii  $E_z = \{E_i; i = 1, 2, \dots, k\}$  dostarczanej do odbiornika i grafie zmian stanów przedstawionym na rys. 6 [7].

W modelu tym uwzględniono to, że pogarszanie działania zachodzi wraz z zużyciem silnika. Wtedy zachodzą kolejno stany od  $E_1$  do  $E_2$ , a następnie do  $E_3$  itd., aż do  $E_k$ , który jest stanem uniemożliwiającym dalsze działanie silnika. Z każdego zaistniałego stanu  $E_i$  ( $i = 2, 3, \dots, k$ ) silnik może powrócić do dowolnego stanu  $E_{i-1}$ , jeśli będzie dokonana jego odnowa w wyniku obsługi technicznej.

Prawdopodobieństwa zajścia stanów  $E_i$ ;  $i = 1, 2, \dots, k$  uwzględnionych w grafie (6) mogą być określone z zależności (13) [7, 10].

Przykładową realizację procesu zmniejszania energii silnika przedstawiono na rys. 7.

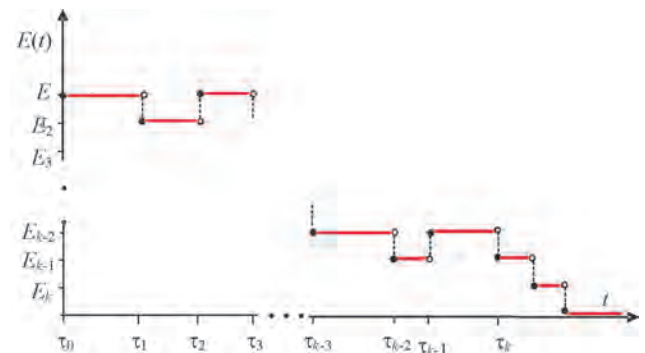


Fig. 7. An example course of the process of decreasing energy of an engine when its maintenance is possible at any time of operation

Rys. 7. Przykładowy przebieg procesu zmniejszania energii silnika, jeżeli jego odnowa będzie możliwa w dowolnej chwili eksploatacji

## 6. Podsumowanie

Działanie silników spalinowych jest rozumiane jako generowanie przez nie energii  $E$  w określonym czasie  $t$ . Zostało ono przyrównane do wielkości fizycznej, którą można wyrazić wartością liczbową i jednostką miary nazwanej *dżulosekundą* [ $\text{dżul} \times \text{sekunda}$ ]. Działanie tak

usable energy generated by an engine have been proposed for defining the range of operation deterioration. The first model has been presented in the form of a homogenous Poisson process and the second – in the form of a discrete state, continuous time semi-Markov process.

The operation under such an interpretation depends on the technical state of the engine and is characterized simultaneously by the energy converted by the engine and the time of the energy generation.

The advantage of the engine operation in the presented interpretation is that it can be tested by doing a precise measurement and then expressed in the form of:

- a number with the measurement unit called *joule-second* [joule  $\times$  second] (formulas 5, 6, 7)
- a graph, as a field of operation (Fig. 2, 3 and 4).

Operation in the presented interpretation, although formulated for diesel engines, also refers to spark-ignition engines. Similar interpretation of operation can be provided for turbine combustion engines and other energetic machines.

Artykuł recenzowany

rozumiane ulega pogorszeniu wraz z narastaniem zużycia tego rodzaju silników. Oznacza to, że wartość tego działania, w określonym czasie, będzie maleć wskutek zmniejszania generowanej przez silnik energii. Zasygnalizowano, że w przypadku zastosowania teorii procesów stochastycznych do analizy zmian tak rozumianego działania można zastosować rachunek całkowity. Do określenia zakresu pogarszania tego działania zaproponowano dwa modele stochastyczne zmniejszania generowanej przez silnik energii użytecznej. Model pierwszy przedstawiono w formie jednorodnego procesu Poissona, a drugi – procesu semimarkowskiego dyskretnego w stanach i ciągłego w czasie.

Tak interpretowane działanie zależy od stanu technicznego silnika, a cechuje go jednocześnie energia przez niego przetwarzana oraz czas jej generacji.

Działanie silnika w przedstawionej wersji ma tę zaletę, że może być badane przez wykonanie precyzyjnego pomiaru, a następnie wyrażone w formie:

- liczby z jednostką miary nazwanej *dżulosekundą* [dżul  $\times$  sekunda] – wzory (5–7)
- graficznej, jako pole działania (rys. 2–4).

Działanie w przedstawionej interpretacji, mimo że zostało sformułowane w odniesieniu do silników o zapłonie samoczynnym, dotyczy także silników o zapłonie iskrowym. Podobną interpretację działania można przedstawić dla turbinowych silników spalinowych i innych urządzeń energetycznych.

## Bibliography/Literatura

- [1] Benjamin J.R., Cornell C.A.: Probability, Statistics and Decision for Civil Engineers. Copyright 1970 by McGraw-Hill, Inc. Wyd. polskie: Rachunek prawdopodobieństwa, statystyka matematyczna i teoria decyzji dla inżynierów. WNT, Warszawa 1977.
- [2] Chmielniak T.J., Rusin A., Czwiertnia K.: Turbiny gazowe. Maszyny przepływowe, tom 15. Polska Akademia Nauk. Instytut Maszyn Przepływowych. Zakład Narodowy im. Ossolińskich. Wyd. PAN, Wrocław-Warszawa-Kraków 2001.
- [3] Firkowicz S.: Statystyczna ocena jakości i niezawodności lamp elektronowych. WNT, Warszawa 1963.
- [4] Gercbach I.B., Kordonski Ch.B.: Модели отказов. Изд. Советское Радио, Москва 1966. Wyd. polskie: Modele niezawodnościowe obiektów technicznych. WNT, Warszawa 1968.
- [5] Girtler J.: Work of a compression-ignition engine as the index of its reliability and safety. II International Scientifically-Technical Conference EXPLO-DIESEL & GAS TURBINE'01. Conference Proceedings. Gdansk-Miedzyzdroje-Copenhagen 2001, pp. 70-86.
- [6] Girtler J.: Conception of valuation of combustion engine operation. Journal of KONES. Powertrain and Transport. Editorial Office Institute of Aeronautics BK, Warsaw 2008, pp. 89-96.
- [7] Girtler J.: Energetyczny aspekt diagnostyki maszyn. Diagnostyka nr 1(45)/2008. Wyd. Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Warszawa 2008, s. 149-156.
- [8] Girtler J.: Diagnostyka jako warunek sterowania eksploatacją okrętowych silników spalinowych. Studia nr 28. WSM, Szczecin 1997.
- [9] Girtler J.: Semi-Markov model of changes of sea-ships' and aircrafts' moving. Archives of Transport, vol. 11, iss. 1-2/99 pp.
- [10] Grabski F.: Teoria semimarkowskich procesów eksploatacji obiektów technicznych. Zeszyty Naukowe WSMW, nr 75A, Gdynia 1982.
- [11] Niewczas A.: Podstawy stochastycznego modelu zużywania poprzez tarcie w zagadnieniach trwałości elementów maszyn. Zeszyty naukowe WSI w Radomiu, Radom 1989.
- [12] Piotrowski I., Witkowski K.: Eksploatacja okrętowych silników spalinowych. AM, Gdynia 2002.
- [13] Wajand J.A.: Silniki o zapłonie samoczynnym. WNT, Warszawa 1988.
- [14] Wiśniewski S.: Termodynamika techniczna. WNT, Warszawa 1995.
- [15] Włodarski J.K.: Tłokowe silniki spalinowe. Procesy trybologiczne. WKiŁ, Warszawa, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 2000.
- [16] Matematyka. Kompendium. Praca zbiorowa. Świat Książki, Warszawa 2005.

Prof. Jerzy Girtler, DSc., DEng. – professor at the Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology, Head of the Department of Ship Power Plants.

Prof. dr hab. inż. Jerzy Girtler – profesor na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej, kierownik Katedry Siłowni Okrętowych.

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



## The analysis of operating conditions for valves actuated by camless coupled drive

*The operating conditions for the pair of inlet or exhaust valves in a single engine cylinder has been analyzed. The differences for the phase angle position of cams, due to manufacturing faults, vibration and wear, result in differences in valve lifts for such a pair. The use of a single camless drive for the pair of valves cannot eliminate such differences in the valve lifts. When individual drive for each valve is used, the differences can be greater. The aim of the analysis is to determine the needed stiffness of the element connecting the pair of valves with the drive and permissible differences for geometrical and material properties of an individual drive, allowing to obtain the differences for the valve lifts smaller than those for the camshaft case. The analysis has been made using the elaborated FEM model, for two configurations of the camless drive. The paper also presents the dynamic parameters of the valves – drive assembly, stresses in such assembly and recommendations for stiffness of the element connecting the pair of valves with the drive.*

Key words: combustion engine, valve timing, camless drive, operating conditions, finite element method

### Analiza warunków pracy zaworów napędzanych przez bezkrzywkowy zblokowany napęd

*Analizowano pracę pary zaworów ssących lub wydechowych w pojedynczym cylindrze silnika. Zmiany położenia krzywek, wynikające z błędów wykonania, drgań i zużycia, skutkują różnicami w przebiegach wzniosów takiej pary zaworów. Zastosowanie pojedynczego bezkrzywkowego napędu dla takiej pary nie eliminuje różnic w przebiegach wzniosów tych zaworów. Przy indywidualnym napędzie każdego zaworu różnice te mogą być większe. Celem analizy jest ustalenie wymaganej sztywności elementu łączącego parę zaworów z bezkrzywkowym napędem oraz dopuszczalnych różnic parametrów geometrycznych i materiałowych indywidualnych napędów pozwalających uzyskiwać różnice w przebiegu wzniosów tych zaworów, nie większych niż dla napędu krzywkowego. Analizę wykonano w modelu MES dla dwóch konfiguracji bezkrzywkowego napędu. Zamieszczono wykresy parametrów dynamicznych układu zawory–napęd bezkrzywkowy, naprężenia w układzie i zalecenia co do sztywności elementu łączącego zawory z napędem.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, rozrząd zaworów, napęd bezkrzywkowy, warunki pracy, metoda elementów skończonych

### 1. Introduction

In contemporary engines there is a trend to use four valves per each cylinder, including two inlet valves and two exhaust valves. The valves are mostly driven by cam drives. Researchers are conducting studies on the replacement of the cam drives by camless ones. The drive may be realized through electrohydraulic, electromechanic or magnetoelectric assemblies. In the case of an electromechanic drive, e.g. in the studied engines manufactured by Valeo [1] (Fig. 1), they applied a system, in which each driven inlet valve was associated with a single drive. It is also possible to use a camshaft, in which each a single blocked drive serves for driving of two inlet or exhausts valves.

In such a case both valves are connected by an element with appropriate stiffness and a camless drive. In this paper the magnetoelectric drive is analyzed with its two examples of configurations making it possible to realize the blocked drive for two inlet or exhaust valves. Moreover, the integrated drive was analyzed with its configuration making it possible to realize common driving of two inlet or exhaust valves in a single engine cylinder. In the integrated drive single movable coils are associated with separate valves and placed in a common electromagnetic circuit. The important problem, which occurs while using the blocked or integrated drive of camshaft valves, is the synchronization of motion

### 1. Wprowadzenie

Obecnie w silnikach spalinowych występuje tendencja do stosowania dla każdego cylindra po cztery zawory: dwa ssące i dwa wydechowe. Przykładem mogą tu być silniki samochodów marek: Audi, Daewoo Lanos. W większości zawory takie są napędzane krzywkowo. Obecnie trwają prace studialne nad zastąpieniem krzywkowego napędu zaworów rozrządu przez napęd bezkrzywkowy. Napęd taki może być realizowany elektrohydraulicznie, elektropneumatycznie, elektromechanicznie lub magnetoelektrycznie. W przypadku realizacji elektromechanicznego napędu, jak na przykład w studialnych silnikach firmy Valeo [1] (rys. 1), zastosowano układ, w którym każdy napędzany zawór ssący skojarzony był z pojedynczym napędem. Możliwa jest też realizacja rozrządu, w którym pojedynczy zblokowany napęd służy do napędzania dwóch zaworów ssących lub wydechowych.

Oba zawory są wówczas połączone przez element, o odpowiedniej sztywności, z bezkrzywkowym napędem. W niniejszym artykule analizowano napęd magnetoelektryczny, którego dwie przykładowe konfiguracje umożliwiają realizację zblokowanego napędu, dla dwóch zaworów ssących lub wydechowych. Ponadto analizie poddano napęd zintegrowany, o konfiguracji pozwalającej na realizację wspólnego napędzania dwóch zaworów ssących lub wyde-

of both valves, which, ideally, should be realized simultaneously and recurrently for the same conditions of the engine load and its rotating speed. In fact, dynamic parameters of motions of valves connected with the blocked or integrated drive are not identical. They differ in instantaneous amplitude and are often shifted in phase. The reasons for this are, most of all, vibrations of the element connecting both valves and the camless drive. In the case of use of the integrated drive, simultaneous powering of individual coils associated with separate valves may be impeded due to voltage drops occurring in the drive electric system. Additionally, in all cases, geometrical and material parameters of elements of the valves-drive assembly play a significant role in the occurrence of differences in motions of the drive valves. The analyzed drives were compared to the cam drive, in which a single shaft drives two inlet or exhaust drives. The aim of the analysis was to establish the required stiffness of the element connecting a pair of valves with the camless drive as well as the admissible differences between geometrical and material parameters of individual drives making it possible to obtain differences in the course of the lifts of the valves being no higher than those for the cam drive. The analysis was performed with the use of FEM model for two configurations of the blocked drive and integrated drive.

## 2. Dynamic parameters of the valves-drive assembly

Figures 2 and 3 present diagrams of the analyzed two configurations of the blocked drive. The blocked drive consists of steel upper, central and lower pole shoes as well as a core, two NdFeB magnets, aluminium base, soft copper springs carrying the current to the movable coil as placed on the coil form and made of rezotex. [2]. The driven valves are, regardless of their configuration, connected by a joining element or they are directly connected with the coil form.

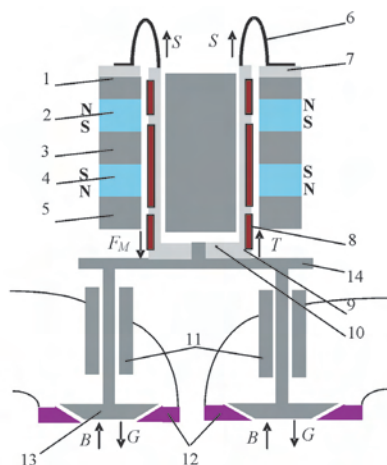


Fig. 2. The schematics of the blocked magnetolectric valve driving, configuration 1; 1, 3, 5 – the pole shoe, 2, 4 – magnet, 6 – base, 7 – spring, 8 – coil winds, 9 – coil form, 10 – core, 11 – valve guide, 12 – valve seat, 13 – valve, 14 – connecting element

Rys. 2. Schemat zblokowanego magnetoelektrycznego napędu zaworów rozrządu, konfiguracja 1; 1, 3, 5 – nabiegownik, 2, 4 – magnes stały, 6 – podstawa, 7 – miękka sprężyna, 8 – uzwojenie cewki, 9 – karkas cewki, 10 – rdzeń, 11 – prowadnica, 12 – gniazdo, 13 – zawór, 14 – łącznik

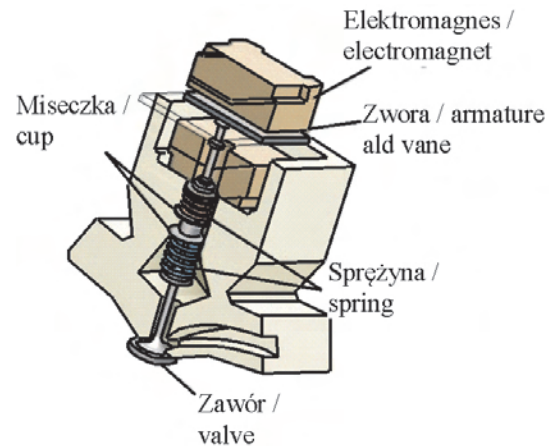


Fig. 1. The schematics of an electromechanic valve drive in the combustion engine, manufactured by Valeo, drawing based on [1]

Rys. 1. Schemat elektromechanicznego napędu zaworu rozrządu w silniku firmy Valeo, rysunek na podstawie [1]

chowych, w pojedynczym cylindrze silnika. W napędzie zintegrowanym poruszające się pojedyncze cewki, skojarzone z oddzielnymi zaworami, są umieszczone we wspólnym obwodzie magnetycznym. Ważnym problemem, który występuje podczas stosowania zblokowanego lub zintegrowanego napędu zaworów rozrządu jest synchronizacja ruchów obu zaworów, które w idealnym przypadku powinny odbywać się w sposób jednoczesny i powtarzalny, dla takich samych warunków obciążenia silnika i jego prędkości obrotowej. W rzeczywistości parametry dynamiczne ruchów zaworów połączonych ze zblokowanym lub zintegrowanym napędem nie są identyczne. Różnią się pod względem chwilowej amplitudy i są często przesunięte w fazie. Powodem tego są przede wszystkim drgania elementu łączącego oba zawory z napędem bezkrzywkowym. W sytuacji zastosowania zintegrowanego

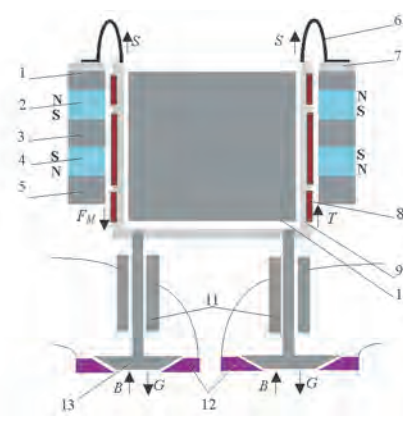


Fig. 3. The schematics of the blocked magnetolectric valve driving, configuration 2; 1, 3, 5 – the pole shoe, 2, 4 – sintered magnet, 6 – base, 7 – spring, 8 – coil winds, 9 – coil form, 10 – core, 11 – valve guide, 12 – valve seat, 13 – valve

Rys. 3. Schemat zblokowanego magnetoelektrycznego napędu zaworów rozrządu, konfiguracja 2; 1, 3, 5 – nabiegownik, 2, 4 – magnes stały, 6 – podstawa, 7 – miękka sprężyna, 8 – uzwojenie cewki, 9 – karkas cewki, 10 – rdzeń, 11 – prowadnica, 12 – gniazdo zaworu, 13 – zawór

Valve stems are mounted on bearings in guides, whereas valve heads cooperate with valve seats. Figure 4 presents a schematics of the integrated drive of camshaft valves. The integrated drive differs from the above-mentioned drives in its two movable coils, each of which serves to drive an individual valve. As already mentioned, the coils are located in the common magnetic circuit.

In both configurations of the blocked drive and in the case of the integrated drive, the drives-valve assembly is loaded by a similar arrangement of forces.

The drives-valve assembly is loaded by the following forces [3]:

- FM electromagnetic force
- P gas force
- B inertia force
- S spring force
- G assembly gravity force
- T damping force.

For the analysis of the spring force, the weight was disregarded. The damping force for the coil form made of rezorex is 50 N, whereas for aluminum coil form it is 100 N due to generation of eddy currents during a motion of the coil in the magnetic field.

The inertia force was calculated on the basis of the following formula (1):

$$B = m \cdot a \quad (1)$$

where:

$m = 176 \text{ g}$  – weight of the coil-connecting element-valves assembly, blocked drive, configuration 1, variant 1, identical valve weights,

$m = 178.8 \text{ g}$  – weight of the coil-connector-valves assembly, blocked drive, configuration 1, variant 1, 5% difference in weights of valves and connecting element,

$m = 186 \text{ g}$  – weight of the coil-connector-valves assembly, blocked drive, configuration 1, variant 2,

$m = 183 \text{ g}$  – weight of the coil-connector-valves assembly, blocked drive, configuration 1, variant 3,

$m = 224 \text{ g}$  – for the coil-valves assembly, blocked drive, configuration 2,

$m = 113 \text{ g}$  – weight of the drive coil-exhaust valve assembly, integrated drive, coil form made of aluminum alloy,

$m = 103 \text{ g}$  – weight of the drive coil-exhaust valve assembly, integrated drive, coil form made of rezotex [2],

$m = 107 \text{ g}$  – weight of the coil drive-inlet valve assembly, integrated drive, coil form made of aluminum alloy,

$m = 100 \text{ g}$  – weight of the coil drive-inlet valve assembly, integrated drive, coil form made of rezotex [2].

Time ( $t$ ) of the assembly motion may be estimated depending on (2):

$$t = 4 \cdot \sqrt{\frac{H}{a}} \quad (2)$$

where:  $H = 7 \text{ mm}$  – maximum valve lift [3].

The gas force is calculated on the basis of the following formula (3):

$$P = p_g \cdot A = p_g \cdot 0.25 \cdot \pi \cdot d^2 \quad (3)$$

napędu jednocześnie zasilenie indywidualnych cewek skojarzonych z oddzielnymi zaworami może być utrudnione z powodu spadków napięć występujących w układzie elektrycznym napędu. Ponadto we wszystkich przypadkach istotną rolę w powstawaniu różnic w przebiegach ruchu napędzanych zaworów odgrywają parametry geometryczne i materiałowe elementów układu zawory–napęd. Analizowane napędy porównano z napędem krzywkowym, w którym pojedynczy wałek napędza popychacze dwóch zaworów ssących lub wydechowych. Analiza miała na celu ustalenie wymaganej sztywności elementu łączącego parę zaworów z bezkrzywkowym napędem oraz dopuszczalnych różnic parametrów geometrycznych i materiałowych indywidualnych napędów, pozwalających uzyskiwać różnice w przebiegu wzniosłów tych zaworów, nie większych niż dla napędu krzywkowego. Analizę wykonano w modelu MES dla dwóch konfiguracji zblokowanego napędu oraz dla napędu zintegrowanego.

## 2. Parametry dynamiczne układu napęd–zawór

Schematy analizowanych dwóch konfiguracji napędu zblokowanego przedstawiono na rys. 2 i 3. Napęd taki składa się ze stalowych nabiegunków górnego, środkowego i dolnego oraz rdzenia, dwóch magnesów stałych NdFeB, aluminiowej podstawy, miękkich miedzianych sprężyn, doprowadzających prąd do uzwojeń ruchomej cewki, osadzonych na karkasie, wykonanym z rezotexu [2]. Napędzane zawory, zależnie od konfiguracji, są połączone bądź elementem łączącym z karkasem cewki, bądź bezpośrednio z karkasem cewki.

Trzonki zaworów są ułożyskowane w prowadnicach, a grzybki zaworów współpracują z gniazdami zaworów. Na rysunku 4 przedstawiono schemat zintegrowanego napędu zaworów rozrządu. Zintegrowany napęd różni się od wyżej opisanych tym, że ma dwie ruchome cewki, z których każda przeznaczona jest do napędu pojedynczego zaworu. Cewki te są umieszczone, jak już wspomniano, we wspólnym obwodzie magnetycznym.

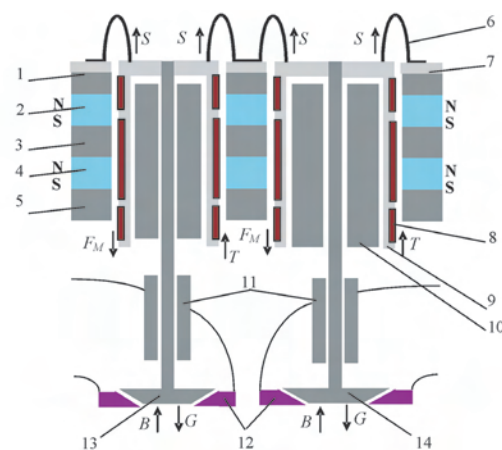


Fig. 4. The schematics of the integrated magnetolectric valve driving of configuration 1; 1, 3, 5 – the pole shoe, 2, 4 – sintered magnet, 6 – base, 7 – spring, 8 – coil winds, 9 – coil form, 10 – core, 11 – valve guide, 12 – valve set, 13 – valve

Rys. 4. Schemat zintegrowanego napędu zaworów rozrządu: 1, 3, 5 – nabiegunki, 2, 4 – magnesy stałe, 6 – podstawa, 7 – miękka sprężyna, 8 – uzwojenie cewki, 9 – karkas cewki, 10 – rdzeń, 11 – prowadnica, 12 – gniazdo zaworu, 13 – zawór

where:  $d = 27$  mm – average diameter of the valve head; the value of 27 mm is characteristic of diesel engines in passenger vehicles,  $p_g = 0.5$  MPa – gas pressure in the engine cylinder, the gas pressure loads the exhaust valve when opened.

The coil acceleration may be calculated on the basis of the following formula (4) [3]:

$$a = \frac{F_M - P - T}{m} \quad (4)$$

During simulation of the motion of the coil drive-valve assembly, acceleration of the coil drive-valve assembly for the camshaft operating outside the engine may be calculated on the basis of the following formula (5):

$$a = \frac{F_M - T}{m} \quad (5)$$

The density of cylinder  $\rho_v$  material was calculated on the basis of the following formula (6):

$$\rho_v = \frac{4 \cdot m_v}{\pi \cdot d_v^2 \cdot h_v} \quad (6)$$

The material properties of elements included in the movable drive coil are presented in Table 1.

### 3. Determination of electrodynamic force generated in the blocked drive

Individual drives capable of generating various electro-magnetic forces must be used for driving of two inlet and exhaust valves. The forces in the exhaust valve drive must be greater than the gas force due to a higher load of the valves. The schematics of the magnetolectric drive for exhaust valves is presented in Fig. 5.

The schematics of magnetolectric drive for inlet valves is presented in Fig. 6.

For driving of exhaust or inlet valves one may also use magnetolectric drive with different configuration of the movable coil. The schematics of the above-mentioned drive is presented in Fig. 7.

One may also use integrated drive for driving of the inlet or exhaust valves. The drive schematics is presented in Fig. 8.

During the flow of current in the drive coil moving in the magnetic field originating from the sintered magnets-pole shoes-air gap, electrodynamic force directed along the coil axis is generated. The values of the electrodynamic force generated in the drive were determined by FEM method with the use of commercial software. In order to simplify the analysis, the axis symmetrical model was assumed. A flat eight-node element ending in PLANE53 was used with its degrees of freedom being the values of the component of vector magnetic potential  $A_z$ . The grid of elements was generated automatically by the program. The grid of finite elements and boundary conditions for exhaust valve drive are presented in Fig. 9, and for inlet valve drive in Fig. 10.

W obu konfiguracjach napędu zablokowanego, a także w przypadku napędu zintegrowanego układ napęd-zawory jest obciążony podobnym układem sił. Układ napęd-zawory jest obciążany następującymi siłami [3]:

- elektromagnetyczną FM
- gazową P
- bezwładności B
- sprężyn S
- ciężarem układu G
- siłą tłumienia T.

Podczas analizy siły sprężyn i ciężar pominięto. Siła tłumienia dla karkasu wykonanego z rezotexu jest rzędu 50 N, a dla karkasu z aluminium rzędu 100 N, z uwagi na generowanie się prądów wirowych podczas ruchu cewki w polu magnetycznym.

Siłę bezwładności obliczano ze wzoru (1), gdzie:  $m = 176$  g – masa układu cewka-element łączący-zawory, napęd zablokowany, konfiguracja 1, wariant 1, jednakowe masy zaworów,  $m = 178,8$  g – masa układu cewka-łącznik-zawory, napęd zablokowany, konfiguracja 1, wariant 1,5% różnicy masy zaworów i elementu łączącego,  $m = 186$  g – masa układu cewka-łącznik-zawory, napęd zablokowany, konfiguracja 1, wariant 2,  $m = 183$  g – masa układu cewka-łącznik-zawory, napęd zablokowany, konfiguracja 1, wariant 3,  $m = 224$ g – dla układu cewka-zawory, napęd zablokowany, konfiguracja 2,

Table 1. Material properties of coil elements

Tabela 1. Właściwości materiałowe elementów cewki

Material/ material	Density/ gęstość $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Young module/ moduł Younga E [MPa]	Poisson number/liczba Poissona [-]	$R_m$ [MPa]	$R_e$ [MPa]	$R_{bending}$ [MPa]
Copper/miedź	8900	117000	0.35	227	57	–
Aluminum alloy/ stop aluminium	2700	71000	0.27	420	290	–
Rezotex [2]	1300	7000	0.3	–	–	100

$m = 113$  g – masa układu cewka napędu-zawór wydechowy, napęd zintegrowany, karkas cewki ze stopu aluminium,  $m = 103$  g – masa układu cewka napędu-zawór wydechowy, napęd zintegrowany, karkas cewki z rezotexu [2],  $m = 107$  g – masa układu cewka napędu-zawór ssący, napęd zintegrowany, karkas cewki ze stopu aluminium,  $m = 100$  g – masa układu cewka napędu-zawór ssący, napęd zintegrowany, karkas cewki z rezotexu [2].

Czas  $t$  ruchu układu może być oszacowany z zależności (2), gdzie:  $H = 7$  mm – maksymalny wznios zaworu [3].

Siłę gazową oblicza się ze wzoru (3), gdzie:  $d = 27$  mm – średnica średnia zaworu głowicy; wartość 27 mm jest charakterystyczna dla silników spalinowych w samochodach osobowych,  $p_g = 0,5$  MPa – ciśnienie gazów w cylindrze silnika, obciążające zawór wydechowy podczas otwierania.

Przyspieszenie cewki może być obliczane ze wzoru (4) [3].

Podczas symulacji ruchu układu cewka napędu-zawór, dla rozrządu pracującego poza silnikiem przyspieszenie

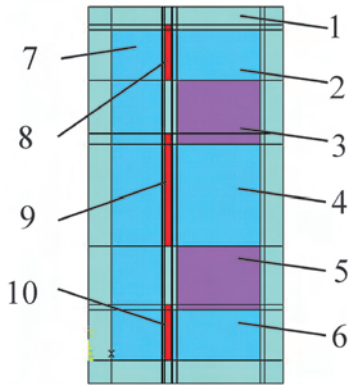


Fig. 5. The schematics of magnetolectric drive for exhaust valve:  
1 – air, 2, 4, 6 – pole shoe, 3, 5 – sintered magnet, 7 – core, 8, 9, 10 – coil winding

Rys. 5. Schemat magnetoelektrycznego napędu zaworów wylotowych:  
1 – powietrze, 2, 4, 6 – nabiegunnik, 3, 5 – magnes stały, 7 – rdzeń,  
8, 9, 10 – uzwojenie cewki

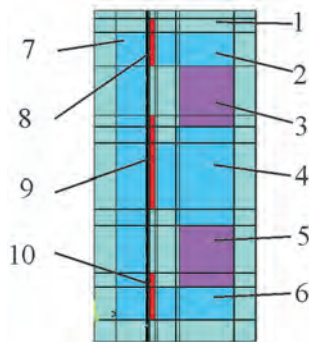


Fig. 6. The schematics of magnetolectric drive for inlet valve, configuration 1; 1 – air, 2, 4, 6 – pole shoe, 3, 5 – sintered magnet, 7 – core, 8, 9, 10 – coil winding

Rys. 6. Schemat magnetoelektrycznego napędu zaworów ssących, konfiguracja 1; 1 – powietrze, 2, 4, 6 – nabiegunnik, 3, 5 – magnes stały, 7 – rdzeń, 8, 9, 10 – uzwojenie cewki

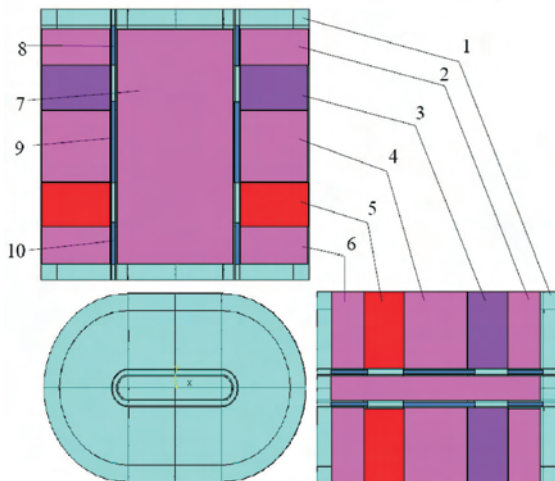


Fig. 7. The schematics of magnetolectric drive for inlet valve, configuration 2; 1 – air, 2, 4, 6 – pole shoe, 3, 5 – sintered magnet, 7 – core, 8, 9, 10 – coil winding

Rys. 7. Schemat magnetoelektrycznego napędu zaworów ssących, konfiguracja 2; 1 – powietrze, 2, 4, 6 – nabiegunnik, 3, 5 – magnes stały, 7 – rdzeń, 8, 9, 10 – uzwojenie cewki

układu cewka napędu–zawór może być obliczane ze wzoru (5).

Gęstość materiału  $\rho_v$  cylindra obliczano ze wzoru (6).

Właściwości materiałowe elementów wchodzących w skład ruchomej cewki napędu przedstawiono w tabeli 1.

### 3. Wyznaczanie siły elektrodynamicznej generowanej w napędzie zblokowym

Do napędu dwóch zaworów ssących i wydechowych muszą być używane pojedyncze napędy zdolne do generowania różnych sił elektrodynamicznych. Siły w napędzie zaworów wydechowych muszą być większe od siły gazowej, z uwagi na występujące większe obciążenie tych zaworów. Schemat magnetoelektrycznego napędu zaworów wydechowych przedstawiono na rys 5, a schemat magnetoelektrycznego napędu zaworów ssących na rys. 6.

Do napędu zaworów wydechowych lub ssących można też używać napędu magnetoelektrycznego o innej konfiguracji ruchomej cewki. Schemat takiego napędu przedstawiono na rys. 7.

Do napędu zaworów ssących lub wydechowych można stosować także napęd zintegrowany (schemat rys. 8).

W czasie przepływu prądu w cewce napędu, poruszającej się w polu magnetycznym pochodzącym z obwodu magnetycznego magnesy stałe – nabiegunniki – szczeliny powietrzne jest generowana siła elektrodynamiczna skierowana wzdłuż osi cewki. Wartości siły elektrodynamicznej generowanej w napędzie wyznaczono metodą MES, przy wykorzystaniu komercyjnego oprogramowania. Celem uproszczenia analizy przyjęto model osiowosymetryczny.

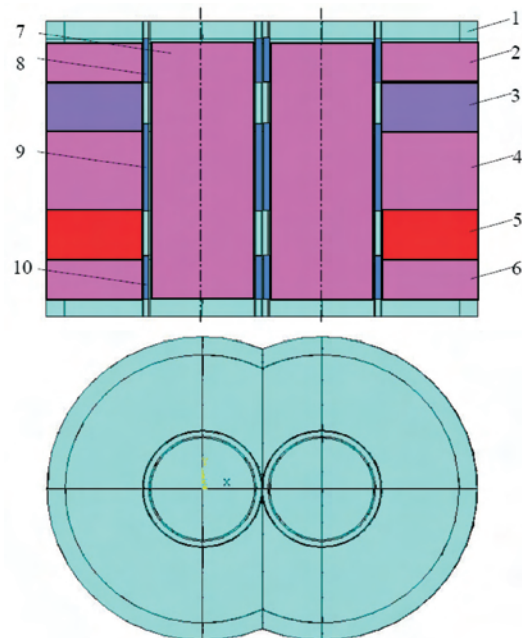


Fig. 8. The schematics of magnetolectric drive for inlet valve, configuration 2; 1 – air, 2, 4, 6 – pole shoe, 3, 5 – sintered magnet, 7 – core, 8, 9, 10 – coil winding

Rys. 8. Schemat zintegrowanego magnetoelektrycznego napędu zaworów rozrządu: 1 – powietrze, 2, 4, 6 – nabiegunnik, 3, 5 – magnes stały, 7 – rdzeń, 8, 9, 10 – uzwojenie cewki

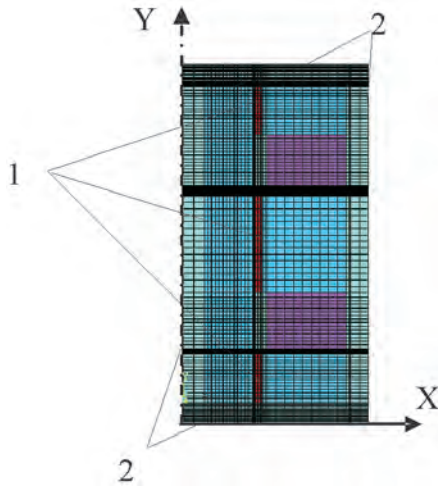


Fig. 9. The grid of finite elements and boundary conditions: 1 – areas containing nodes of elements, where homogeneous electric density  $\rho$  has been introduced, 2 – lines containing nodes, where value of component of vector magnetic potential has been introduced  $A_z = 0$

Rys. 9. Siatka elementów skończonych i warunki brzegowe: 1 – pola zawierające węzły elementów skończonych, na których wprowadzono jednorodną gęstość elektryczną  $\rho$ , 2 – linie zawierające węzły, na których wprowadzono wartość składowej wektorowego potencjału magnetycznego  $A_z = 0$

The following boundary conditions were used:

- homogeneous density  $\rho$  was introduced in the nodes of finite elements lying on cross-section fields of the coil winding
- the value of component of vector magnetic potential  $A_z = 0$  was introduced in the nodes lying on the external lines limiting the area of air surrounding the drive.

A spatial model was used for the drive with coil of different configuration and for the integrated drive. The grid of finite elements was generated automatically by the program. It contained SOLID117 twenty-node spatial elements. The grid of finite elements is presented in Fig. 11.

The following boundary conditions were used:

- homogeneous density  $\rho$  was introduced in the nodes of finite elements lying on cross-section fields of the coil winding
- the value of component of vector magnetic potential  $A_z = 0$  was introduced in the nodes lying on the external area fields limiting the area of air surrounding the drive.

The grid of finite elements and boundary conditions for the integrated drive are shown in Fig. 12.

As a result of the calculations, we obtained values of component of vector magnetic potential, on the basis of which it was possible to obtain the gradient of magnetic flux density.

On the basis of the magnetic induction values in the area of movable coil winding and the values of current flowing through the coil, the values of electrodynamic forces generated in the assembly were determined. The examples of gradient of values of component of vector magnetic potential for the exhaust valve drive are shown in Fig. 13, whereas for the inlet valve drive – in Fig. 14.

Wykorzystano płaski ośmiowęzłowy element skończony PLANE53, którego stopniami swobody były wartości składowej wektorowego potencjału magnetycznego  $A_z$ . Siatka elementów skończonych została wygenerowana automatycznie przez program. Siatkę elementów skończonych oraz warunki brzegowe dla napędu zaworów wydechowych przedstawiono na rys. 9, a dla napędu zaworów ssących na rys. 10.

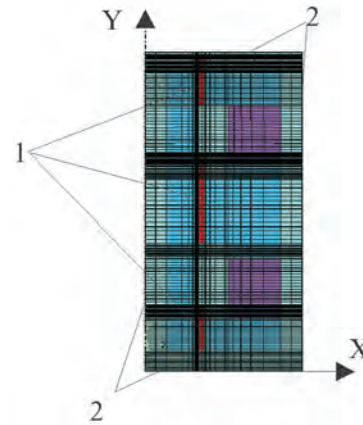


Fig. 10. The grid of finite elements and boundary conditions: 1 – areas containing nodes of elements, where homogeneous electric density  $\rho$  has been introduced, 2 – lines containing nodes, where value of component of vector magnetic potential has been introduced  $A_z = 0$

Rys. 10. Siatka elementów skończonych i warunki brzegowe: 1 – pola zawierające węzły elementów skończonych, na których wprowadzono jednorodną gęstość elektryczną  $\rho$ , 2 – linie zawierające węzły, na których wprowadzono wartość składowej wektorowego potencjału magnetycznego  $A_z = 0$

Użyto następujących warunków brzegowych:

- w węzłach elementów skończonych leżących na polach przekroju uzwojeń cewki wprowadzono jednorodną gęstość elektryczną  $\rho$
- w węzłach leżących na zewnętrznych liniach, ograniczających obszar powietrza otaczającego napęd, wprowadzono wartość składowej wektorowego potencjału magnetycznego  $A_z = 0$ .

Dla napędu z cewką o innej konfiguracji oraz w przypadku napędu zintegrowanego użyto modelu przestrzennego. Siatka elementów skończonych została wygenerowana automatycznie przez program. Zawierała ona dwudziestowęzłowe elementy przestrzenne SOLID117. Siatkę elementów skończonych pokazano na rys. 11.

Użyto następujących warunków brzegowych:

- w węzłach elementów skończonych leżących na polach przekroju uzwojeń cewki wprowadzono jednorodną gęstość elektryczną  $\rho$
- w węzłach leżących na zewnętrznych polach powierzchni, ograniczających obszar powietrza otaczającego napęd, wprowadzono wartość składowej wektorowego potencjału magnetycznego  $A_z = 0$ .

Siatkę elementów skończonych i warunki brzegowe dla napędu zintegrowanego zamieszczono na rys. 12.

W wyniku obliczeń uzyskano wartości wektorowego potencjału magnetycznego, a na ich podstawie rozkład indukcji magnetycznej.

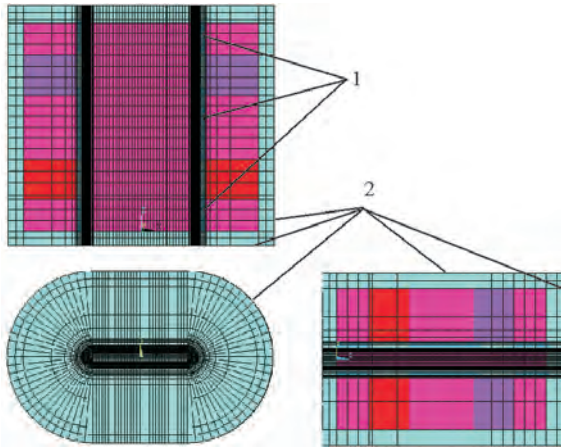


Fig. 11. The grid of finite elements and boundary conditions: 1 – areas containing nodes of elements, where homogeneous electric density  $\rho$  has been introduced, 2 – lines containing nodes, where value of component of vector magnetic potential has been introduced  $A_z = 0$

Rys. 11. Siatka elementów skończonych i warunki brzegowe: 1 – pola zawierające węzły elementów skończonych, na których wprowadzono jednorodną gęstość elektryczną  $\rho$ , 2 – linie zawierające węzły, na których wprowadzono wartość składowej wektorowego potencjału magnetycznego  $A_z = 0$

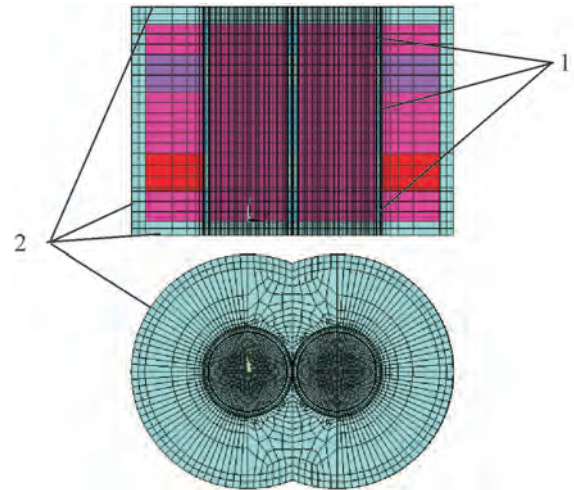


Fig. 12. The grid of finite elements and boundary conditions: 1 – areas containing nodes of elements, where homogeneous electric density  $\rho$  has been introduced, 2 – lines containing nodes, where value of component of vector magnetic potential has been introduced  $A_z = 0$

Rys. 12. Siatka elementów skończonych i warunki brzegowe: 1 – pola zawierające węzły elementów skończonych, na których wprowadzono jednorodną gęstość elektryczną  $\rho$ , 2 – linie zawierające węzły, na których wprowadzono wartość składowej wektorowego potencjału magnetycznego  $A_z = 0$

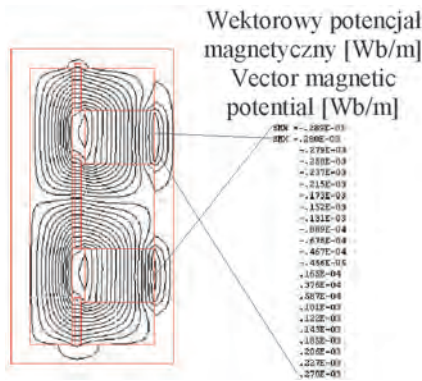


Fig. 13. The gradient of vector magnetic potential for the drive of the exhaust valves

Rys. 13. Rozkład wartości wektorowego potencjału magnetycznego dla napędu zaworów wydechowych

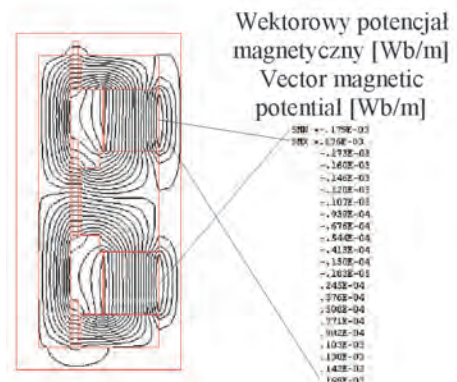


Fig. 14. The gradient of vector magnetic potential for the drive of the inlet valves

Rys. 14. Rozkład wektorowego potencjału magnetycznego dla napędu zaworów ssących

The examples of gradient of magnetic flux density for the exhaust valve drive are shown in Fig. 15, whereas for the inlet valve drive – in Fig. 16.

In the analyzed drives and for certain positions of the coil, there are zones of dispersed magnetic stream, which change as the coil moves and cause non-linear relationship between the electromagnetic force generated in the drive and the coil displacement. Moreover, in reality, the value of the magnetic field flux density is affected by the magnetic field appearing as the coil moves in the magnetic field.

Figure 17 shows the gradient of magnetic flux density for the drive with a movable coil of different configuration and Fig. 18 shows the gradient of magnetic flux density for the integrated drive of camshaft valves. The charts of electromagnetic forces showing valve displacement function are presented in Fig. 19.

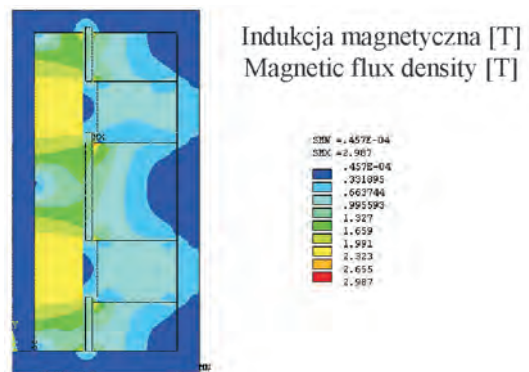


Fig. 15. The gradient of magnetic flux density for the drive of the exhaust valves

Rys. 15. Rozkład wartości indukcji magnetycznej dla napędu zaworów wydechowych

In the case of a blocked drive, configuration 2, in the area of moving drive coil there is the smallest value of magnetic flux density in relation to the other analyzed drive. This is the reason for obtaining of small values of electrodynamic forces and it predetermines the drive for driving of inlet valves only.

The relationship between the electrodynamic force and the current is shown in Fig. 20. It is almost linear.

Obtaining of the force of 600 N for the blocked drive, configuration 2, is connected with the large value of the cur-

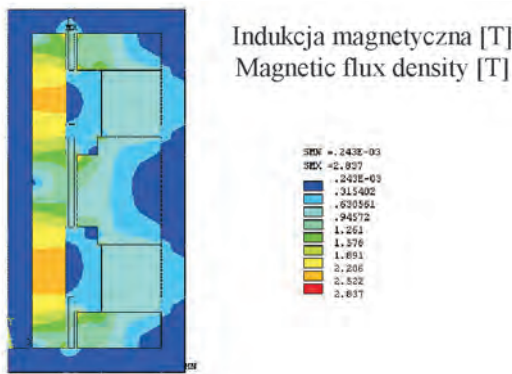


Fig. 16. The gradient of magnetic flux density for the drive of the inlet valves, configuration 1

Rys. 16. Rozkład wartości indukcji magnetycznej dla napędu zaworów ssących, konfiguracja 1

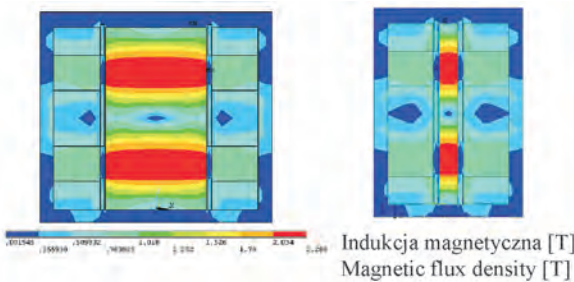


Fig. 17. The gradient of magnetic flux density for drive of valves, configuration 2

Rys. 17. Rozkład wartości indukcji magnetycznej dla napędu zaworów dla konfiguracji 2 cewki

Na podstawie indukcji magnetycznej w obszarze uzwojeń ruchomej cewki i wartości przepływającego w cewce prądu wyznaczono wartości sił elektrodynamicznych generowanych w układzie. Przykładowe rozkłady wartości wektorowego potencjału magnetycznego dla napędu zaworów wydechowych pokazano na rys. 13, a dla napędu zaworów ssących na rys. 14.

Przykładowe rozkłady indukcji magnetycznej dla napędu zaworów wydechowych zamieszczono na rys. 15, a dla napędu zaworów ssących na rys. 16.

W analizowanych napędach występują, przy pewnych położeniach cewki, strefy rozproszonego strumienia magnetycznego, które zmieniają się podczas ruchu cewki, powodując nieliniową zależność siły elektrodynamicznej generowanej w napędzie od przemieszczenia cewki. Ponadto w rzeczywistości na wartość indukcji pola magnetycznego w obszarze cewki wpływa także pole magnetyczne pojawiające się podczas ruchu cewki w polu magnetycznym.

Na rysunku 17 przedstawiono rozkład indukcji magnetycznej dla napędu z ruchomą cewką o odmienniej konfiguracji, a na rys.18 – rozkład indukcji magnetycznej dla zintegrowanego napędu zaworów rozrządu. Wykresy sił elektrodynamicznych, w funkcji przemieszczenia zaworu, zamieszczono na rys. 19.

W przypadku napędu zablokowanego o konfiguracji 2, w obszarze poruszania się cewki napędu występuje najmniejsza

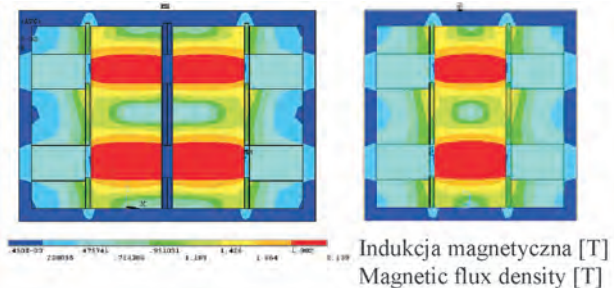


Fig. 18. The gradient of magnetic flux density for integrated drive of valves

Rys. 18. Rozkład wartości indukcji magnetycznej dla zintegrowanego napędu zaworów

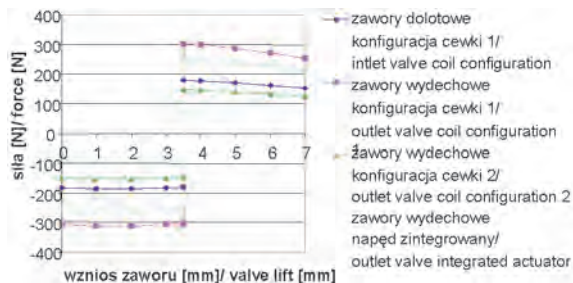


Fig. 19. Electrodynamic force vs. valve lift, for exhaust valve drive, for inlet valve drive of configuration 1 and 2, for integrated valve drive, when current in the coil winding is equal 20 A

Rys. 19. Wykresy sił elektrodynamicznych w funkcji wzniosu zaworu dla napędu zaworów wydechowych i dla napędu zaworów ssących, dla konfiguracji cewki 1 i 2 oraz dla napędu zintegrowanego, dla przepływu w uzwojeniach cewki prądu 20 A

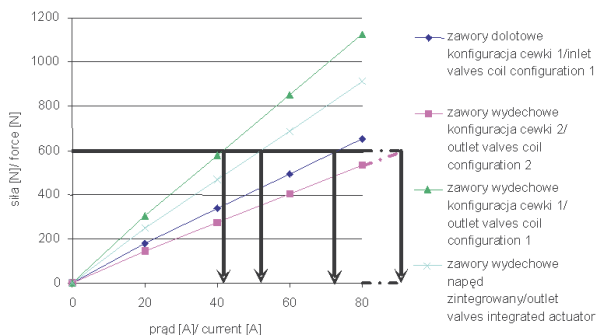


Fig. 20. Electrodynamic force vs current, for inlet valve drive, for inlet valve drive of configuration 1 and 2

Rys. 20. Wykresy sił elektrodynamicznych w funkcji prądu dla napędu zaworów wydechowych i dla napędu zaworów ssących, dla konfiguracji cewki 1 i 2 oraz dla napędu zintegrowanego

rent in the coil and, as a result of this, the increase of winding temperature. Because of that, the drive operation under such large loads should not last long. In the case of the integrated drive, the axis of component of electrodynamic force shifts in relation to the axis of symmetry of the coil-valve assembly. The axes are shifted for the analyzed case by 0.9 mm. This leads to creation of a torque affecting the coil-valve assembly and, as a result, it may lead to increase of resistances of motions between the valve stem and guide. The largest value of electrodynamic force is obtained in the integrated valve drive. The values of maximum lift of the drive coil-valve assembly for the values of the driving force of 400 N and the force of motion resistance of 100 N as calculated on the basis of the formulas (2) and (5) are presented in Table 2. The calculations were made for inlet and exhaust valves with the assumption of differences in weights of the drive coil-valve assemblies amounting to 2%.

The results of calculations indicate that the 2% change of the assembly weight caused 2% change of the valve lift. If we disregard the influence of the form material thickness upon the dynamics of the drive coil-valve assembly, the form material shall not affect the valve lift.

#### 4. The models of the drive-valve assembly used for the analysis of the motion parameters

The analysis of motion parameters of the drive-valve assembly was conducted for several configurations of the blocked drive and the assembly including the integrated magnetolectric drive. The analysis was conducted only for exhaust valves due to greater values of the driving force.

The schematics of the moving assembly: magnetolectric drive coil, connecting element, two driven valves, is presented in Fig. 21. The analysis considered three variants of the element connecting drive and both valves. In the first variant, the drive coil form and element connecting valves with the drive were made of rextotex [2]. In the second variant the drive coil form made of rezotex [2] was connected to the element connecting both valves and made of aluminum alloy. In the third variant, which was similar to the second variant, additional ribs for stiffening of the element connecting valves were used.

The schematics of the second configuration of the moving assembly, in which the coil form of the blocked drive is connected to both valves without using a connecting element, is presented in Fig. 22.

The last analyzed assembly was the single assembly of integrated drive coil form-single valve. The schematics of the moving assembly is presented in Fig. 23.

In all analyzed cases the distance between valves axes was identical.

For all analyzed cases of the blocked drive, the geometry of the coil, connecting element and valves was the same. In the case of the blocked drive, configuration 2, the length of the

wartość indukcji magnetycznej, w stosunku do pozostałych analizowanych napędów. Jest to powód uzyskiwania małych sił elektrodynamicznych i predystynuje ten napęd do napędzania jedynie zaworów ssących.

Zależność siły elektrodynamicznej od prądu pokazano na rys. 20. Jest ona niemal liniowa.

Uzyskiwanie siły 600 N dla napędu zablokowanego o konfiguracji 2 jest związane z dużą wartością prądu w cewce i w efekcie wzrostem temperatury uzwojenia. Z tego względu praca napędu przy tak dużych obciążeniach nie powinna trwać zbyt długo. W przypadku napędu zintegrowanego pojawia się przesunięcie osi działania wypadkowej siły elektrodynamicznej w stosunku do osi symetrii układu cewka-zawór. Przesunięcie tych osi dla analizowanego przypadku wynosi 0,9 mm. Prowadzi to do powstawania momentu działającego na układ cewka-zawór i w rezultacie może wystąpić zwiększenie oporów ruchu między trzonkiem zaworu i prowadnicą. Największa siła elektrodynamiczna jest uzyskiwana w zintegrowanym napędzie zaworu. Obliczone na podstawie wzorów (2) i (5) wartości maksymalnego wzniosu układu cewka napędu-zawór, dla wartości siły napędowej 400 N i siły oporów ruchu 100 N, przedstawia tabela 2. Obliczenia te wykonano dla zaworów ssących i wydechowych, zakładając różnice mas układów cewka napędu-zawór rzędu 2%.

Wyniki obliczeń wskazują, że 2-procentowa zmiana masy układu powoduje 2-procentową zmianę wzniosu zaworu. Przy pominięciu wpływu sztywności materiału karkasu na dynamikę układu cewka napędu-zawór, rodzaj materiału karkasu nie ma wpływu na wznios zaworu.

#### 4. Modele układu napęd-zawory wykorzystywane do analizy parametrów ruchu

Analizę parametrów ruchu układu napęd-zawory przeprowadzono dla kilku konfiguracji układu zablokowanego oraz dla układu zawierającego zintegrowany napęd magnetoelektryczny. Analizę przeprowadzono jedynie dla zaworów wydechowych, z uwagi na występujące większe wartości siły napędzającej.

Schemat poruszającego się układu: cewka napędu magnetoelektrycznego, element łączący, dwa napędzane zawory zamieszczono na rys. 21. Podczas analizy rozpatrzono trzy warianty elementu łączącego napęd z oboma zaworami. W pierwszym wariantcie karkas cewki napędu i element łączący zawory z napędem były wykonane z rezotexu [2]. W drugim wariantcie

Table 2. Valve lift for different material and geometrical properties of the integrated drive

Tabela 2. Wznios zaworów dla różnych parametrów materiałowych i geometrii napędu zintegrowanego

Assembly/układ	Coil-inlet valve/ cewka-zawór ssący		Coil-exhaust valve/ cewka-zawór wydechowy	
	Rezotex	Aluminum alloy/ stop aluminium	Rezotex	Aluminum alloy/ stop aluminium
The coil form material/materiał karkasu cewki				
Weight/masa [g]	100	107	103	113
Lift/wznios	[mm]			
Assembly weight/masa układu 100%	6.75	6.308	6.553	5.973
Assembly weight/masa układu 98%	6.887	6.437	6.687	6.095
Difference/różnica [%]	2.04	2.04	2.04	2.04

coil winding and height of particular elements of the drive were the same as in the first configuration of the drive. The surface of pole shoes and magnets was also the same as in the first configuration.

In order to simplify the analysis two cylinder were used for modelling of Wright of the vales. The cylinders had a design density corresponding to the quotient of the valve

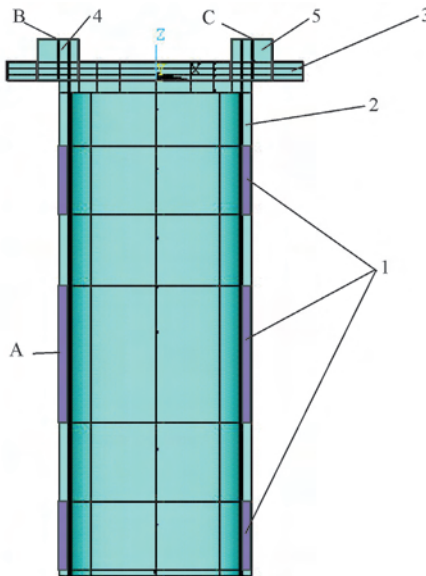


Fig. 21. The schematics of geometry of the assembly valves-magneto-electric drive, configuration 1, for the analysis of dynamic parameters of assembly motion; 1 – coil winding, 2 – coil form, 3 – connecting element, 4, 5 – valves; A, B, C – points for calculation of parameters of motion

Rys. 21. Schemat geometrii układu zawory-napęd magnetoelektryczny, konfiguracja 1, do analizy parametrów ruchu układ; 1 – uzwojenie cewki, 2 – karkas cewki, 3 – element łączący, 4, 5 – zawory; A, B, C – punkty do obliczeń parametrów ruchu

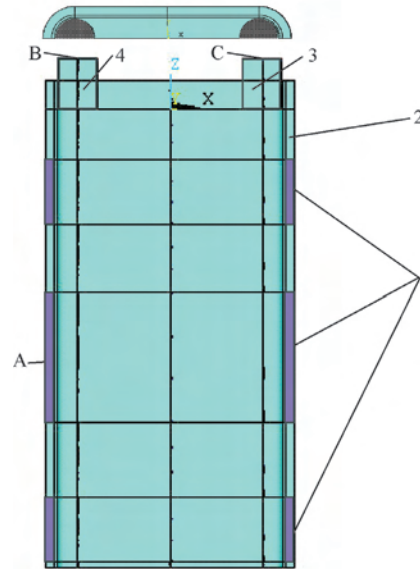


Fig. 22. The schematics of geometry of assembly valves-magneto-electric drive, configuration 2, for the analysis of dynamic parameters of assembly movement; 1 – coil winding, 2 – coil form, 3 – connecting element, 4, 5 – valves; A, B, C – points for calculation of the parameters of motion

Rys. 22. Schemat geometrii układu zawory-napęd magnetoelektryczny, konfiguracja 2, do analizy parametrów ruchu układu; 1 – uzwojenie cewki, 2 – karkas cewki, 3, 4 – zawory; A, B, C – punkty do obliczeń parametrów ruchu

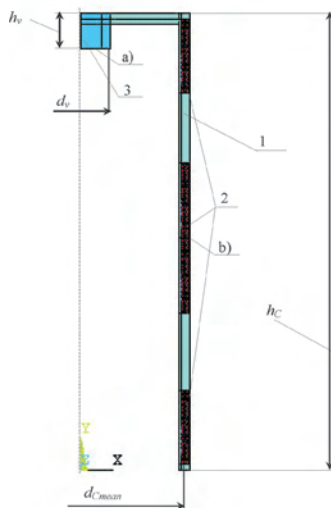


Fig. 23. The geometry for the model of drive-valve assembly; 1 – coil form, 2 – coil winding, 3 – driven valve,  $d_v$  – diameter of valve stem,  $d_{cmean}$  – mean diameter of coil form,  $h_c$  – height of coil form; points for calculation of motion parameters for: a) valve, b) coil form

Rys. 23. Geometria modelu układu napęd-zawór; 1 – karkas cewki, 2 – uzwojenie cewki, 3 – zawór;  $d_v$  – średnica trzonka zaworu,  $d_{cmean}$  – średnia średnica karkasu cewki,  $h_c$  – wysokość karkasu cewki; punkty do obliczania parametrów ruchu: a) zaworu, b) cewki

karkas cewki napędu wykonany z rezoteksu [2] był połączony z elementem łączącym zawory wykonanym ze stopu aluminium. W trzecim wariantcie, podobnym do drugiego, zastosowano dodatkowe żebra usztywniające element łączący zawory.

Schemat drugiej konfiguracji ruchomego układu, w którym karkas cewki napędu zablokowanego jest połączony z dwoma zaworami, bez użycia elementu łączącego przedstawiono na rys. 22.

Jako ostatni modelowano ruchomy układ pojedynczy karkas cewki napędu zintegrowanego-pojedynczy zawór. Schemat ruchomego układu przedstawia rys. 23.

We wszystkich analizowanych przypadkach zachowano jednakową odległość osi zaworów.

Dla wszystkich analizowanych przypadków napędu zablokowanego geometria cewki, elementu łączącego i zaworów były takie same. W przypadku napędu zablokowanego o drugiej konfiguracji zachowano długość uzwojeń cewki oraz wysokości poszczególnych elementów napędu takie same jak w pierwszej konfiguracji napędu. Również powierzchnia nabiegunków, magnesów były takie same jak w pierwszej konfiguracji.

W celu uproszczenia analizy, w przypadku napędu zablokowanego, do zamodelowania masy zaworów użyto dwóch walców, którym przypisano gęstość obliczeniową odpowiadającą ilorazowi masy zaworu przez objętość wspomnianego walca. Również w celu uproszczenia analizy wykorzystano symetrię układu. Analizę dynamiki układu złożonego z ruchomej cewki napędu, elementu łączącego i dwóch zaworów wykonano metodą elementów skończonych.

weight by density of the above-mentioned cylinder. The analysis was also simplified by the use of assembly symmetry. The analysis of the dynamics of the assembly combined of movable drive coil, connecting element and two valves, was made with the use of the method of finite elements. The analysis used SOLID185 eight-node finite element [1]. The degrees of freedom for the element constituted  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  displacements in the Cartesian coordinate system. The boundary condition was realized by an introduction of load equal to the electrodynamic force generated in the drive into the nodes of elements lying within the movable coil winding. The force was evenly distributed to all nodes of the elements. Additionally, the condition of symmetry in the geometrical surface of the assembly symmetry was introduced. As an initial condition, the rest of the assembly was assumed.

The grid of finite elements was generated automatically by the program.

For the integrated drive, the axis symmetrical model was used. In this case, the analysis of dynamics also used the method of finite elements. PLANE82 eight-node elements were used with their degrees of freedom constituting  $u_x$ ,  $u_y$  displacements. The boundary condition was realized by an introduction of load equal to the electrodynamic force generated in the drive into the nodes of elements lying within the movable coil winding. The force was evenly distributed to all nodes of the elements. As an initial condition, the rest of the assembly was assumed.

In all analyzed cases the grid of finite elements was generated automatically by the program.

The schematics of the grid of finite elements and boundary conditions for variant 1, configuration 1 of the coil was presented in Fig. 24, for variant 2 – in Fig. 25 and for variant 3 – in Fig. 26. The grid of finite elements and boundary conditions for the coil, configuration 2 was presented in Fig. 27 and for the integrated assembly – in Fig. 28.

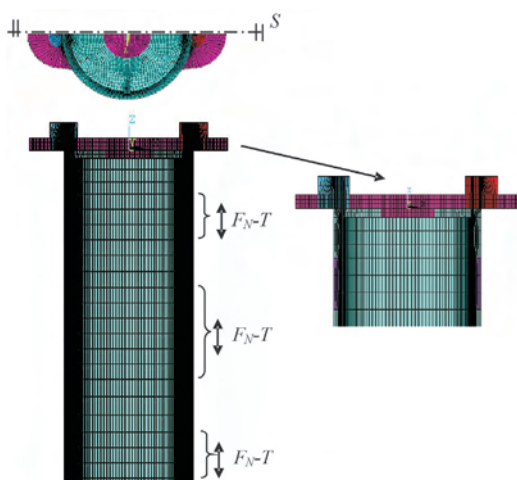


Fig. 25. Finite element grid and boundary conditions, configuration 1, variant 2; S – symmetry,  $F_N$  – loading force, T – damping force

Rys. 25. Siatka elementów skończonych i warunki brzegowe w modelu, konfiguracja 1, wariant 2; S – symetria,  $F_N$  – siła napędowa, T – siła tłumienia

W czasie analizy wykorzystano ośmiowęzłowy element skończony SOLID185 [1]. Stopniami swobody takiego elementu były przemieszczenia  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  w układzie kartezjańskim. Jako warunek brzegowy wprowadzono w węzłach elementów leżących w obszarze uzwojenia ruchomej cewki obciążenie równe sile elektrodynamicznej generowanej w napędzie, równomiernie rozłożonej na wszystkie węzły tych elementów. Ponadto wprowadzono warunek symetrii w geometrycznej płaszczyźnie symetrii układu. Jako warunek początkowy przyjęto spoczynek układu.

Siatka elementów skończonych została wygenerowana automatycznie przez program.

Dla napędu zintegrowanego wykorzystano model osiowosymetryczny. W tym przypadku do analizy dynamiki wykorzystano również metodę elementów skończonych. Użyto ośmiowęzłowego elementu PLANE82, którego stopniami swobody były przemieszczenia  $u_x$ ,  $u_y$ . Jako warunek brzegowy wprowadzono w węzłach elementów leżących w obszarze uzwojenia ruchomej cewki obciążenie równe sile elektrodynamicznej, generowanej w napędzie równomiernie rozłożonej na wszystkie węzły tych elementów. Jako warunek początkowy przyjęto spoczynek układu.

We wszystkich analizowanych przypadkach siatka elementów skończonych została wygenerowana automatycznie przez program.

Schemat siatki elementów skończonych i warunki brzegowe dla wariantu 1 konfiguracji 1 cewki zamieszczono na rys. 24, dla wariantu 2 na rys. 25, a dla wariantu 3 na rys. 26. Dla konfiguracji 2 cewki siatka elementów skończonych i warunki brzegowe przedstawiono na rys. 27, a dla układu zintegrowanego na rys. 28.

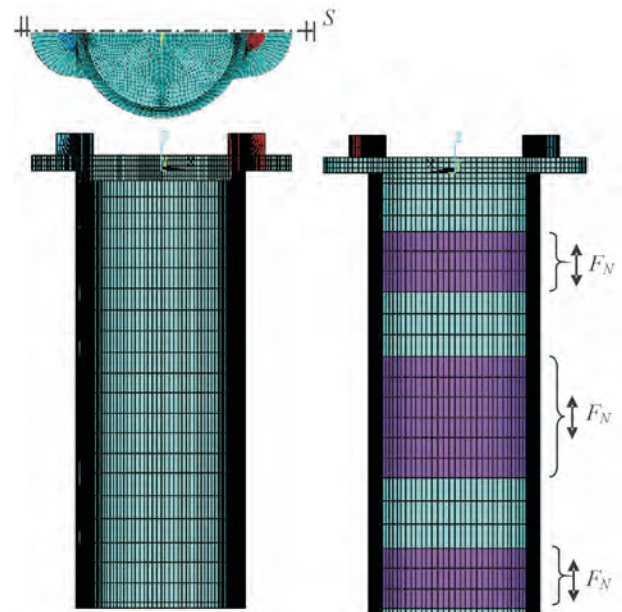


Fig. 24. Finite element grid and boundary conditions, configuration 1, variant 1; S – symmetry condition,  $F_N$  – loading force

Rys. 24. Siatka elementów skończonych i warunki brzegowe w modelu, konfiguracja 1, wariant 1; S – warunek symetrii,  $F_N$  – siła napędowa

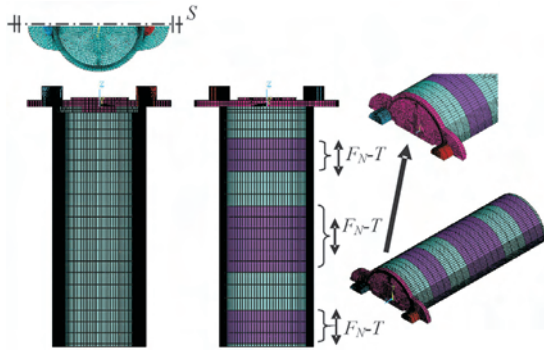


Fig. 26. Finite element grid and boundary conditions, configuration 1, variant 3; S – symmetry,  $F_N$  – loading force, T – damping force

Rys. 26. Siatka elementów skończonych i warunki brzegowe w modelu, konfiguracja 1, wariant 3; S – symetria,  $F_N$  – siła napędowa, T – siła tłumienia

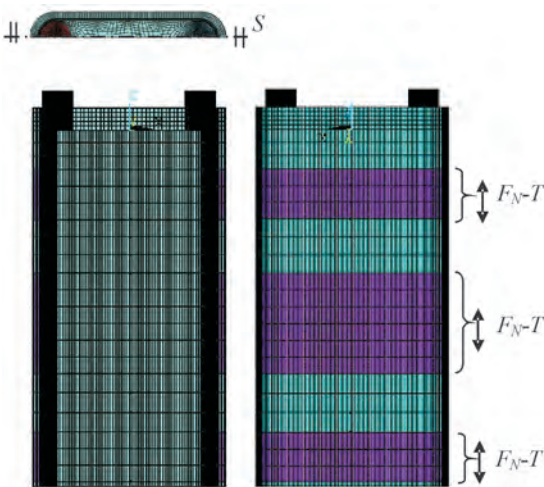


Fig. 27. Finite element grid and boundary conditions, configuration 2: S – symmetry,  $F_N$  – loading force, T – damping force

Rys. 27. Siatka elementów skończonych i warunki brzegowe w modelu, konfiguracja 2: S – warunek symetrii,  $F_N$  – siła napędowa, T – siła tłumienia

### 5. The analysis of dynamics of the drive-valves assembly

In all analyzed steel valves driven by the blocked or integrated drives, the identical course of FM electrodynamic force generated in the magnetoelectric drive was used (Fig. 29).

In order to verify the influence of difference in loads of both valves driven by one drive as exerted upon dynamics of the valves and movable coil, the difference in density of 5% was applied. The above-mentioned differences in loads may result from the difference between weights of the valves, resistance forces in the guide and non-identical stiffness of connections between the valves and the connecting element. Therefore we also verified the case, in which both valves had the same densities and one of them was additionally loaded with the force of 50 N.

A slightly different course of the driving force was used for the integrated drive as shown in Fig. 30.

The charts of the valve lift, its speed and acceleration as driven by the integrated drive are shown in Fig. 30. Figures 31–35 present charts of the valve lift, its speed and acceleration for the blocked drive, configuration 1 respectively:

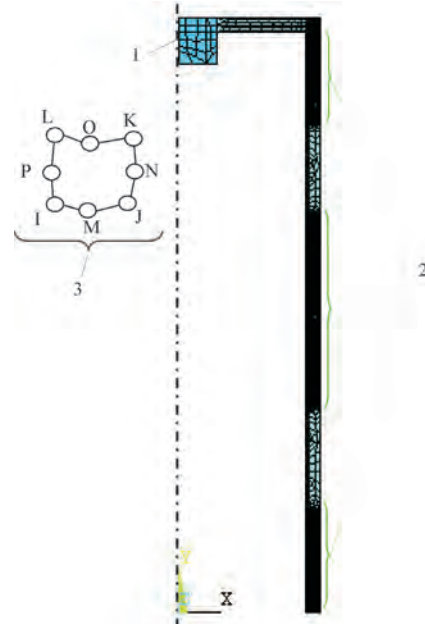


Fig. 28. The grid of elements, finite element, boundary conditions for the model of integrated drive coil-valve assembly: 1 – degree of freedom  $u_x = 0$  for nodes lying on Y axis, 2 – the component of electrodynamic force and damping force  $F_{M-T}^{component} = (F_M - T)/128$ , located at the center of each winding, 3 – PLANE82 finite element [4]

Rys. 28. Siatka elementów, element skończony, warunki brzegowe dla modelu układu cewki napędu zintegrowanego – zawór: 1 – stopień swobody  $u_x = 0$  dla węzłów leżących na osi Y, 2 – składowa siły elektrodynamicznej i siły tłumienia  $F_{M-T}^{component} = (F_M - T)/128$ , umieszczona w środku każdego uzwojenia, 3 – element skończony PLANE82 [4]

### 5. Analiza dynamiki układu napęd-zawory

We wszystkich analizowanych zaworach stalowych, napędzanych przez napęd zblokowany lub zintegrowany, wykorzystywano jednakowy przebieg siły elektrodynamicznej FM generowanej w napędzie magnetoelektrycznym (rys. 29).

Dla sprawdzenia wpływu istnienia różnicy obciążenia dwóch zaworów napędzanych przez jeden napęd na dynamikę zaworów i ruchomej cewki wprowadzono różnicę gęstości zaworów na poziomie 5%. Wspomniane różnice obciążenia mogą wynikać z różnicy mas zaworów, sił oporów ruchu w przewodnicy i niejednakowej sztywności połączeń zaworów z elementem łączącym. W tym samym celu sprawdzono także przypadek, gdy oba zawory miały jednakowe gęstości, ale jeden z nich był dodatkowo obciążony siłą 50 N.

Dla napędu zintegrowanego zastosowano nieco inny przebieg siły napędowej, przedstawiony na rys. 30.

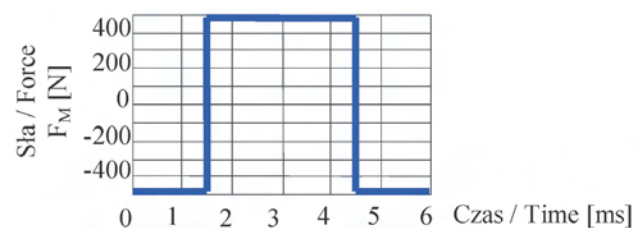


Fig. 29. The schematics of electrodynamic force FM, generated in a magnetoelectric drive

Rys. 29. Schemat siły elektromagnetycznej FM, generowanej w napędzie magnetoelektrycznym

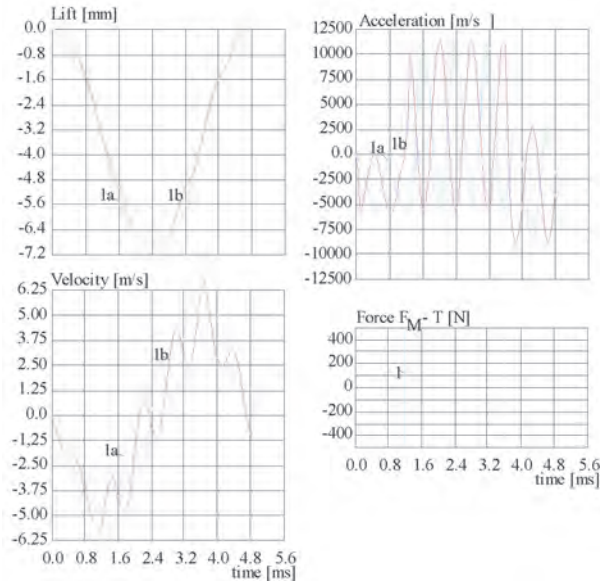


Fig. 30. The loading force, acceleration, velocity and lift vs time for exhaust valve-integrated drive coil assembly; a) for the valve – in the point positioned in  $h_v$ , b) for the coil form – in the point positioned in  $0,5 \cdot h_c$

Rys. 30. Siła napędowa, przyspieszenie, prędkość i wznios zaworu w funkcji czasu dla układu zawór wydechowy- cewka napędu zintegrowanego; a) dla zaworu – w punkcie umieszczonym na wysokości  $h_v$ , b) dla karkasu cewki – w punkcie umieszczonym na wysokości  $0,5 \cdot h_c$

- Figure 31 – variant 1, identical weights and valves load,
- Figure 32 – variant 1.5% difference between the valves weight,
- Figure 33 – variant 1, identical weights of valves, valves load differs by 50 N,
- Figure 34 – variant 2, identical weights of valves,
- Figure 35 – variant 3, identical weights of valves.

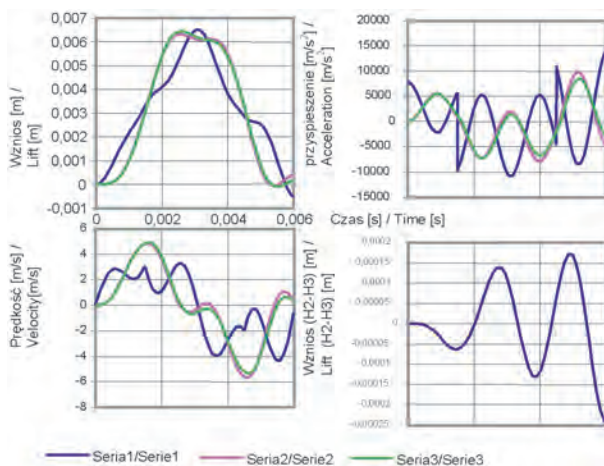


Fig. 32. Lift, velocity, acceleration vs. time for exhaust valve-coil assembly; blocked drive, configuration 1, variant 1, for the valve mass difference equal 5%; A, B, C – points for calculation

Rys. 32. Wznios, prędkość, przyspieszenie elementów układu cewka-zawory, napęd zblokowany, konfiguracja 1, wariant 1, dla 5-procentowej różnicy mas zaworów; A, B, C – punkty obliczeniowe

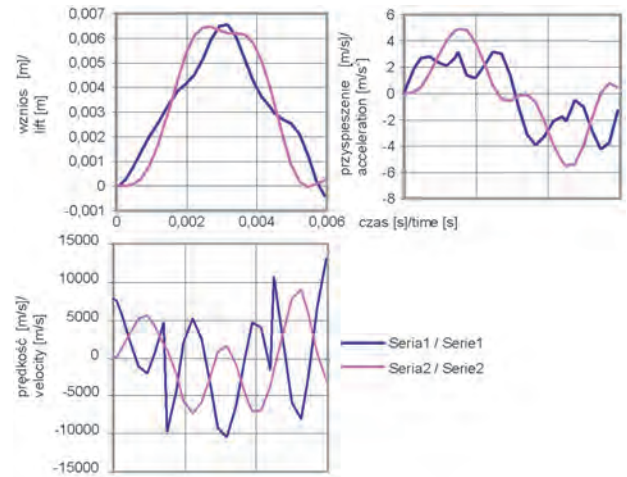


Fig. 31. Lift, velocity, acceleration vs time for exhaust valve-coil assembly, blocked drive, configuration 1, variant 1, symmetrical mass and loading of valves; A, B, C – points for calculation

Rys. 31. Wznios, prędkość i przyspieszenie elementów układu cewka-zawory, napęd zblokowany, konfiguracja 1, wariant 1, symetryczne masy i obciążenie zaworów; A, B, C – punkty obliczeniowe

Wykresy wzniosu zaworu, jego prędkości i przyspieszenia, napędzanych przez napęd zintegrowany przedstawia rys. 30. Rysunki 31–35 przedstawiają wykresy wzniosu zaworu, jego prędkości i przyspieszenia dla napędu zblokowanego o konfiguracji 1, odpowiednio:

- rys 31 – wariant 1, jednakowe masy i obciążenie zaworów,
- rys. 32 – wariant 1, 5-procentowa różnica mas zaworów,
- rys. 33 – wariant 1, masy zaworów jednakowe, obciążenie zaworów różni się o 50 N,
- rys. 34 – wariant 2, masy zaworów jednakowe,
- rys. 35 – wariant 3, masy zaworów jednakowe.

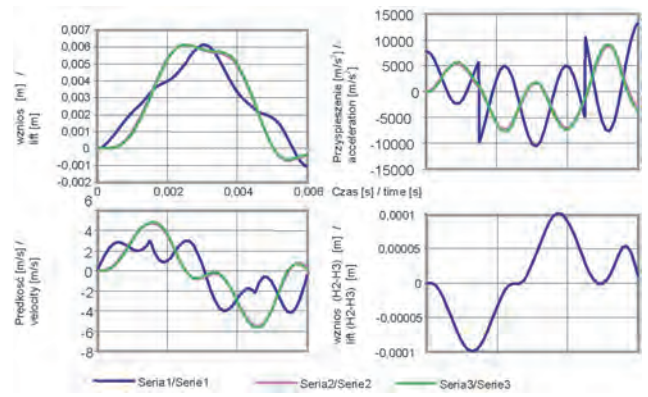


Fig. 33. Lift, velocity, acceleration vs time for exhaust valve-coil assembly, blocked drive, configuration 1, variant 1, for the difference of forces of valve motion resistance equal 50 N; A, B, C – points for calculation

Rys. 33. Wznios, prędkość, przyspieszenie elementów układu cewka-zawory, napęd zblokowany, konfiguracja 1, wariant 1, różnica sił oporów ruchu zaworów 50 N; A, B, C – punkty obliczeniowe

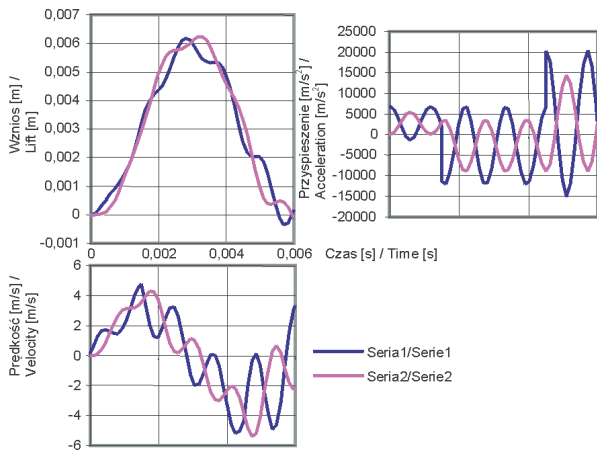


Fig. 34. Lift, velocity, acceleration vs time for exhaust valve-coil assembly, blocked drive, configuration 1, variant 2; A, B, C – points for calculation

Rys. 34. Wznios, prędkość, przyspieszenie elementów układu cewka-zawory, napęd zblokowany, konfiguracja 1, wariant 2; A, B, C – punkty obliczeniowe

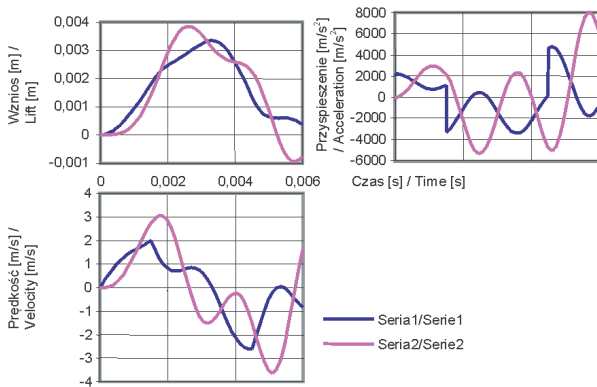


Fig. 36. Lift, velocity, acceleration vs. time for exhaust valve-coil assembly, blocked drive, configuration 2; A, B, C – points for calculation

Rys. 36. Wznios, prędkość i przyspieszenie elementów układu cewka-zawory, napęd zblokowany, konfiguracja 2

Figure 36 presents charts of the valve lift, its speed and acceleration for the blocked drive, configuration 2.

Examples of gradient of stresses in the elements of valve-blocked drive assembly are presented respectively in: Figure 37 – blocked drive, configuration 1, variant 1, Figure 38 – blocked drive, configuration 1, variant 2, Figure 39 – blocked drive, configuration 2, Figure 40 – integrated drive.

The lift chart for the example of cam drive is shown in Fig. 41. The tolerance of maximum lift of the valve is 0.2 mm. The depth of hardened layer is 2 mm, which is the range, in which wear and tear of cam summits is commonly found. If the limit is exceeded, cams are subject to quicker wear and tear and the valve stroke may even be decreased by 5 mm or more [4].

For the blocked drive, configuration 1, variant 1, the difference between maximum lifts of the driven valves is more affected by the difference between weights than by the difference between resistances of motion between the valve stems and their guides. The greatest differences between

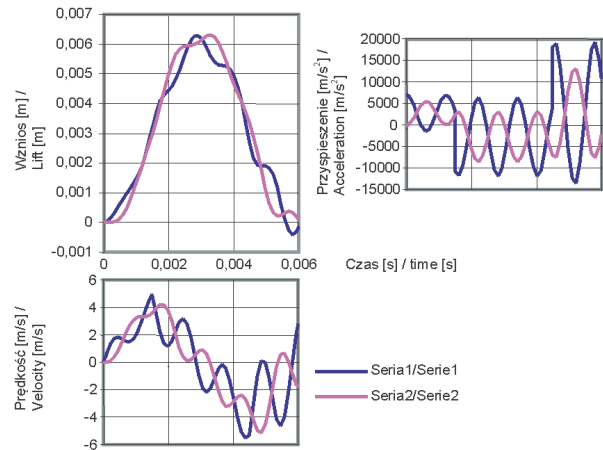


Fig. 35. Lift, velocity, acceleration vs. time for exhaust valve-coil assembly, blocked drive, configuration 1, variant 3; A, B, C – points for calculation

Rys. 35. Wznios, prędkość i przyspieszenie elementów układu cewka-zawory, napęd zblokowany, konfiguracja 1, wariant 3

Na rysunku 36 przedstawiono natomiast wykresy wzniosu zaworu, jego prędkości i przyspieszenia dla napędu zblokowanego o konfiguracji 2.

Przykładowe rozkłady naprężeń wypadkowych, w elementach układu zawory-napęd zblokowany, przedstawiają odpowiednio:

rys. 37 – napęd zblokowany, konfiguracja 1, wariant 1,  
rys. 38 – napęd zblokowany, konfiguracja 1, wariant 2,  
rys. 39 – napęd zblokowany, konfiguracja 2,  
rys. 40 – napęd zintegrowany.

Wykres wzniosu przykładowego napędu krzywkowego pokazano na rys. 41. Tolerancja maksymalnego wzniosu zaworu wynosi 0,2 mm. Głębokość warstwy zahartowanej wynosi do 2 mm i w tym zakresie spotyka się najczęściej normalne zużycie ściernie wierzchołków krzywek. Po przekroczeniu tej granicy następuje znacznie szybsze zużycie krzywek i zmniejszenie skoku zaworu nawet o 5 i więcej mm [4].

Dla napędu zblokowanego o konfiguracji 1 i wariantie 1, na różnicę maksymalnych wzniosów napędzanych zaworów ma większy wpływ różnica mas niż różnica oporów ruchu między trzonkami zaworów i ich prowadnicami. Największe różnice między przemieszczeniami zaworów i karkasem cewki uzyskano dla napędu zblokowanego o konfiguracji 2. Był to też najcięższy z układów. Największe różnice między maksymalnymi przemieszczeniami zaworów i karkasem cewki występują dla napędu zblokowanego o konfiguracji 2, a najmniejsze dla konfiguracji 1, wariant 3. Największy wznios zaworu uzyskano dla zaworu napędzanego przez napęd zintegrowany.

W odniesieniu do napędów zblokowanych o konfiguracji 1 należy zapewnić odpowiedni docisk elementu łączącego do denka karkasu cewki, aby zapobiec zmniejszeniu sztywności układu. W przypadku elementu łączącego wykonanego z rezotexu [2] wartość tego docisku powinna wynosić co najmniej 4,2 MPa, zaś dla elementu łączącego ze stopu aluminium przynajmniej 12 MPa.

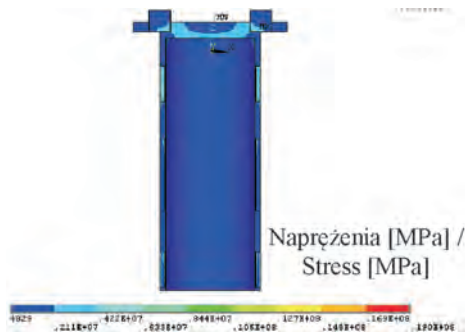


Fig. 37. Gradient of stresses in the elements of valve-blocked drive assembly, configuration 1, variant 1

Rys. 37. Rozkład naprężeń wypadkowych w elementach układu zawory-napęd zblokowany, konfiguracja 1, wariant 1

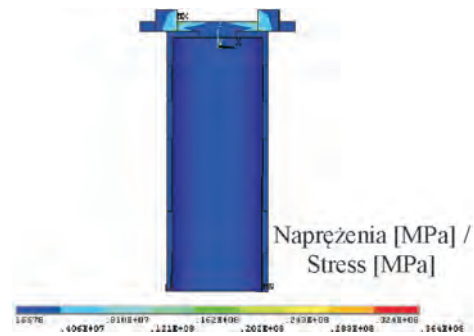


Fig. 38. Gradient of stresses in the elements of valve-blocked drive assembly, configuration 1, variant 2

Rys. 38. Rozkład naprężeń wypadkowych w elementach układu zawory-napęd zblokowany, konfiguracja 1, wariant 2

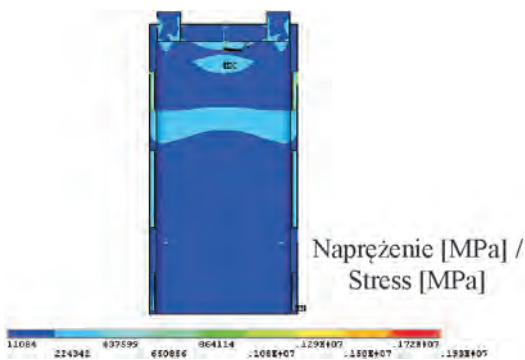


Fig. 39. Gradient of stresses in the elements of valve-blocked drive assembly, configuration 2

Rys. 39. Rozkład naprężeń wypadkowych w elementach układu zawory-napęd zblokowany, konfiguracja 2

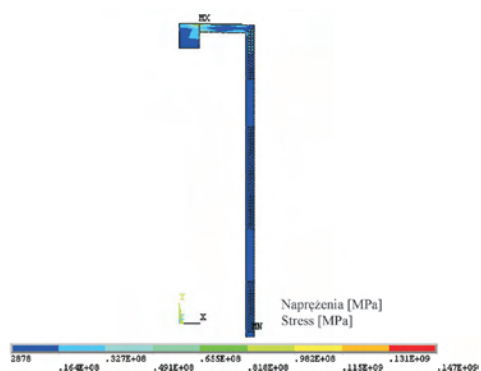


Fig. 40. Gradient of stresses in the elements of valve-integrated drive coil assembly

Rys. 40. Rozkład naprężeń wypadkowych w elementach układu zawór-napęd zintegrowany

displacements of valves and the coil form were obtained for the blocked drive, configuration 2. This was also the heaviest of the drives. The greatest differences between maximum displacements of valves and the coil form were obtained for the blocked drive, configuration 2, whereas the smallest differences were obtained for configuration 1, variant 3. The largest lift of the valve was obtained for the valve driven by the integrated drive.

As regards the blocked drives, configuration 1, one should ensure appropriate tightening of the connecting element to the bottom of the coil form in order to prevent decrease of stiffness of the assembly. In the case the connecting element is made of rezotex [2] the tightening value should be at least 4.2 MPa, whereas for the connecting element made of aluminum alloy should be at least 12 MPa.

## 6. Conclusions

1. The difference between maximum lifts of inlet or exhaust valves driven by magnetoelectric blocked drive is more affected by the difference between weights than the difference between resistances of motion between stems of the valves and its guides.
2. For the driving of valves by means of an integrated drive with identical values of electromagnetic force and motion resistances, the difference between weights of the driven

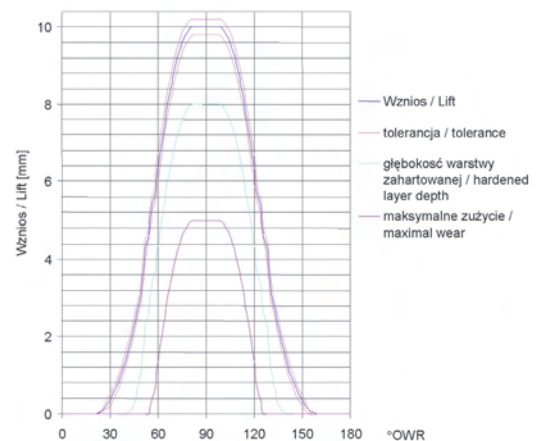


Fig. 41. Valve lift vs. CMA, for valve driven by camshaft

Rys. 41. Wznios zaworu napędzanego krzywkowo w funkcji kąta obrotu wałka rozrządu

## 6. Wnioski

1. Na różnicę maksymalnych wzniosów zaworów ssących lub wydechowych napędzanych magnetoelektrycznym napędem zblokowanym ma większy wpływ różnica mas niż różnica oporów ruchu między trzonkami zaworów i ich prowadnicami.

- assemblies of the drive coil-valve may result in the same percentage difference between valve lifts. The change of the coil form does not influence the relationship.
- As regards the blocked drive, the influence of stiffness of the coil form material and connecting element upon the lift is greater. In particular, there are differences between instantaneous displacements of the coil form and valve. However, the differences between the maximum displacements of the coil form and the valve are not big and, therefore, it is possible to control such an assembly by tracking extreme valve positions.
  - The blocked drive, configuration 2, may be used only for driving of the inlet valves due to lesser motion resistances. Driving of the exhaust valves by means of such a drive would require using high current values, which are probably not possible to generate in a vehicle system powered by the voltage of 42 V. Moreover, it would cause overheating of the coil winding.
  - The value of stiffness of the element connecting valves and the drive should be close to the stiffness value of an analogous elements used in the analyzed blocked drives, 1, variant 2 or 3. The variant 2 ensures lesser weight of the valves-drive assembly.
  - The relationship between electrodynamic force and current as well as the coil displacement is non-linear. Each configuration of the drive requires conducting of a separate model analysis of such a relationship. The assumption of linear relationship between the force and current and no relationship between the force and coil displacement leads to an error of 10%, particularly for high values of the current in the coil.
  - As 2% growth of weight of the integrated drive coil-valve assembly causes only 2% drop in the valve lift, it may be assumed that the drop falls within the range of 2% tolerance of lifts for correctly operating valves driven by cam drives. The wear of cams results in much greater differences between lifts of the valves driven by cam drives. Therefore it was assumed that, both for the integrated and blocked drive, the difference between weights of the coil-valves assemblies, which equals 2%, does not deteriorate dynamic properties of valves as compared to the cam drive.

- Przy napędzaniu zaworów napędem zintegrowanym, z jednakowymi wartościami siły elektromagnetycznej i oporów ruchu, różnica mas napędzanych układów cewka napędu-zawór może wywołać procentowo taką samą różnicę wzniosów zaworu. Zmiana materiału karkasu cewki nie wpływa na tę zależność.
- W odniesieniu do napędu zablokowanego wpływ sztywności materiału karkasu i elementu łączącego na wznios zaworów jest większy. W szczególności występują różnice między chwilowymi przemieszczeniami karkasu cewki i zaworu. Jednak różnice między maksymalnymi przemieszczeniami karkasu i zaworu nie są duże i dlatego można sterować takim układem, śledząc skrajne położenia zaworu.
- Napęd zablokowany o konfiguracji 2 może być stosowany jedynie do napędu zaworów ssących z powodu mniejszych oporów ruchu. Napędzanie takim napędem zaworów wydechowych wymagałoby użycia dużych wartości prądów, prawdopodobnie niemożliwych do wygenerowania w instalacji samochodu zasilanej napięciem 42 V, a ponadto powodowałoby zbytne grzanie się zwojów cewki.
- Sztywność elementu łączącego zawory z napędem powinna być zbliżona do sztywności analogicznego elementu zastosowanego w analizowanych napędach zablokowanych o konfiguracji 1, wariant 2 lub 3. Wariant 2 zapewnia mniejszą masę układu zawory-napęd.
- Zależność siły elektrodynamicznej od prądu oraz od przemieszczenia cewki jest nieliniowa. Każda konfiguracja napędu wymaga przeprowadzenia osobnej analizy modelowej takiej zależności. Przyjęcie liniowej zależności siły od prądu i niezależności siły od przemieszczenia cewki prowadzi do błędów rzędu 10%, zwłaszcza przy dużych wartościach prądu w cewce.
- Ponieważ 2-procentowy wzrost masy układu cewka napędu zintegrowanego-zawór powoduje jedynie 2-procentowy spadek wzniosu zaworu, można uznać, że mieści się to w zakresie 2% tolerancji wzniosów prawidłowo pracujących zaworów napędzanych krzywkowo. Zużycie krzywek powoduje, że różnice wzniosów zaworów napędzanych krzywkowo mogą być znacznie większe. Dlatego przyjęto, że zarówno w przypadku układu zintegrowanego, jak i zablokowanego różnica 2% mas układów cewka-zawór rzędu nie pogarsza właściwości dynamicznych zaworów w porównaniu z napędem krzywkowym.

Artykuł recenzowany

### Nomenclature/Oznaczenia

CA crankschaft angle/obrót wału korbowego

CMA camschaft angle/obrót wału rozrządu  
RPM revolutions per minute/obroty na minutę

### Bibliography/Literatura

- [blogs.Edmunds.com/straightline/2006/12/vale-camless-engine.html](http://blogs.Edmunds.com/straightline/2006/12/vale-camless-engine.html).
- [www.tekstolit.com/oferta/tekstolit.htm](http://www.tekstolit.com/oferta/tekstolit.htm)
- Zbierski K.: Bezkrzywkowy magnetoelektryczny rozrząd czterosuwowego silnika spalinowego. Monografie Politechniki Łódzkiej, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2007.
- [www.swiatek.com.pl/regeneracja1.htm](http://www.swiatek.com.pl/regeneracja1.htm)

Mr. Krzysztof Siczek, DEng. – doctor in the Mechanical Faculty at the Technical University of Lodz.

Dr inż. Krzysztof Siczek – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Łódzkiej.

e-mail: [krzysztof.siczek@p.lodz.pl](mailto:krzysztof.siczek@p.lodz.pl)



Radu ROSCA  
Petru CĂRLESCU  
Edward RAKOSI  
Gheorghe MANOLACHE

PTNSS-2009-SS2-C127

## Comparative analysis of two injection systems fueled with biodiesel

The paper presents experimental results concerning the fueling of two injection systems for D.I. Diesel engines with Biodiesel fuels. The neat Biodiesel (B100) was obtained from waste vegetable oil (collected from a local branch of McDonald's), using the base catalyzed method; diesel fuel was also used in order to test the injection equipments and obtain reference values. The fuel injection pumps used during the tests were RO-PES4A90D410RS2240 (romanian) and a Bosch type one (PES5MW55/320/RS/120403), with the corresponding high pressure fuel lines and injectors. The injection equipment was mounted on a MIRKOZ test bed, equipped with pressure transducers, rotation angle transducer and a BOSCH injection rate meter. The tests were developed at different pump speeds and displacements of the injection pump control rack. The following injection characteristics were investigated: cyclic fuel delivery, injection duration, pressure wave propagation time, average injection rate, peak injection pressure. For the both types of injection equipment, cyclic fuel delivery, injection duration and peak injection pressure increased when biodiesel was used as fuel (compared to Diesel fuel), while the average injection rate and pressure wave propagation time decreased.

Key words: biodiesel, injection system, Diesel, fuel delivery, injection rate meter

### Analiza porównawcza dwóch systemów wtryskowych zasilanych biopaliwem

W artykule przedstawiono wyniki badań wykonanych na dwóch rodzajach systemów wtryskowych z wykorzystaniem paliw alternatywnych. Paliwo alternatywne (B100) pozyskano z przetworzonego oleju roślinnego (zebranego z restauracji typu McDonalds), wykorzystując podstawowe procesy chemiczne, paliwo konwencjonalne (ON) w badaniach miało charakter porównawczy. Badania wykonano na dwóch rodzajach pomp wtryskowych: RO-PES4A90D410RS2240 (romanian) oraz Boscha (PES5MW55/320/RS/120403), z szyną wysokiego ciśnienia oraz wtryskiwaczami. Układ wtryskowy zamontowano w systemie MIRKOZ, który składa się z przetworników ciśnienia, przetwornika mierzącego prędkość obrotową oraz systemu wtryskowego Boscha. Badania odbywały się przy różnych prędkościach obrotowych wału pompy wtryskowej. Analizie poddano takie parametry, jak: przepływ paliwa, czas trwania wtrysku, czas rozchodzenia się fali ciśnienia, maksymalne ciśnienie wtrysku itp. W przypadku zasilania obydwóch układów wtryskowych paliwem typu biodiesel nastąpił wzrost: strumienia objętości paliwa wypływającego z otworów rozpylaczy, czasu trwania wtrysku oraz maksymalnego ciśnienia wtrysku, natomiast takie parametry, jak: średnia prędkość wtrysku oraz czas rozchodzenia się fali ciśnienia zmniejszyły się.

Key words: biodiesel, system wtryskowy, olej napędowy, szybkość wtrysku paliwa

### 1. Introduction

Vegetable oils and animal fats are a renewable and potentially inexhaustible source of energy, with energy content close to Diesel fuel. Due to their poor physical properties (high viscosity, high pour point), these fuels are unsuited to be used in Diesel engines. These properties can be improved by transesterification; when using methyl alcohol, methyl esters are the final product.

According to Directive 2003/30 EC of the European Parliament and Council [14], the term Biodiesel is used for any methyl ester produced from vegetable or animal oil, of Diesel quality.

It is agreed that a proportion of 2...5% methyl ester in Diesel fuel does not involve any changes in the construction of the engine's fuelling system and this type of Biodiesel blends can be burned directly in unmodified Diesel engines [5].

Cooking oils, used for frying food, have a limited life in food production due to their contamination with material from food and due to fatty acids formation; waste cooking oil can be seen as a "near to waste" by-product of food

### 1. Wstęp

Oleje roślinne oraz tłuszczy pochodzenia zwierzęcego są odnawialnymi i potencjalnie niewyczerpalnymi źródłami energii, zbliżonymi zawartością „energii” do konwencjonalnego paliwa, jakim jest olej napędowy. Z powodu niskich właściwości fizycznych (duża lepkość, wysoka temperatura płynięcia) paliwa te są niedopasowane do silników o zapłonie samoczynnym. Niekorzystne parametry chemiczne i fizyczne można polepszyć dzięki procesowi transestryfikacji, w którym finalnym produktem będzie alkohol metylowy oraz estry.

Zgodnie z dyrektywą 2003/30 EC Parlamentu Europejskiego [14] określenie biodiesel używa się w odniesieniu do wszystkich estrów metylowych produkowanych z olejów roślinnych oraz tłuszczy zwierzęcych z jakością oleju napędowego.

Istnieje pogląd, iż wprowadzenie dodatku 2–5% estrów metylowych do oleju napędowego nie wymusi zmian w istniejących systemach wtryskowych silników o zapłonie samoczynnym, przystosowanych do spalania paliwa konwencjonalnego [5].

production industry. As a result, the use of waste cooking oil instead of virgin oil in order to produce Biodiesel is an effective way to reduce the raw material cost and helps to solve the problem of waste oil disposal. These vegetable oils contain some degradation products of vegetable oils and foreign material. However, analyses of used vegetable oils claimed that the differences between used and unused fats are not very great and in most cases simple heating and removal by filtration of solid particles makes the oil appropriate for subsequent transesterification [6].

Injection characteristics have a significant effect over the engine working process. For the same injection timing, ignition delay and cyclic fuel delivery, an increased injection duration (or decreased average injection rate) leads to the decrease of the peak combustion pressure; the shape of the engine's working cycle diagram is also affected [2].

## 2. Material and method

The material used for the vegetable oil methylester (VOME) production was waste cooking oil collected from a local branch of the McDonalds' restaurants [7].

The main physical properties of the Biodiesel type fuel (BTF) are summarized in Tab. 1.

Two injection equipments were tested:

- injection pump type PES 5MW 55/320/RS 120403 (Bosch; plunger bore: 5.5 mm)
- injection pump type RO-PES4A90D410RS2240 (plunger bore: 9 mm)
- RO-KCA30S16 injectors with RO-DNOSD21 nozzles, opening at 13 MPa.

The injection equipment was tested on a MIRKOZ (Hungary) test rig, using a Bosch injection rate meter and an IAN 101 oscilloscope.

The tests were developed at different pump speeds (500 to 1200 rev/min) and displacements of the injection pump control rod; for the both injection pumps the speed governor was disabled.

During the tests Diesel fuel and Biodiesel-Diesel fuel mixture (50% Biodiesel – B50) were used.

The following injection characteristics were investigated:

- cyclic fuel delivery
- injection duration

Oleje używane do smażenia pożywienia cechują się ograniczonym czasem wykorzystania; czynnikami, które mają duży wpływ na to są zanieczyszczenia oraz tworzenie się kwasów tłuszczowych. Z tego powodu dobry wydaje się pomysł produkcji paliwa typu biodiesel ze zużytych olejów; dzięki temu uda się obniżyć koszty produkcji paliwa oraz rozwiązać problem recyklingu.

Analiza przeprowadzona na zużytych oraz nowych olejach roślinnych wykazała, że różnice między tymi olejami są bardzo małe. W wielu przypadkach, aby przeprowadzić końcowy proces, jakim jest transestryfikacja należy tylko podgrzać oraz przefiltrować zużyty olej [6].

Proces wtrysku paliwa do komory spalania ma ogromny wpływ na pracę silnika spalinowego. Zmiana parametrów, takich jak: czas trwania wtrysku, czas rozchodzenia się fali ciśnienia, maksymalne ciśnienie wtrysku prowadzi do zmniejszenia maksymalnego ciśnienia w cylindrze, co zmienia w znaczący sposób przebieg ciśnienia w cylindrze (wykres indykatorowy) [2].

## 2. Materiał oraz metody badań

Materiałem użytym do badań był zużyty olej roślinny metyloester (VOME), który pochodził z restauracji typu McDonalds [7].

Główne parametry fizyczne paliwa biodiesel (BTF) przedstawiono w tab. 1.

Przebadano dwa systemy wtryskowe:

- pompa wtryskowa PES 5MW 55/320/RS 120403 (Bosch; średnica tłoka 5,5 mm)
- pompa wtryskowa RO-PES4A90D410RS2240 (średnica tłoka 9 mm)
- RO-KCA30S16 wtryskiwacze z RO-DNOSD21 rozpylaczami, ciśnienie otwarcia wtryskiwacza 13 MPa.

Układ wtryskowy zamontowano w systemie MIRKOZ, który składa się z przetworników ciśnienia, przetwornika mierzącego prędkość obrotową oraz systemu wtryskowego Boscha.

Badania odbywały się przy różnych prędkościach obrotowych wału pompy wtryskowej (500–1200 obr/min). Podczas badań używano mieszaniny paliw 50/50 (50% biodiesel – B50). Analizie poddano takie parametry, jak:

- przepływ paliwa
- czas trwania wtrysku

Table 1. Physical characteristics of the fuels

Tabela 1. Parametry fizyczne paliw

Item	Test method/metoda badawcza	Fuel/paliwo			
		Diesel/ON	Used cooking oil/ zużyty olej roślinny	B100	B50
Density at/gęstość w 15°C [g/cm <sup>3</sup> ]	EN ISO 3675	0.8393	0.891	0.857	0.851
Viscosity at/lepkość w 40°C [mm <sup>2</sup> /s]	EN ISO 3104	4.9	34.0	5.7	5.2
Acid value/liczba kwasowa [mg KOH/g]	ASTM D664	0.089	2.67	0.92	0.42
Ash content/ilość popiołu [%]	SR ISO 6245:1995	0.085	0.075	0.038	0.016
Flash point/temp. zapłonu [°C]	ASTM D93	69	115	110	82
Cu strip corrosion/Cu korozyja	EN ISO 2160	1b	2e	2a	1b
Surface tension/napięcie powierzchniowe [N/m]	–	0.0281	0.0336	0.0296	0.0290

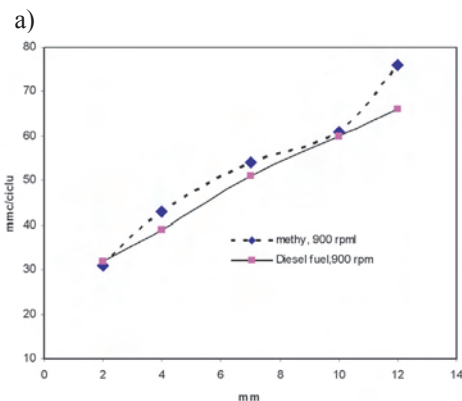
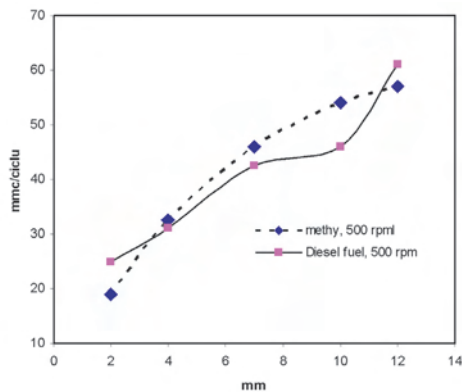
- pressure wave propagation time
- average injection rate
- peak injection pressure.

The average injection rate was defined as the ratio between the cyclic fuel delivery and the injection duration.

### 3. Research results

#### 3.1. Cyclic fuel delivery

Figure 1 presents some experimental results referring to the cyclic fuel delivery of the two injection pumps, at different speeds. The cyclic fuel delivery increases with pump speed and control rod displacement, but is affected by the type of fuel used.



a)

c)

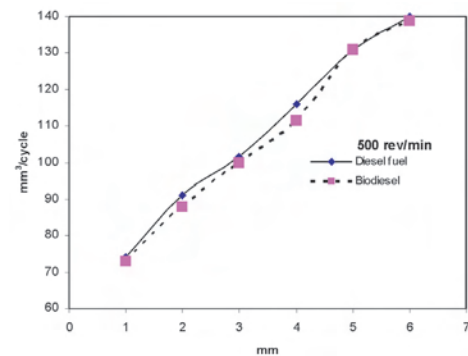
- czas rozchodzenia się fali ciśnienia
- średnia prędkość wtrysku
- maksymalne ciśnienie wtrysku.

Średnią prędkość wtrysku zdefiniowano jako stosunek wypływu objętościowego paliwa z otworów rozpylacza do czasu trwania wtrysku.

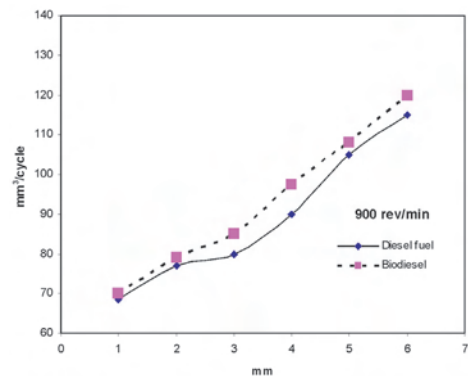
### 3. Wyniki badań

#### 3.1. Dawka paliwa przypadająca na cykl

Wyniki badań dawki paliwa przypadającej na cykl przy użyciu 2 różnych pomp wtryskowych oraz dla różnych prędkości obrotowych przedstawiono na rys. 1. Dawka



b)



d)

Fig. 1. Cyclic fuel delivery: a) Bosch injection pump, 500 rev/min, b) RO-PES injection pump, 500 rev/min, c) Bosch injection pump, 900 rev/min, d) RO-PES injection pump, 900 rev/min

Rys. 1. Przepływ paliwa: a) pompa wtryskowa Boscha, 500 obr/min, b) pompa wtryskowa RO-PES, 500 obr/min, c) pompa wtryskowa Boscha, 900 obr/min, d) pompa wtryskowa RO-PES, 900 obr/min

There is a clear tendency towards the increase of the amount of delivered fuel when B50 is used. For the Bosch injection pump this behavior is noticeable even at low pump speeds (500 rev/min), while for the RO-PES injection pump the amount of B50 delivered at 500 rev/min is lower compared to the one of Diesel fuel. As pump speed increases, both the RO-PES and the Bosch injection pump deliver higher amounts of fuel when B50 is used (Figs 1c and 1d).

#### 3.2. Injection duration

The results concerning the injection duration are shown in Fig. 2. As fuel delivery increases with the displacement of the injection pump control rod, the injection duration also

paliwa przypadająca na cykl uzależniona jest od prędkości obrotowej wału pompy wtryskowej, ustawienia nastawnika oraz użytego paliwa.

Wyraźnie uwidacznia się tendencja do zwiększania dawki paliwa przypadającej na cykl, kiedy pompa wtryskowa tłoczy paliwo B50. W przypadku pompy wtryskowej Boscha tendencja ta widoczna jest już dla prędkości 500 obr/min, natomiast dla pompy wtryskowej RO-PES i paliwa B50 wydatek przy tej samej prędkości jest zdecydowanie mniejszy w porównaniu z wynikami badania paliwa konwencjonalnego ON. Zwiększenie prędkości obrotowej wału obu pomp powoduje zwiększenie dawki paliwa przypadającej na cykl dla paliwa B50 (rys. 1c i 1d).

increases. For the RO-PES injection pump the use of the B50 fuels leads to an increased injection duration (with 2.5...18% at 500 rev/min and respectively with 5.6...11% at 900 rev/min), compared to Diesel fuel (Fig. 2b and 2d), due to the higher amount of injected fuel provided by this pump.

At low speeds, the injection duration for the Bosch injection pump decreases when fueled with B50 (Fig. 2a); at 900 rev/min the values recorded for Biodiesel are very close to the ones registered for Diesel fuel (Fig. 2c) and only for the 1200 rev/min regime the injection duration is increased with 9.7...19% when B50 is used as fuel.

The experimental results concerning the time the pressure wave needs to travel between the injection pump outlet and the injector inlet are shown in Fig. 3. For the both injection equipments the pressure wave propagation time is shorter when Biodiesel blend is used; this finding, also reported by other authors [11, 12], seems to be the effect of the higher viscosity and isentropic bulk modulus.

### 3.2. Czas trwania wtrysku paliwa

Wyniki badań dotyczące czasu trwania wtrysku paliwa przedstawiono na rys. 2. Wzrost ilości paliwa wywołany zmianą nastawnika pompy wtryskowej powoduje zwiększenie czasu trwania wtrysku. Badania na pompie RO-PES przy użyciu paliwa B50 wskazują wzrost czasu trwania wtrysku (z 2,5 do 18% przy 500 obr/min oraz 5,6 do 11% dla prędkości obrotowej 900 obr/min), w porównaniu do użytego oleju napędowego (rys. 2b i 2d), z powodu większej ilości wtryskiwanego paliwa.

Dla niskich prędkości obrotowych i pompy Boscha przy paliwie B50 czas trwania wtrysku zmniejsza się (rys. 2a). Dla prędkości obrotowej 900 obr/min zarejestrowana wartość dla paliwa biodiesel jest bardzo zbliżona do wartości paliwa konwencjonalnego – ON (rys. 2c) i tylko dla prędkości obrotowej 1200 obr/min czas wtrysku dla biodiesla wzrasta z 9,7 do 19%.

Na rysunku 3 przedstawiono wyniki badań przemieszczającej się fali ciśnienia między pompą wtryskową a wtry-

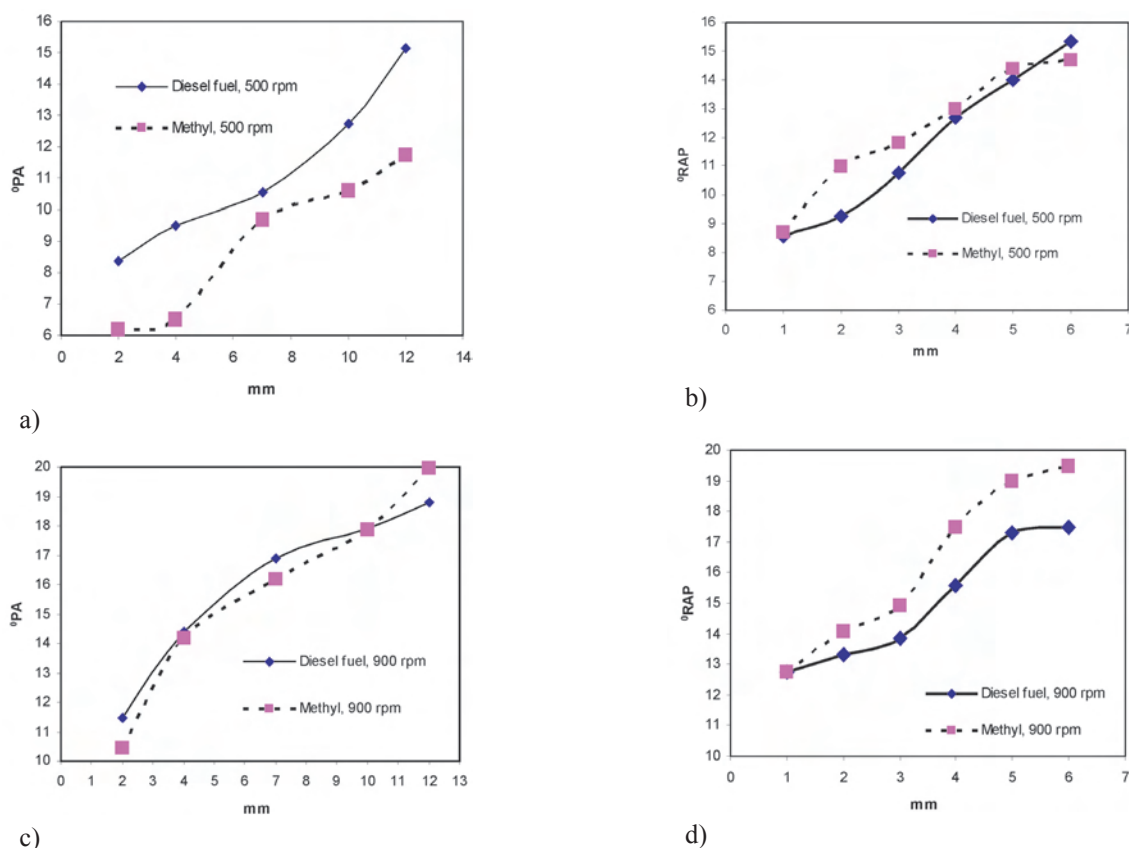


Fig. 2. Injection duration: a) Bosch injection pump, 500 rev/min, b) RO-PES injection pump, 500 rev/min, c) Bosch injection pump, 900 rev/min, d) RO-PES injection pump, 900 rev/min

Rys. 2. Czas wtrysku: a) pompa wtryskowa Boscha, 500 obr/min, b) pompa wtryskowa RO-PES, 500 obr/min, c) pompa wtryskowa Boscha, 900 obr/min, d) pompa wtryskowa RO-PES, 900 obr/min

The propagation time has decreased with 0.4...0.8° PA when the B50 was used instead of Diesel fuel. It should be mentioned that a lower pressure wave propagation time is equivalent with an earlier start of injection (injection timing advanced by 0.8...1.6° CA) and may result in higher levels of NO<sub>x</sub> emissions [3, 9, 10]. As Biodiesel type fuels were

skiwaczem. Dla obu analizowanych systemów wtryskowych przy zasilaniu paliwem typu biodiesel czas rozchodzenia się fali ciśnienia zmniejszył się; efekt ten można wytłumaczyć większą lepkością oraz modułem Helmholtza – izentropowego współczynnika sprężystości objętościowej, który przybiera mniejszą wartość dla oleju napędowego [11, 12].

reported to have a shorter ignition delay compared to Diesel fuel [1, 8], the cumulative effect of the lower propagation time and shorter ignition delay is expected to induce an

Czas rozchodzenia się wtrysku zmniejszył się z 0,4 do 0,8° OWP dla paliwa B50 w porównaniu do oleju napędowego. Niskie ciśnienie w układzie wtryskowym powoduje, że

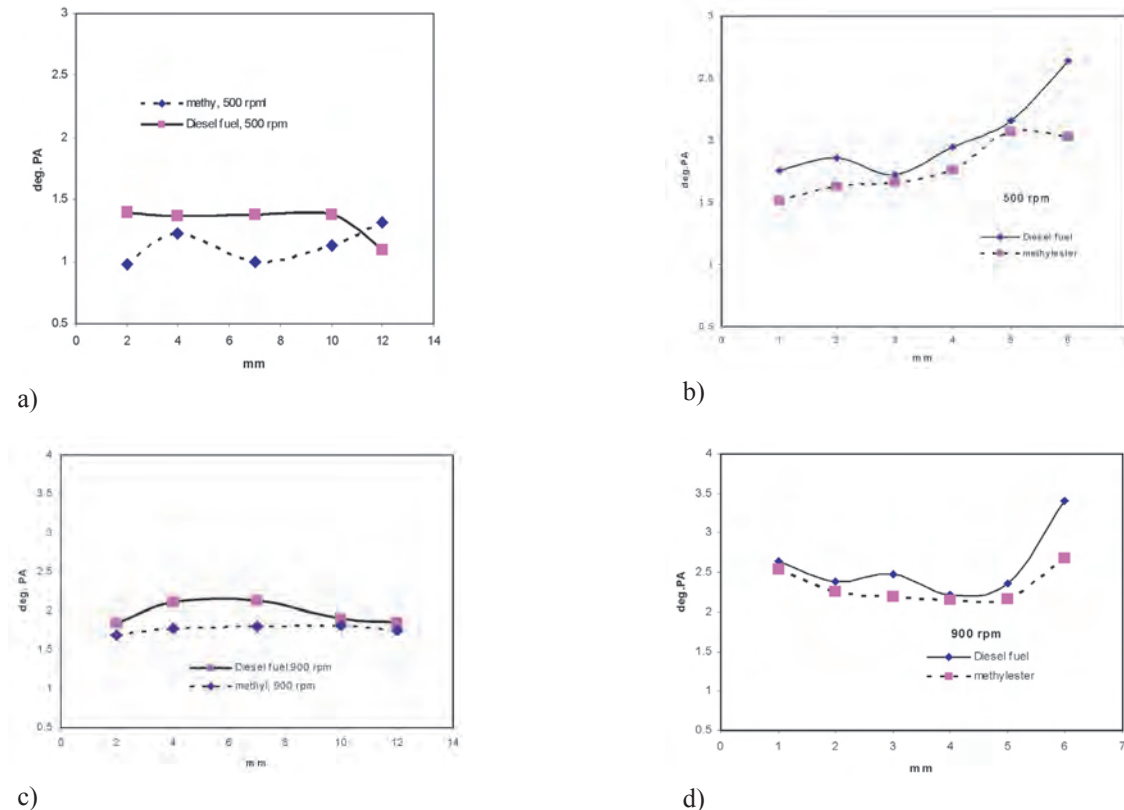


Fig. 3. Pressure wave propagation time: a) Bosch injection pump, 500 rev/min, b) RO-PES injection pump, 500 rev/min, c) Bosch injection pump, 900 rev/min, d) RO-PES injection pump, 900 rev/min

Rys. 3. Czas rozchodzenia się fali ciśnienia: a) pompa wtryskowa Boscha, 500 obr/min, b) pompa wtryskowa RO-PES, 500 obr/min, c) pompa wtryskowa Boscha, 900 obr/min, d) pompa wtryskowa RO-PES, 900 obr/min

overall advance of the start of combustion that could reach 1.8...2° CA. As a result the NO<sub>x</sub> emissions will be significantly affected, unless adjustments of the injection timing are made.

### 3.3. Average injection rate

The higher cyclic fuel delivery of the RO-PES pump has conducted to the achievement of higher average injection rates compared to the Bosch injection pump (Fig. 4); increasing the pump speed has led to lower average injection rates because of the higher injection duration.

For the Bosch injection pump the average injection rates achieved by the B50 fuel are higher than the ones recorded for Diesel fuel (Fig. 4a and 4c); the most significant differences are recorded at low pump speeds (17...53% increase at 500 rev/min, respectively 8...12% increase at 900 rev/min); this behavior shows that the lower injection duration recorded for B50 has a more significant effect than the higher cyclic fuel delivery.

The RO-PES injection pump recorded lower average injection rates for B50 compared to Diesel fuel (6...18% decrease at 500 rev/min and 0...6.4% decrease at 900 rev/min); the higher injection duration obtained for the Biodiesel fuel explains this behavior.

początek wtrysku paliwa występuje szybciej (czas wtrysku wzrósł z 0,8 do 1,6° OVK) i może zwiększyć emisję NO<sub>x</sub> [3, 9, 10].

Paliwo typu biodiesel charakteryzuje się krótszą zwłoką samozapłonu w porównaniu do oleju napędowego [1, 8], zestawienie tych dwóch efektów: krótszą zwłoką samozapłonu i krótszym czasem rozprzestrzeniania się powoduje korzyść z tytułu osiągnięcia zapoczątkowania spalania w 1,8 do 2° obrotu wału korbowego. W wyniku tych zmian może ulec zmianie także emisja NO<sub>x</sub> wtedy, gdy nie będzie zmieniony czas wtrysku paliwa.

### 3.3. Średnia prędkość wtrysku paliwa

Wyższy stopień pompowania paliwa dla pompy RO-PES spowodował osiągnięcie wyższej średniej prędkości wtrysku w porównaniu do pompy wtryskowej typu Bosch (rys. 4). Zwiększenie prędkości pompowania prowadzi do zmniejszenia średniej prędkości wtrysku paliwa, co spowodowane jest dłuższym czasem trwania wtrysku.

Badania wykonane na pompie wtryskowej Boscha wykazały, że średnia prędkość wtrysku paliwa jest większa dla paliwa typu B50 niż dla oleju napędowego (rys. 4a, c).

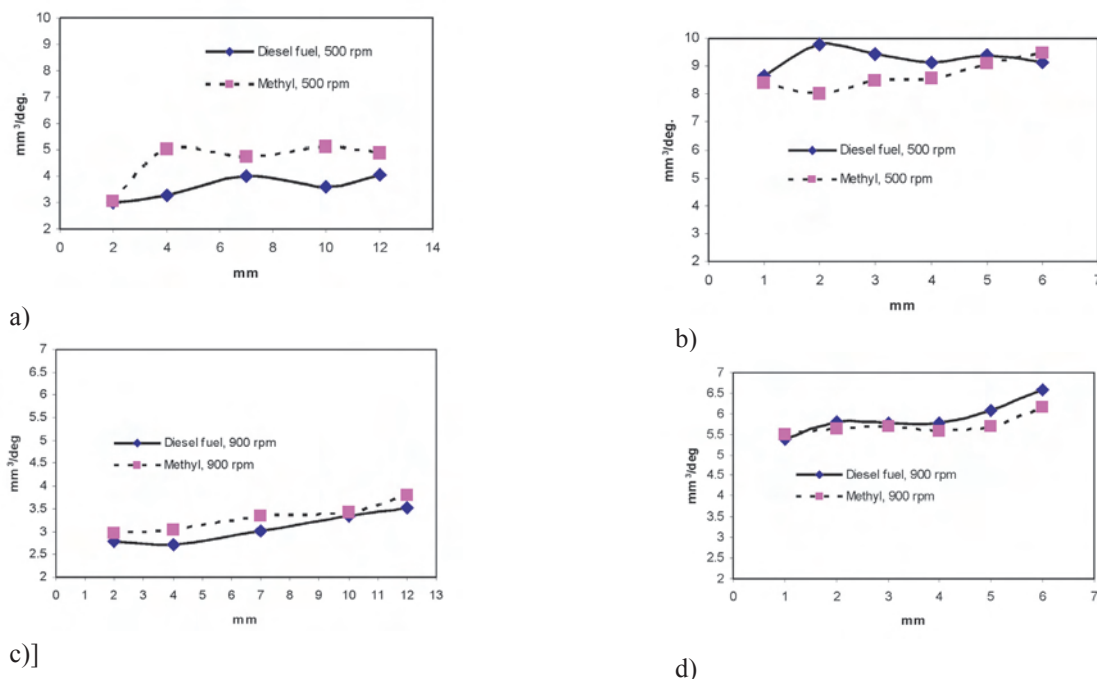


Fig. 4. Average injection rate: a) Bosch injection pump, 500 rev/min, b) RO-PES injection pump, 500 rev/min, c) Bosch injection pump, 900 rev/min, d) RO-PES injection pump, 900 rev/min

Rys. 4. Średnia prędkość wtrysku paliwa: a) pompa wtryskowa Boscha, 500 obr/min, b) pompa wtryskowa RO-PES, 500 obr/min, c) pompa wtryskowa Boscha, 900 obr/min, d) pompa wtryskowa RO-PES, 900 obr/min

### 3.4. Peak injection pressure

The experiments show that the RO-PES pump achieves higher peak injection pressures than the Bosch pump. From Figure 5 it is obvious that the use of methylester leads to higher injection pressures, due to the higher viscosity of B50. The pressure increased with 1...4 MPa bar for the Bosch injection pump (Fig. 5a and 5c) and with 4...6.5 MPa for the RO-PES injection pump (Fig. 5b and 5d), depending upon pump speed and position of the control rod.

For the RO-PES pump significantly increased peak injection pressures were recorded at low speeds, while for the Bosch pump this behavior was displayed mainly at high speeds.

### 4. Discussion

The use of the B50 Biodiesel blend affects the cyclic fuel delivery increasing the amount of injected fuel; the slightly higher viscosity of Biodiesel diminishes fuel loss through the gap between the piston and pump cylinder, thus increasing the quantity of delivered fuel.

The injection duration decreased when the Bosch injection pump was fueled with B50, but was prolonged for the RO-PES injection pump. This latter behavior could be explained taking into account the fuel delivery correction device mounted on the exhaust valve: due to the higher viscosity of the B50 fuel, higher hydraulic forces are acting upon the valve, thus increasing the lifting height; as a result a larger amount of fuel is needed to compensate the volume dislocated by the correction device and injection duration is increased. For the Bosch injection pump (with smaller plunger bore), the increased bulk modulus of the B50 fuel

causes large changes in values registered at high pump speeds (from 17 to 53% increase at 500 rpm and from 8 to 12% increase at 900 rpm). It indicates that the shorter injection duration for B50 fuel has a greater influence on the average injection rate than a larger fuel dose for injection (pump adjustment – case study).

Research conducted on the RO-PES injection pump showed that the average injection rate of fuel is lower for B50 fuel than for engine oil (from 6 to 18% decrease at 500 rpm, and from 0 to 6.4% decrease at 900 rpm). This is explained by the longer injection duration occurring when using B50 fuel.

### 3.4. Maximum injection pressure

Research results showed that for the RO-PES injection pump the maximum injection pressure is higher than for the Bosch pump. Using B50 fuel causes an increase in injection pressure, which is related to the increased viscosity (B50, Fig. 5). The pressure increased by 1 to 4 MPa for the Bosch injection pump (Fig. 5a, c) and by 4 to 6.5 MPa for the RO-PES injection pump (Fig. 5b, d).

For the RO-PES injection pump the maximum injection pressure significantly increased at low speeds, while for the Bosch pump this behavior was displayed mainly at high speeds.

### 4. Summary of research results

Using B50 fuel (biopaliwo) prevents the increase of injected fuel to the combustion chamber. The lower viscosity of biopaliwo reduces losses, which can occur

has a more significant effect than the action of the correction device leading to decreased injection duration.

między tłokiem a cylindrem, co prowadzi do zwiększenia jakości dostarczanego paliwa.

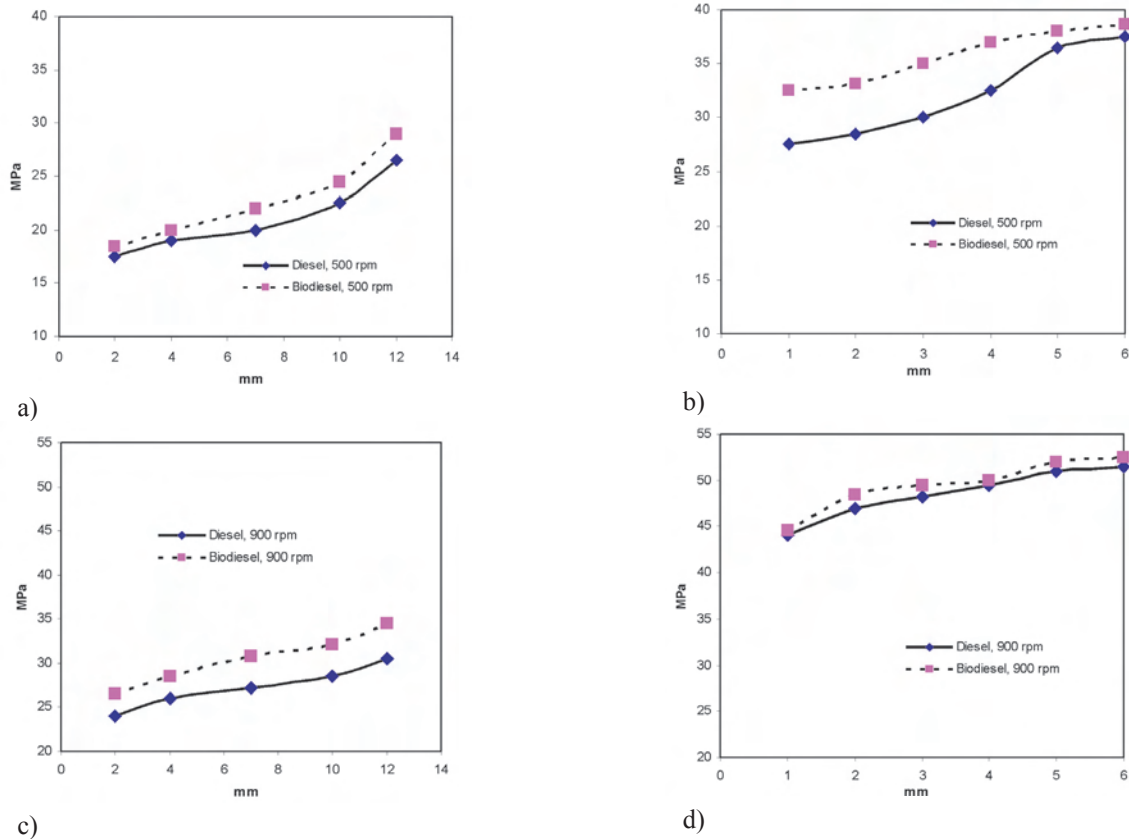


Fig. 5. Peak injection pressure: a) Bosch injection pump, 500 rev/min, b) RO-PES injection pump, 500 rev/min, c) Bosch injection pump, 900 rev/min, d) RO-PES injection pump, 900 rev/min

Rys. 5. Maksymalne ciśnienie wtrysku: a) pompa wtryskowa Boscha, 500 obr/min, b) pompa wtryskowa RO-PES, 500 obr/min, c) pompa wtryskowa Boscha, 900 obr/min, d) pompa wtryskowa RO-PES, 900 obr/min

The average injection rate is higher for the RO-PES injection pump because it has to deliver a higher amount of fuel, while the injection duration is roughly the same time for the both injection systems. The lower injection duration recorded for the Bosch injection pump led to higher average injection rates for this injection pump compared to the RO-PES pump.

The higher viscosity and isentropic bulk modulus of the B50 fuel lead to shorter delays in the pressure wave transmission time and to higher peak injection pressures. The shorter propagation time for the pressure wave and the shorter ignition delay which is usually associated with the Biodiesel type fuels are expected to induce an earlier start of the combustion process. In the meantime, higher peak injection pressures are expected to counteract the negative effect of the viscosity over the fuel spray characteristics. For the Bosch injection pump the higher average injection rates could also improve the fuel spray characteristics.

## 5. Conclusions

1. A Biodiesel type fuel (50% methyl ester + 50% Diesel fuel – B50) was used in order to fuel two injection systems.
2. The two injection systems were equipped with different size in line injection pumps.

Czas wtrysku paliwa przy użyciu pompy Boscha zmniejsza się, gdy badania są wykonywane przy użyciu paliwa B50, a zwiększa się przy stosowaniu pompy wtryskowej RO-PES. Można to wytłumaczyć, uwzględniając korekcję podawania paliwa. Z powodu większej lepkości i powstawania dużej siły hydraulicznej dla B50 większa ilość paliwa jest wymagana do skompensowania przemieszczania się objętości korekcja dawki.

Średnia prędkość wtrysku dla pompy RO-PES jest większa, ponieważ dostarcza większą ilość paliwa, podczas gdy czas trwania wtrysku w obu systemach jest porównywalny. Krótszy czas trwania wtrysku zarejestrowany dla pompy typu Bosch powodował zwiększenie średniej prędkości wtrysku w porównaniu z pompą wtryskową typu RO-PES.

Większa lepkość oraz izentropowy współczynnik sprężystości objętościowej paliwa B50 skracają opóźnienie przepływu fal ciśnienia i podwyższają maksymalne ciśnienia wtrysku. Oczekuje się, że krótszy czas rozchodzenia się fal ciśnienia oraz krótszy czas opóźnienia zapłonu przyspieszą procesy spalania. Jednocześnie wyższe maksymalne ciśnienia wtrysku mają przeciwdziałać negatywnemu wpływowi lepkości paliwa na charakterystykę strugi paliwa. W przypadku pompy wtryskowej Boscha, większa średnia prędkość wtrysku może także poprawić charakterystykę strugi paliwa.

3. The injection characteristics (cyclic fuel delivery, injection duration, average injection rate, pressure wave propagation time and peak injection pressure) were measured.
4. Injection characteristics were affected by the use of the B50 fuel, due to its higher viscosity and isentropic bulk modulus.
5. The fuel delivery correction devices mounted on the RO-PES pump exhaust valve produced longer injections compared to the Bosch injection pump; the average injection rate was consequently affected.

Artykuł recenzowany

### Nomenclature/oznaczenia

B100 pure methyl ester/*czysty ester metylowy*  
 B50 50% methylester + 50% Diesel fuel/*50% biopaliwo + 50% olej napędowy*

### 5. Wnioski

1. Do zasilania dwóch systemów wtrysku użyto biopaliwo typu B50 (50% estru metylowego + 50% oleju napędowego).
2. Obydwa systemy wtrysku były wyposażone w różnej wielkości pompy wtrysku.
3. Wyznaczono charakterystykę wtrysku (częstość podawania dawki paliwa, czas wtrysku, średnią prędkość wtrysku, czas rozchodzenia się fal ciśnienia i maksymalne ciśnienie wtrysku).
4. Na charakterystykę wtrysku wpłynęło zastosowanie paliwa typu B50 charakteryzujące się większą lepkością i izentropowym współczynnikiem sprężystości objętościowej paliwa.
5. Urządzenie do korekcji dawki paliwa zamontowane w pompie wtryskowej RO-PES wydłużyło czas wtrysku w porównaniu do pompy wtryskowej Boscha, a to w konsekwencji wpłynęło na średnią prędkość wtrysku paliwa.

CA crankshaft rotation angle/*kąt obrotu wału*  
 PA injection pump shaft rotation angle/*kąt obrotu wału pompy wtryskowej*  
 VOME vegetable oil methylester/*olej roślinny metyloester*

### Bibliography/Literatura

- [1] Canakci M., Van Gerpen J.H.: Comparison of Engine Performance and Emissions for Petroleum Diesel Fuel, Yellow Grease Biodiesel, and Soybean Oil Biodiesel. Presented as Paper No. 016050 at the 2001 ASAE Annual International Meeting, Sacramento, California, USA, July 30-August 1, 2001.
- [2] Heywood J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Book Co., New York 1988.
- [3] Monyem A., Van Gerpen J.H., Canakci M.: The effect of timing and oxidation on emissions from biodiesel fueled engines. Transactions of ASAE, 44(1), 2001, pp. 35-42.
- [4] Prankl H., Wörgetter M.: Standardization of Biodiesel. Sectorial Report "Biodiesel" of NTB-nett Phase II. Report of the Federal Institute of Agricultural Engineering, Wieselburg, Austria 1997.
- [5] Prankl H., Wörgetter M.: The introduction of biodiesel as blending component to Diesel fuel in Austria. Final Report of NTB-nett Phase IV. Report of the Federal Institute of Agricultural Engineering, Wieselburg, Austria 2000.
- [6] Rice B., Frohlich A., Leonard R.: Bio-diesel Production based on Waste Cooking Oil: Promotion of the Establishment of an Industry in Ireland. ALTENER Contract no. XVII/4.1030/AL/77/95/IRL. Agriculture and Food Development Authority, Ireland 1997.
- [7] Rosca R., Rakosi E., Niculaua M.: Biodiesel for I.C. Diesel Engines from Waste Cooking Oil. Proceedings of the 33rd International Symposium on Agricultural Engineering, Opatija, Croatia 2005, pp. 47-54.
- [8] Ryan T. W.: Correlation of physical and chemical ignition delay to cetane number. SAE Technical Paper Series 852103, 1985.
- [9] Senatore A., Cardone M.: A Comparative Analysis of Combustion Process in D.I. Diesel Engine Fueled with Biodiesel and Diesel Fuel. SAE Technical Papers Series 2000-01-0691, 2000.
- [10] Tat M.E.: Investigation of oxides of nitrogen emissions from biodiesel-fueled engines. A dissertation submitted to the graduate faculty in partial fulfillment of the requirements for the degree of doctor of philosophy, Iowa State University 2003.
- [11] Tat M.E., Van Gerpen J.H.: Measurement of biodiesel speed of sound and its impact on injection timing – final report. NREL/SR-510-31462, 2003.
- [12] Yamane K., Ueta A., Shimamoto Y.: Influence of physical and chemical properties of biodiesel fuel on injection, combustion and exhaust emission characteristics in a DI-CI engine. Proceedings of the 5th International Symposium COMODIA, July 1-4, Nagoya 2001, pp. 402-409.
- [13] Zhang Y., Dube M.A., McLean D.D., Kates M.: Biodiesel production from waste cooking oil: 1. Process design and technological assessment. Bioresource Technology, 89, 2003, pp. 1-16.
- [14] Directive 2003/30/EC of the European Parliament and of the Council. Official Journal of the European Union L123, 2003, pp. 42-46.

Mr. Rosca Radu, DEng. – Assoc. professor in the Faculty of Horticulture at the University of Agricultural Sciences Iasi, Romania.

*Dr inż. Rosca Radu – profesor na Wydziale Ogrodnictwa Uniwersytetu Nauk Rolniczych Iasi, Rumunia.*



Mr. Rakosi Edward, DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Technical University Iasi, Romania.

*Dr inż. Rakosi Edward – profesor na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Technicznego Iasi, Rumunia.*



## Selected aspects of environmentally oriented disassembly modeling of combustion engines

*The examinations of a product life cycle constitute a starting point in their design and improvement. The received results of environmental analysis carried out on a combustion engine showed both improving works on the problem of the selection of structural materials and the process of a disassembly of an end of life combustion engine. Generating a model of this process allowed a constant optimization of the environment related recycling processes for which the basic process is a disassembly. The optimization of the disassembly process of an end of life combustion engine led to an increase in the level of the recovery and recycling from the vehicle. At the same time environmental benefits had a positive effect on the values of the economic indexes prepared for the recycling processes of end of life technological objects.*

Key words: combustion engine, LCA, disassembly

### Wybrane aspekty próśrodowiskowego modelowania demontażu silników spalinowych

*Prowadzone badania cyklu życia obiektów technicznych stanowią punkt wyjścia podczas ich projektowania i doskonalenia. Otrzymane wyniki przeprowadzonej analizy ekobilansowej silnika spalinowego wskazały, że celowe jest prowadzenie i doskonalenie prac nad zagadnieniem doboru materiałów konstrukcyjnych i procesu demontażu silnika spalinowego wycofanego z eksploatacji. Zamodelowanie tego procesu pozwoliło na ciągle optymalizowanie pod względem środowiskowym procesów recyklingu, w których podstawą jest demontaż. Optymalizacja procesu demontażu silnika wycofanego z eksploatacji doprowadziła do wzrostu poziomu odzysku i recyklingu w odniesieniu do pojedynczego samochodu wycofanego z eksploatacji. Jednocześnie korzyści środowiskowe pozytywnie wpłynęły na wzrost wskaźnika ekonomicznego przeprowadzonego procesu zagospodarowywania wycofanych z eksploatacji obiektów technicznych.*

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, LCA, demontaż

#### 1. Introduction

Technological objects such as combustion engines are commonly seen as a basic source of pollution released to the environment. The attempts to improve such a perception were limited to the reduction of the emissions from this source. The reason for environment degradation caused by combustion engines are, however, more complex. They are not limited to the consequences of the combustion process but they are also related to the production processes and the use of natural resources in the production of combustion engines. The period of engine use itself with the noise emission, repairs and change of consumables adds to the degradation of the environment. The last stage of the engine life cycle i.e. its withdrawal from operation has a significant influence on the degradation of the natural environment. An appropriate recycling of the end of life engines may significantly reduce their adverse effects on the environment. Taking all the above aspects into account requires the application of an extended life cycle, that includes the influence of the technological objects such as combustion engines on the natural environment through the individual stages of their existence i.e. design, production, operation, recycling. Only such a complex approach to the existence of combustion engines leads to a reduction of the environmental impact generated by combustion engines.

#### 1. Wprowadzenie

Obiekty techniczne w postaci silników spalinowych są powszechnie postrzegane jako podstawowe źródło zanieczyszczeń emitowanych do środowiska. Poprawa ich wizerunku ograniczała się jedynie do zmniejszenia ilości emitowanych spalin do środowiska. Natomiast przyczyny degradacji środowiska wywołane funkcjonowaniem silników spalinowych są jednak bardziej złożone. Nie ograniczają się one tylko do konsekwencji procesu spalania, ale wiążą się również z wykorzystaniem w procesie produkcji silników zasobów naturalnych i procesów wytwórczych, które także oddziałują na środowisko. Również proces eksploatacji silników spalinowych, podczas którego emitowany jest hałas, dokonywane są naprawy i wymiany płynów eksploatacyjnych, przyczynia się do degradacji środowiska. Ostatni etap cyklu życia silnika, czyli jego wycofanie z eksploatacji ma istotny wpływ na degradację środowiska naturalnego. Poprawne przeprowadzenie procesu zagospodarowania silników wycofanych z eksploatacji w znaczący sposób może zmniejszyć jego zły wpływ na środowisko. Uwzględnienie wszystkich tych aspektów wymaga stosowania rozszerzonego cyklu życia, który uwzględnia wpływ obiektów technicznych, jakimi są silniki spalinowe, na środowisko poprzez poszczególne fazy istnienia tego obiektu, tj. projektowanie, wytwarzanie, eksploatację i wycofanie z eksploatacji. Tylko takie kompleksowe podejście do silników spalinowych prowadzi do

## 2. LCA method

For the evaluation of the environmental impact related to all the stages of a life cycle of a technological object such as a combustion engine we can use the life cycle assessment method (LCA). The LCA method, even though it is not the only technique of environmental management has a multitude of positive features [1]:

- 1) It includes the whole life cycle of a product: „from birth till death” – no stage in the life cycle is omitted,
- 2) It considers all the ecosystems and their elements which enables a full assessment of the product impact on the environment,
- 3) On one hand it normalizes data related to the amounts of materials and energy and on the other hand it normalizes pollution (emission to the atmosphere, water soil) and waste within individual functional units,
- 4) It has become a basis and a universal technique for the assessment of the influence of products, processes or services on the environment.

## 3. Environmental analysis of a combustion engine

The basic aim of the environmental analysis of a combustion engine is its assessment in terms of its environmental optimization particularly with respect to the environmental consequences of the engine recycling as the last stage of the life cycle of a technological object. The environmental analysis has been performed according to the assumptions of the LCA method and the results have been expressed in environmental points (Pt). Positive values of the environmental points denote a negative impact on the environment and the negative values denotes environmental benefits.

Four combustion engines with their subassemblies have undergone an environmental analysis:

- SSM engine capacity 796 ccm
- SSP engine capacity 1398 ccm
- SSL engine capacity 1598 ccm
- SSN engine capacity 1998 ccm.

In order to depict the environmental analysis we performed an analysis of the SSL engine. The first stage of this analysis was the determination of the level of influence of the engine production process on the environment. Individual quantities of the interactions of the production process on the environment, divided into three categories, have been shown in Fig. 1.

For further analysis of the SSL engine environmental interactions a group of components GE has been selected.

zmniejszenia i ograniczenia oddziaływań środowiskowych generowanych przez silniki spalinowe.

## 2. Metoda LCA

Do oceny oddziaływań środowiskowych związanych z wszystkimi fazami cyklu życia obiektu technicznego jakim jest silnik spalinowy można wykorzystać metodę oceny cyklu życia LCA (*life cycle assessment*). Metoda LCA, pomimo iż nie jest jedyną techniką zarządzania środowiskowego, ma wiele charakterystycznych cech, które decydują o jej zaletach. Do tych cech można zaliczyć [1]:

- 1) obejmuje cały cykl życia wyrobu: „od narodzin do śmierci”, przez co nie zostaje pominięty żaden etap istnienia wyrobu,
- 2) uwzględnia wszystkie ekosystemy i ich elementy, dzięki czemu możliwa jest pełna ocena wpływu wyrobu na środowisko,
- 3) normalizuje z jednej strony dane dotyczące ilości wprowadzanych materiałów i energii, a z drugiej – powstanie zanieczyszczeń (emisja do powietrza, wody i gleby) oraz odpadów w ramach poszczególnych jednostek funkcjonalnych,
- 4) stała się podstawową i uniwersalną techniką oceny wpływu wyrobów, procesów lub usług na środowisko.

## 3. Analiza środowiskowa silnika spalinowego

Podstawowym celem analizy środowiskowej silnika spalinowego jest jego ocena pod kątem ewentualnej optymalizacji środowiskowej, ze szczególnym uwzględnieniem konsekwencji środowiskowych procesu zagospodarowywania wycofanych z eksploatacji silników, jako ostatniego etapu cyklu życia obiektów technicznych. Analizę środowiskową przeprowadzono zgodnie z założeniami metody LCA, a wyniki analizy wyrażono w punktach środowiskowych (Pt). Dodatkowo wartości punktów środowiskowych określają negatywny wpływ na środowisko, natomiast wartości ujemne oznaczają korzyści środowiskowe.

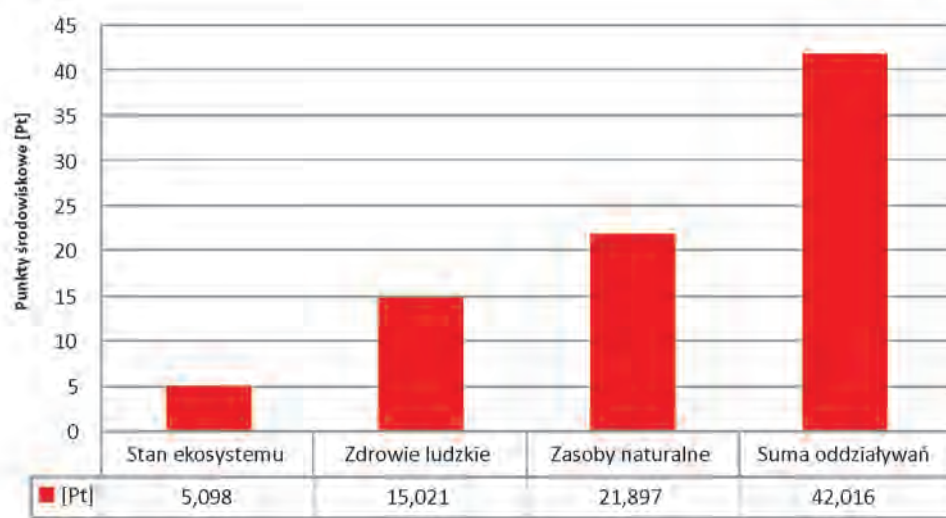


Fig. 1. Environmental influence of an SSL engine production taking into account the three categories of interactions

Rys. 1. Środowiskowy wpływ procesu wytworzenia silnika SSL z uwzględnieniem trzech kategorii oddziaływań

To this group the following components have been assigned: cylinder head, engine block, pistons, crankshaft, flywheel, starter motor, alternator, wire harnesses, oil pump, coolant pump. The production of the elements of this group generates an interaction of 29.431 Pt, which constitutes 75% of the total interactions on the environment related to the production of the whole SSL engine. The comparison of the above relations has been shown in Fig. 2.

The influence of individual raw materials on the environment also takes place at the stage of engine waste management when end of life. Such a generated waste must be recycled safely for the people and in an environment friendly way. Such a waste management should mean a maximum use of the components and consumables that come from that particular engine, very limited use in the energy recovery and an occasional disposal at a disposal site. In relation to waste management we may divide it into recycling and neutralization.

The process of neutralization consists in a safe management of the waste that cannot be reused. The waste undergoes a process of biological, physical and chemical transformations in order to ensure a condition when it does not pose any threat for the people and the environment. In the case of used up engines the process of neutralization does not take place as the produced waste can be reused or processed. The process that takes place here is the process of recovery.

Recovery as per the definition contained in the Waste Management Act, determines all the actions that are safe for the people and the environment leading to a use of the waste in part or as a whole or the recovery of the substances materials or energy from that waste [2]. According to this definition the recovery can be divided into two basic forms, i.e. recycling and energy recovery (Fig. 3).

The comparative analysis of recovery and waste disposal at the disposal site in relation to the end of life SSL engine shows that the process of recovery leads to certain environmental benefits and the disposal has a negative impact on the environment. The obtained results during disposal and recovery divided into individual groups have been shown in Fig. 4.

The largest environmental benefits on the level of -14.182 Pt and -12.948 Pt have been obtained after recovery of non ferrous and ferrous junk metals. The recovery of the outstanding materials led to environmental benefits of -0.781 Pt. The recovery of individual materials from an end of life engine is a source of environmental benefits on the level of -27.948 Pt, while disposal of these materials has a negative impact on the environment on the level of 0.898 Pt.

A prerequisite for obtaining such large environmental benefits is a proper realization of the recovery process of the end of life engines and such a proper realization of this process requires a process of disassembly.

Disassembly means that a given product or its sub-assemblies is disintegrated to pieces and its purpose may be a replacement of a faulty component or a recovery of valuable components and materials from elements assigned for recycling or a retrieval of environmentally dangerous materials [3].

Analizie środowiskowej poddano cztery silniki spalinowe z osprzętem, oznaczone:

- SSM jednostka o pojemności 796 ccm
- SSP jednostka o pojemności 1398 ccm
- SSL jednostka o pojemności 1598 ccm
- SSN jednostka o pojemności 1998 ccm.

W celu zobrazowania analizy środowiskowej przeprowadzimy analizę jednostki SSL. Pierwszym etapem analizy środowiskowej było wyznaczenie poziomu wpływu na środowisko procesu wytworzenia tego silnika. Poszczególne wielkości oddziaływać procesu produkcyjnego na środowisko, z podziałem na trzy kategorie, przedstawiono na rys. 1.

Do dalszej analizy oddziaływań na środowisko z silnika SSL wybrano grupę elementów oznaczoną GE. Do grupy tej przypisano następujące elementy: głowica, blok silnika, łożki, wał korbowy, koło zamachowe, rozrusznik, alternator, wiązkę przewodów elektrycznych, pompę oleju, pompę wody. Wytworzenie elementów tej grupy generuje oddziaływanie wysokości 29,431 Pt, co stanowi 75% sumy oddziaływań na środowisko związanej z wytworzeniem całej jednostki SSL. Porównanie ww. zależności przedstawiono na rys. 2.

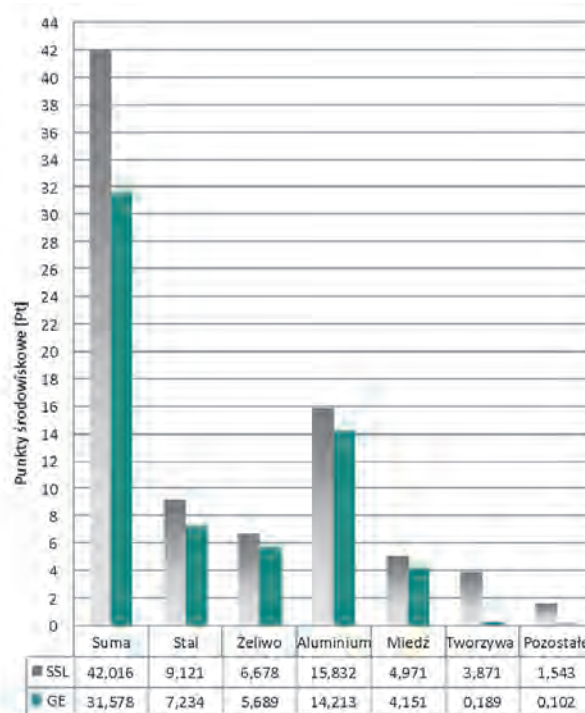


Fig. 2. Interactions of materials used in the group components GE with regard to generated burdens on the background of total results

Rys. 2. Oddziaływanie materiałów użytych w grupie elementów GE pod względem generowanych obciążeń na tle danych sumarycznych

Wpływ poszczególnych materiałów na środowisko występuje również na etapie zagospodarowywania silnika wycofanego z eksploatacji. Powstały odpad, w postaci silnika wycofanego z eksploatacji, należy zagospodarować w sposób bezpieczny i przyjazny dla życia i zdrowia ludzi oraz

#### 4. Disassembly modeling

In the here considerations it was assumed that in order to achieve an environmental goal i.e. recovery of components and materials from an end of life engine the process of disassembly is necessary that consists in specifically described disassembly operations of individual elements from that engine.

The structure of the process of the engine disassembly we will present through a graph where each operation is reflected in a graph link (arch). The components to be recovered and those already recovered are reflected as vertexes of this graph. The notation of this graph is as follows [4–6]:

$$G = \langle W, O, R \rangle \quad (1)$$

where:  $W$  – set of graph vertexes (components)  $G$ ,  $O$  – set of graph links (disassembly operations)  $G$ ,  $R$  – three-link relation, construed as a subset of the Cartesian product  $W \times O \times W$ .

In order to avoid ambiguity of further considerations we will assume the following notation of the vertexes and links in graph  $G$ :

$$W = \{w(i) \equiv i : i = 1, 2, \dots, I\} \quad i = \{1, 2, \dots, i, j, \dots, I\} \quad (2)$$

$$O = \{o(k) : w(i), w(j) \in W, w(i) \neq w(j), i, j \in I\} \quad (3)$$

from the above it results that the disassembly process under consideration has  $I$  graph vertexes and  $K$  graph links.

The  $R$  representation is performed by the Cartesian product  $W \times O \times W$  on the set  $\{0, 1\}$  [5]:

$$R: W \times O \times W \rightarrow \{0, 1\} \quad (4)$$

A randomly selected ternary  $(w(i), o(k), w(j)) \in W \times O \times W$ , so that  $R(w(i), o(k), w(j)) = 1$  we interpret as follows: arch  $o(k)$  joining vertex  $w(i)$  with vertex  $w(j)$ ,  $w(i) \neq w(j)$  or arch  $o(k)$  falls between vertexes  $w(i)$  and  $w(j)$ . A randomly selected ternary  $(w(i), o(k), w(j)) \in W \times O \times W$  so that  $R(w(i), o(k), w(j)) = 0$  we interpret as follows: arch  $o(k)$  does not join vertex  $w(i)$  with vertex  $w(j)$ ,  $w(i) \neq w(j)$  or arch  $o(k)$  does not fall between vertexes  $w(i)$  and  $w(j)$ .

In the engine disassembly process we require an order of the performed operations resulting from the design of this engine and the assumed technique of its disassembly. That is why for the description of this feature we use a directed graph being asymmetric and acyclic in the sense of [4, 5].

In the realization of the component and material recovery from an end of life engine we need to define the quantitative characteristics for the elements of the structure of the disassembly process. That is why the recovery of the components and materials for an engine we define as an ordered ternary [4–6]:

$$S = \langle G, F_w, F_o \rangle \quad (5)$$

where:  $G$  – graph representing the structure of the disassembly process of an end of life vehicle,  $F_w$  – a set of functions determined on the set of vertexes of graph  $G$ .

środowiska naturalnego. Zagospodarowanie to ma polegać na maksymalnym wykorzystaniu pochodzących z tego silnika elementów i materiałów w eksploatacji i przemyśle, bardzo ograniczonym wykorzystaniu w energetyce oraz sporadycznym składowaniu pozostałości na składowisku odpadów. W odniesieniu do odpadów mamy do czynienia z odzyskiem oraz z unieszkodliwianiem.

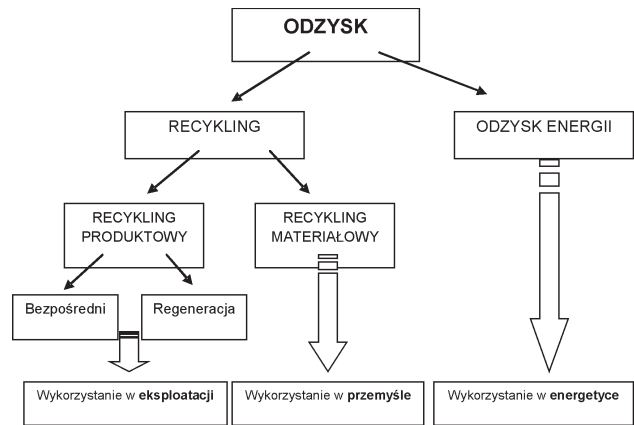


Fig. 3. Ways of recovery

Rys. 3. Formy odzysku

Proces unieszkodliwiania polega na bezpiecznym dla środowiska zagospodarowaniu odpadów, których nie można ponownie wykorzystać. Odpady są poddawane procesom przekształceń biologicznych, fizycznych lub chemicznych, w celu doprowadzenia ich do stanu, w którym nie stwarzają zagrożenia dla życia, zdrowia ludzi lub środowiska. W przypadku wyeksploatowanych silników proces unieszkodliwiania nie znajduje zastosowania, ponieważ wygenerowane odpady można ponownie wykorzystać lub przetworzyć. Znajduje natomiast zastosowanie proces odzysku.

Odzysk, zgodnie z definicją zawartą w ustawie o odpadach, określa wszelkie działania niestwarzające zagrożenia dla życia, zdrowia ludzi lub dla środowiska, prowadzące do wykorzystania odpadów w całości lub w części, albo do odzyskania z odpadów substancji, materiałów bądź energii i ich wykorzystania [2]. Zgodnie z tą definicją odzysk można podzielić na dwie podstawowe formy, tj. recykling i odzysk energii (rys. 3).

Analiza porównawcza odzysku i składowania odpadów na składowisku odpadów w odniesieniu do wycofanego z eksploatacji silnika SSL pokazuje, że proces odzysku prowadzi do uzyskania korzyści środowiskowych, a składowanie wpływa negatywnie na środowisko. Uzyskane wyniki podczas odzysku i składowania z podziałem na poszczególne grupy materiałowe przedstawiono na rys. 4.

Największe korzyści środowiskowe na poziomie –14,182 Pt i –12,948 Pt uzyskano po przeprowadzeniu procesu odzysku złomu metali nieżelaznych i żelaznych. Natomiast odzysk pozostałych materiałów doprowadził do uzyskania korzyści środowiskowych na poziomie –0,781 Pt. Odzyskanie poszczególnych materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji jest źródłem korzyści środowiskowych na pozio-

$$F_W = \{\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_u\} \quad u = 1, 2, \dots, U \quad (6)$$

U – number of representations determined on the set of graph vertexes G, FO – a set of functions determined on the set of graph G links.

$$F_O = \{\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_z\} \quad z = 1, 2, \dots, Z \quad (7)$$

Z – number of representations determined on the set of graph G links.

In the component and material recovery under consideration graph G is a bipartite and complete one which means that the set of vertexes W can be divided into two disjoint subsets: set of components to be recovered EO and set of components and materials recovered OEM. We assume that:

$$W = EO \cup OEM \quad (8)$$

$$EO \cap OEM = \emptyset \quad (9)$$

For the clarity of the notation, let A,  $A \subset W$  denote a set of components to be recovered EO, and B,  $B \subset W$  denote a set of recovered components and materials OEM. At the same time we assume that there are A elements to be recovered numbered  $a = 1, 2, \dots, A$  and B elements and materials recovered numbered  $b = 1, 2, \dots, B$ . The relations between the ordered pair of vertexes of sets A and B, however, is the relation of the recovery  $A \times B$ . The set of all the relations of the recovery RD we express as:

$$RD \subset (A \times B) = \{(a, b) : a \in A, b \in B\} \quad (10)$$

The relation of recovery makes sense only if the vertex of the end of the relation of recovery is reachable from the vertex of the beginning of the relation of recovery, i.e. between vertexes  $(a, a \in A)$  and  $b \in B, a \neq b$  we can perform at least one operation of the disassembly process and such a relation of recovery is admissible.

Let us assume that between a randomly selected element a and a randomly selected element b i.e. any relation of recovery  $(a, b) \in RD$ , we can perform exactly one disassembly operation.

The components recovered from the end of life engine, taking the criterion of their possible reuse into account, were divided into two groups:

- the first are the components that are to be reused and remanufactured
- the second are the components, in which a significant criterion is the type of material from which they were manufactured.

For the description of the said groups we can apply a model of the structure of the recovered components and materials as follows:

$$OEM_d = (OE, OM) \quad (11)$$

where: OEM – recovered components and materials from the end of life engine, d – identification number of the end of life engine, OE – set of recovered components from the end of life engine, OM – set of recovered materials from the end of life engine.

mie –27,948 Pt, podczas gdy składowanie tych materiałów jako odpadów na składowisku odpadów wywiera negatywny wpływ na środowisko na poziomie 0,898 Pt.

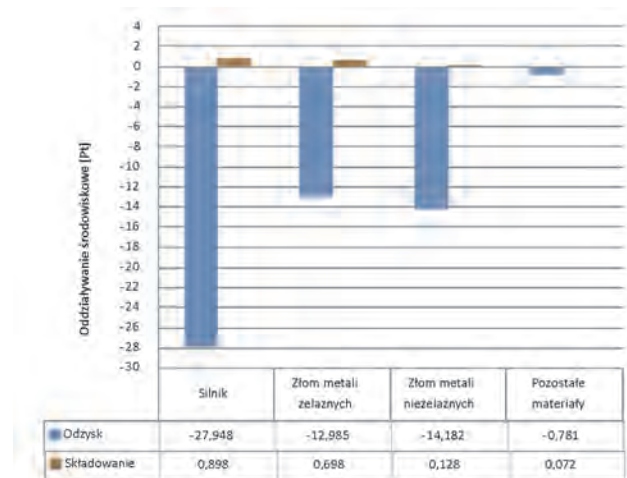


Fig. 4. Levels of interactions generated during recovery and disposal  
Rys. 4. Poziomy oddziaływań generowanych podczas odzysku i składowaniu odpadów

Warunkiem koniecznym uzyskania tak dużych korzyści środowiskowych jest poprawne przeprowadzenie procesu odzysku elementów i materiałów z silników wycofanych z eksploatacji, natomiast prawidłowe przeprowadzenie odzysku wymaga zastosowania procesu demontażu.

Demontaż określany jest jako proces rozłożenia wyrobu na pojedyncze elementy lub podzespoły, a celem może być wymiana uszkodzonego elementu, odzyskanie wartościowych elementów i materiałów z wyrobów przeznaczonych do recyklingu lub wydobycie z nich materiałów szkodliwych dla środowiska [3].

#### 4. Modelowanie demontażu

W prowadzonych rozważaniach założono, że do osiągnięcia zamierzonego celu środowiskowego, tj. odzysku elementów i materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji, niezbędny jest proces demontażu, który składa się z dokładnie określonych operacji demontażu poszczególnych elementów z silnika wycofanego z eksploatacji.

Strukturę procesu demontażu silnika wycofanego z eksploatacji będziemy przedstawiać za pomocą grafu, w którym każda operacja demontażowa jest odwzorowana w postaci połączenia (łuku) grafu. Natomiast elementy do odzyskania i odzyskane odwzorowane są w postaci wierzchołków tego grafu. Graf ten zapisuje się w postaci (1) [4–6]: gdzie: W – zbiór wierzchołków (elementów) grafu G, O – zbiór połączeń (operacji demontażowych) grafu G, R – relacja trójczłonowa, rozumiana jako podzbiór iloczynu kartezyjańskiego  $W \times O \times W$ .

Dla jednoznaczności prowadzenia dalszych rozważań przyjmujemy notację (2) i (3) wierzchołków i połączeń w grafie G.

Z powyższego wynika, że rozpatrywany proces demontażu ma I wierzchołków grafu oraz K połączeń grafu.

The structure of the set of recovered components from the end of life engine we will define as a sum of the set of recovered components for reuse and the set of recovered components for remanufacturing:

$$OE = OEP \cup OER \quad (12)$$

where: OE – set of recovered components from the end of life engine, OEP – set of recovered components for reuse, OER – set of recovered components for remanufacturing.

The structure of the set of recovered materials we will define as a sum of sets of recovered consumable fluids fuels and materials:

$$OM = OMP \cup OMS \quad (13)$$

where: OM – the set of recovered materials from the end of life engine, OMP – set of recovered consumable fluids and fuels, OMS – set of recovered materials.

The set of recovered materials is:

$$OMS = OZ \cup OPM \quad (14)$$

OZ – set of recovered metal junk

$$OZ = OZS \cup OZK \cup OZMS \quad (15)$$

OZS – set of recovered ferrous metal junk,

$$OZS = \{ozs_1, ozs_2, ozs_3, ozs_4\} \quad (16)$$

where:  $ozs_1$  – junk metal of thickness larger than 4 mm,  $ozs_2$  – junk metal of thickness up to 4 mm,  $ozs_3$  – mixed junk metal,  $ozs_4$  – junk for scrapping, OZK – set of recovered non-ferrous metal junk,

$$OZK = \{ozk_1, ozk_2, ozk_3, ozk_4\} \quad (17)$$

where:  $ozk_1$  – aluminum and aluminum alloy junk,  $ozk_2$  – copper and copper alloy junk,  $ozk_3$  – zinc and zinc alloy junk,  $ozk_4$  – other non-ferrous metal junk, OZMS – set of recovered noble metal junk, OPM – set of other recovered materials,

$$OPM = OTS \cup OG \cup OPO \quad (18)$$

OTS – set of recovered plastic materials,

$$OTS = \{ots_1, ots_2, \dots, ots_6\} \quad (19)$$

where:  $ots_1$  – recovered single component plastics,  $ots_2$  – recovered plastic alloys,  $ots_3$  – recovered modified plastics,  $ots_4$  – recovered plastics with fillers and hardeners,  $ots_5$  – recovered rubber,  $ots_6$  – recovered mixed plastics, OG – set of recovered rubber material, OPO – set of recovered other waste.

## 5. The parameters and criteria of recovery

### Recovered mass

Each relation of recovery is characterized by a quantity construed as a demand for a component to be recovered in a given relation. We assume that on the set of relation of recovery RO there is representation m:

Natomiast odwzorowanie R przeprowadza iloczyn kartezjański  $W \times O \times W$  na zbiór  $\{0, 1\}$  (4) [5].

Dowolną trójkę  $(w(i), o(k), w(j)) \in W \times O \times W$  taką, że  $R(w(i), o(k), w(j)) = 1$  interpretujemy w sposób następujący: łuk  $o(k)$  łączący wierzchołek  $w(i)$  z wierzchołkiem  $w(j)$ ,  $w(i) \neq w(j)$  lub łuk  $o(k)$  jest zawarty między wierzchołkami  $w(i)$  oraz  $w(j)$ . Natomiast dowolną trójkę  $(w(i), o(k), w(j)) \in W \times O \times W$  taką, że  $R(w(i), o(k), w(j)) = 0$  interpretujemy następująco: łuk  $o(k)$  nie łączy wierzchołka  $w(i)$  z wierzchołkiem  $w(j)$ ,  $w(i) \neq w(j)$  lub łuk  $o(k)$  nie jest zawarty między wierzchołkami  $w(i)$  oraz  $w(j)$ .

W procesie demontowania silnika wymagana jest odpowiednia kolejność wykonania operacji, wynikająca z konstrukcji tego silnika i przyjętej technologii jego demontażu. Dlatego do opisu tej cechy wykorzystywany jest graf skierowany, mający właściwość asymetryczności oraz acykliczności w sensie dróg [4, 5].

W realizacji odzysku elementów i materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji zachodzi potrzeba definiowania charakterystyk ilościowych dla elementów struktury procesu demontażu. Dlatego odzysk elementów i materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji definiujemy jako trójkę uporządkowaną [4–6] – wzór (5), gdzie: G – graf odwzorowujący strukturę procesu demontażu samochodu wycofanego z eksploatacji,  $F_w$  – zbiór funkcji określonych na zbiorze wierzchołków grafu G (6), gdzie: U – liczba odwzorowań określonych na zbiorze wierzchołkach grafu G,  $F_o$  – zbiór funkcji określonych na zbiorze połączeń grafu G (7), gdzie: Z – liczba odwzorowań określonych na zbiorze połączeń grafu G.

W rozpatrywanym odzysku elementów i materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji graf G jest grafem dwudzielnym i pełnym, co oznacza, że zbiór wierzchołków W można podzielić na dwa rozłączne podzbiory: na zbiór elementów do odzyskania EO i zbiór odzyskanych elementów i materiałów do odzyskania OEM – wzory (8) i (9).

Dla przejrzystości zapisu niech  $A, A \subset W$  oznacza zbiór elementy do odzyskania EO, a  $B, B \subset W$  oznacza zbiór odzyskane elementy i materiały OEM. Równocześnie przyjmujemy, że istnieje A elementów do odzyskania ponumerowanych  $a = 1, 2, \dots, A$  i B elementów i materiałów odzyskanych ponumerowanych  $b = 1, 2, \dots, B$ . Natomiast związek pomiędzy uporządkowaną parą wierzchołków zbiorów A i B stanowi relację odzysku  $A \times B$ . Zbiór wszystkich relacji odzysku RD określamy jako (10).

Relacja odzysku ma sens tylko wtedy, gdy wierzchołek końca relacji odzysku jest osiągalny z wierzchołka początku relacji odzysku, czyli między wierzchołkami  $(a, a \in A)$  oraz  $(b, b \in B, a \neq b)$  można przeprowadzić co najmniej jedną operację procesu demontażu i dopuszczalna jest taka relacja odzysku. Przyjmujemy, że między dowolnym elementem a i dowolnym elementem b, czyli w dowolnej relacji odzysku  $(a, b) \in RD$ , można przeprowadzić dokładnie jedną operację demontażową.

Odzyskane elementy z silnika wycofanego z eksploatacji, przy uwzględnieniu kryterium ich ponownego wykorzystania, podzielono na dwie grupy:

$$m : RO \rightarrow R^+ \quad (20)$$

where  $m(a, b) \equiv m^{(a,b)}$  is a real non-negative number having expressing the demand for a component in the relation of recovery (a, b).

We also assume that on the Cartesian product  $O^{ab} \times W \times W$  we have a representation m:

$$m : O^{ab} \times W \times W \rightarrow R^+ \quad (21)$$

where  $O^{ab}$  – set of links joining the vertexes a and b,  $m(a, b)$  – a real positive number expressing the recovered mass in the relation of recovery (a, b). For clarity we will apply the following notation:

$$m(a, b) \equiv m^{(a,b)} \quad (22)$$

The recovered mass has been limited in the following manner: the condition of non-negativeness (the value of the recovered mass in any given relation of recovery cannot take a negative value), which is:

$$\forall (a, b) \in RO, \quad (m^{(a,b)} \geq 0) \quad (23)$$

### Disassembly time

We assume that on the Cartesian product  $O^{ab} \times W \times W$  we have a representation td:

$$td : O^{ab} \times W \times W \rightarrow R^+ \quad (24)$$

where quantity  $td(a, b)$  is a real non-negative number expressing the disassembly time (i, j), in the relation of recovery (a, b). For clarity we will apply the following notation:

$$td((a, b), (i, j)) \equiv td^{(a,b)} \quad (25)$$

The disassembly time has been limited in the following manner: the condition of non-negativeness (the disassembly time of any given disassembly operation (i, j) cannot take a negative value), which is:

$$\forall (a, b) \in RD, \quad \forall (i, j) \in O \quad (td^{(a,b)} \geq 0) \quad (26)$$

If in a given relation of recovery (a, b) a non-destructive disassembly takes place, we determine the non-destructive disassembly time.

We assume that on the Cartesian product  $O^{ab} \times W \times W$  we have a representation tdn:

$$tdn : O^{ab} \times W \times W \rightarrow R^+ \quad (27)$$

where quantity  $tdn((a, b), (i, j))$  is a real non-negative number expressing the non-destructive disassembly time of the disassembly operation (i, j), in the relation of recovery (a, b). For clarity we will apply the following notation:

$$tdn((a, b), (i, j)) \equiv tdn^{(a,b)} \quad (28)$$

The non-destructive disassembly time has been limited in the following manner: the condition of non-negativeness (the disassembly time of any given disassembly operation (i, j) cannot take a negative value), which is:

- pierwszą tworzą elementy do ponownego użycia w eksploatacji i elementy do regeneracji
- drugą tworzą elementy, w których istotnym kryterium jest rodzaj materiału, z jakiego zostały wytworzone.

Do opisu wymienionych grup można zastosować model struktury odzyskanych elementów i materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji określane jako (11), gdzie: OEM – odzyskane elementy i materiały z silnika wycofanego z eksploatacji, d – numer ewidencyjny silnika wycofanego z eksploatacji, OE – zbiór odzyskane elementy z silnika wycofanego z eksploatacji, OM – zbiór odzyskane materiały z silnika wycofanego z eksploatacji.

Strukturę zbioru odzyskane elementy z silnika wycofanego z eksploatacji będziemy definiować jako sumę zbioru odzyskane elementy do ponownego użycia w eksploatacji i zbioru odzyskane elementy do regeneracji (12), gdzie: OE – zbiór odzyskane elementy z silnika wycofanego z eksploatacji, OEP – zbiór odzyskane elementy do ponownego użycia w eksploatacji, OER – zbiór odzyskane elementy do regeneracji.

Strukturę zbioru odzyskane materiały będziemy definiować jako sumę zbiorów odzyskane płyny eksploatacyjne i paliwa oraz odzyskane materiały (13), gdzie: OM – zbiór odzyskane materiały z silnika wycofanego z eksploatacji, OMP – zbiór odzyskane płyny eksploatacyjne i paliwa, OMS – zbiór odzyskane materiały.

Zbiór odzyskane materiały określamy jako (14), gdzie: OZ – zbiór odzyskany złom metali (15), gdzie: OZS – zbiór odzyskany złom metali żelaznych (16), gdzie:  $ozs_1$  – złom o grubości powyżej 4 mm,  $ozs_2$  – złom o grubości do 4 mm,  $ozs_3$  – złom mieszany,  $ozs_4$  – złom do strzępienia.

OZK – zbiór odzyskany złom metali nieżelaznych (17), gdzie:  $ozk_1$  – złom aluminium i stopy aluminium,  $ozk_2$  – złom miedzi i stopy miedzi,  $ozk_3$  – złom cynku i stopy cynku,  $ozk_4$  – złom innych metali nieżelaznych,

OZMS – zbiór odzyskany złom metali szlachetnych,

OPM – zbiór odzyskane pozostałe materiały (18),

OTS – zbiór odzyskane tworzywa sztuczne (19), gdzie:  $ots_1$  – odzyskane tworzywa jednoskładnikowe,  $ots_2$  – odzyskane stopy tworzyw,  $ots_3$  – odzyskane tworzywa zmodyfikowane,

$ots_4$  – odzyskane tworzywa z wypełniaczami i materiałami utwardzającymi,  $ots_5$  – odzyskane kauczuki,  $ots_6$  – odzyskane tworzywa mieszane,

OG – zbiór odzyskany materiał gumowy,

OPO – zbiór odzyskane pozostałe odpady.

## 5. Parametry i kryteria oceny odzysku

### Masa odzyskana

Każdą relację odzysku charakteryzuje wielkość rozumiana jako zapotrzebowanie na element, który należy odzyskać w danej relacji. Zakładamy, że na zbiorze relacji odzysku RO zadane jest odwzorowanie m (20), gdzie  $m(a, b) \equiv m^{(a,b)}$  jest liczbą rzeczywistą nieujemną o interpretacji wielkości zapotrzebowania na element w relacji odzysku (a, b).

Przyjmujemy również, że na iloczynie kartezjańskim  $O^{ab} \times W \times W$  zadane jest odwzorowanie m (21), gdzie  $O^{ab}$  – zbiór połączeń łączących wyróżnione wierzchołki a oraz

$$\forall (a, b) \in \mathbb{R}D, \quad \forall (i, j) \in \mathbb{O} \quad (\text{tdn}^{(a,b)} \geq 0) \quad (29)$$

### The level of recovery

Level of recovery PO is construed as a ratio of the sum of masses of the recovered components sent to be recycled from an end of life engine to the mass of the withdrawn engine:

$$PO_d = \frac{MOE + MMO}{M_{swe}} \times 100\% \quad (30)$$

where: PO – level of recovery from an end of life engine, d – engine identification number, MOE – mass of recovered components, MMO – mass of recovered components sent to be recovered,  $M_{swe}$  – mass of the end of life engine.

The mass of the recovered components from the end of life engine we construe as the sum of the masses of all the components from the set of recovered components from the end of life engine OE:

$$MOE_d = \sum_{k=1}^m moe_k \quad (31)$$

where: MOE – mass of the recovered components from the end of life engine, d – engine identification number, moe – mass of the component from the set of recovered components from the end of life engine OE, k – index of the recovered component from the set OE, m – number of recovered components OE.

The mass of the recovered components from the end of life engine sent to be recycled is construed as a sum of the masses of the recycled recovered components from the end of life engine and the mass of the material fraction from the scrapping whose management is included in the process of recovery:

$$MMO_d = \sum_{l=1}^n momo_l + MFO \quad (32)$$

where: MMO – mass of the recovered materials from the end of life engine sent to be recycled, d – engine identification number, momo – mass of the recovered material from the set of recovered materials from the end of life engine, then recycled OMO, l – index of the recovered material from set OMO, n – number of recovered materials from set OMO, MFO – mass of the material fraction from the scrapping whose management is included in the process of recovery:

$$MFO = mozs_4 \times \left( \frac{f_{o1} + f_{o2} + f_{o3}}{100} \right) \quad (33)$$

where:  $mozs_4$  – mass of scrap metal,  $f_{o1}$  – percentage share of the fraction of plastic, in case recycling is impossible (data from the scrapping trial),  $f_{o2}$  – percentage share of a light fraction and dust that do not contain dangerous substances in case energy recovery is possible (data from the scrapping trial),  $f_{o3}$  – percentage share of a light fraction and dust that contain dangerous substances in case energy recovery is possible (data from the scrapping trial).

b,  $m(a, b)$  – liczba rzeczywista dodatnia o interpretacji wielkości masy odzyskanej w relacji odzysku (a, b). Dla przejrzystości zapisu będziemy stosować notację (22).

Na wielkość masy odzyskanej nałożono ograniczenie w postaci: warunek nieujemności (wartość masy odzyskanej w dowolnej relacji odzysku nie może mieć wartości ujemnej), co zapisujemy wzorem (23).

### Czas demontażu

Przyjmujemy, że na iloczynie kartezjańskim  $\mathbb{O}^{ab} \times \mathbb{W} \times \mathbb{W}$  zadane jest odwzorowanie  $td$  (24), gdzie wielkość  $td(a, b)$  jest liczbą rzeczywistą nieujemną o interpretacji czasu demontażu operacji demontażowej (i, j), w relacji odzysku (a, b). Dla przejrzystości zapisu będziemy stosować notację (25).

Na wielkość czasu demontażu nałożono ograniczenie w postaci: warunek nieujemności (czas demontażu dowolnej operacji demontażowej (i, j) nie może przyjmować wartości ujemnej), co zapisujemy (26).

Jeżeli w danej relacji odzysku (a, b) mamy do czynienia z operacją demontażu nieniszczącego, wyznaczamy czas demontażu nieniszczącego  $tdn$ .

Przyjmujemy, że na iloczynie kartezjańskim  $\mathbb{O}^{ab} \times \mathbb{W} \times \mathbb{W}$  zadane jest odwzorowanie  $tdn$  (27), gdzie wielkość  $tdn((a, b), (i, j))$  jest liczbą rzeczywistą nieujemną o interpretacji czasu demontażu nieniszczącego operacji demontażowej (i, j), w relacji odzysku (a, b). Dla przejrzystości zapisu będziemy stosować notację (28).

Na wielkość czasu demontażu nieniszczącego nałożono ograniczenie: warunek nieujemności (czas demontażu nieniszczącego dowolnej operacji demontażowej (i, j) nie może przyjmować wartości ujemnej), co zapisujemy w postaci (29).

### Poziom odzysku

Poziom odzysku PO jest określany jako stosunek sumy masy odzyskanych elementów z silnika wycofanego z eksploatacji i masy odzyskanych materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji przekazanych do odzysku do masy silnika wycofanego z eksploatacji (30), gdzie: PO – poziom odzysku silnika wycofanego z eksploatacji, d – numer ewidencyjny silnika wycofanego z eksploatacji, MOE – masa odzyskanych elementów z silnika wycofanego z eksploatacji, MMO – masa odzyskanych materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji przekazanych do odzysku,  $M_{swe}$  – masa silnika wycofanego z eksploatacji.

Masę odzyskanych elementów z silnika wycofanego z eksploatacji określamy jako sumę masy wszystkich elementów ze zbioru odzyskane elementy z silnika wycofanego z eksploatacji OE (31), gdzie: MOE – masa odzyskanych elementów z silnika wycofanego z eksploatacji, d – numer ewidencyjny silnika wycofanego z eksploatacji, moe – masa elementu ze zbioru odzyskane elementy z silnika wycofanego z eksploatacji OE, k – indeks odzyskanego elementu ze zbioru OE, m – liczba odzyskanych elementów zbioru OE.

Masa odzyskanych materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji, przekazywanych do odzysku, określana jest jako suma masy odzyskanych materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji poddawanych procesom odzysku i masy frakcji materiałowych pochodzących ze strzępienia,

### Recycling level

The level of recycling PR shall be construed as a ratio of the sum of the masses of the recovered components from the end of life engine and the mass of the recovered materials from the end of life engine, sent to be recycled to the mass of the engine:

$$PR_d = \frac{MOE + MMR}{M_{swe}} \times 100\% \quad (34)$$

where: PR – level of recycling, d – engine identification number, MOE – mass of the recovered components from the end of life engine, MMR – mass of the recovered materials from the end of life engine sent to be recycled,  $M_{swe}$  – mass of the end of life engine.

The mass of the recovered components from the end of life engine sent to be recycled is construed as the sum of the masses of the recovered materials from the end of life engine then recycled and the mass of the material fraction from the scrapping whose management is included in the process of recycling:

$$MMR_d = \sum_{p=1}^q momr_p + MFR \quad (35)$$

where: MMR – mass of the recovered materials from the end of life engine sent to be recycled, d – engine identification number, momr – mass of the recovered material from the set of recovered materials from the end of life engine then recycled OMR, p – index of the recovered material from set OMR, q – number of the recovered materials from set OMR, MFR – mass of the material fraction from the scrapping whose management is included in the process of recycling:

$$MFR = mozs_4 \times \left( \frac{f_{r1} + f_{r2} + f_{r3}}{100} \right) \quad (36)$$

where:  $mozs_4$  – mass of the junk metal for scrapping,  $f_{r1}$  – percentage share of the fractions of ferrous metals (data from the scrapping trial),  $f_{r2}$  – percentage share of the fractions of non-ferrous metals (data from the scrapping trial),  $f_{r3}$  – percentage share of the plastic fraction (data from the scrapping trial).

### 6. The task of recovery of the components from the end of life engine

From the analysis of the individual levels of interactions generated during the recovery and disposal of materials it results (Fig. 3) that the recovery of the junk non-ferrous metals will bring more benefits than it is in the case of ferrous metals whose mass in the engine under analysis constitutes more than 60% of the total mass of this unit. With such extensive environmental benefits it is recommended to attempt an optimization of the junk non-ferrous metal recovery from this type of engine. In the structure of the junk non-ferrous metals a dominant material is aluminum and its alloys.

The task consists in performing a recovery of aluminum from a SSM, SSP, SSL and SSN engines. Aluminum will be obtained from the disassembled components that were made

których zagospodarowanie zalicza się do procesów odzysku – wzór (32), gdzie: MMO – masa odzyskanych materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji przekazywanych do odzysku, d – numer ewidencyjny silnika wycofanego z eksploatacji, momo – masa odzyskanego materiału ze zbioru odzyskanych materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji poddawanych procesom odzysku OMO, l – indeks odzyskanego materiału ze zbioru OMO, n – liczba odzyskanych materiałów ze zbioru OMO, MFO – masa frakcji materiałowych pochodzących ze strzępienia, których zagospodarowanie zalicza się do procesów odzysku (33), gdzie:  $mozs_4$  – masa złomu do strzępienia,  $fo_1$  – procentowy udział frakcji tworzywa sztucznego, w przypadku braku możliwości poddania jej procesom recyklingu (dane z próby strzępienia),  $fo_2$  – procentowy udział lekkiej frakcji i pyłu niezawierające substancji niebezpiecznych, w przypadku możliwości poddania jej procesom odzysku energii (dane z próby strzępienia),  $fo_3$  – procentowy udział lekkiej frakcji i pyłu zawierające substancje niebezpieczne, w przypadku możliwości poddania jej procesom odzysku energii (dane z próby strzępienia).

#### Poziom recyklingu

Poziom recyklingu PR będzie określany jako stosunek sumy masy odzyskanych elementów z silnika wycofanego z eksploatacji i masy odzyskanych materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji, przekazywanych do recyklingu, do masy silnika wycofanego z eksploatacji (34), gdzie: PR – poziom recyklingu, d – numer ewidencyjny silnika wycofanego z eksploatacji, MOE – masa odzyskanych elementów z silnika wycofanego z eksploatacji, MMR – masa odzyskanych materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji przekazywanych do recyklingu,  $M_{swe}$  – masa silnika wycofanego z eksploatacji.

Masa odzyskanych materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji przekazywanych do recyklingu określana jest jako suma masy odzyskanych materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji poddawanych procesom recyklingu i masy frakcji materiałowych pochodzących ze strzępienia, których zagospodarowanie zalicza się do procesów recyklingu (35), gdzie: MMR – masa odzyskanych materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji przekazywanych do recyklingu, d – numer ewidencyjny silnika wycofanego z eksploatacji, momr – masa odzyskanego materiału ze zbioru odzyskanych materiałów z silnika wycofanego z eksploatacji poddawanych procesom recyklingu OMR, p – indeks odzyskanego materiału ze zbioru OMR, q – liczba odzyskanych materiałów ze zbioru OMR, MFR – masa frakcji materiałowych pochodzących ze strzępienia, których zagospodarowanie zalicza się do procesów recyklingu (36), gdzie:  $mozs_4$  – masa złomu do strzępienia,  $f_{r1}$  – procentowy udział frakcji metali żelaznych (dane z próby strzępienia),  $f_{r2}$  – procentowy udział frakcji metali nieżelaznych (dane z próby strzępienia),  $f_{r3}$  – procentowy udział frakcji tworzywa sztucznego (dane z próby strzępienia).

#### 6. Zadanie odzysku elementów z silnika

Z analizy poszczególnych poziomów oddziaływań generowanych podczas odzysku i składowania materiałów

from this metal. To this end one has to perform a disassembly of the individual engines.

The performed optimization research of the disassembly of the engines with the use of a modeling algorithm presented in this paper have led to a recovery of the following number of components for each individual engine type respectively: 15, 27, 30 and 32 pieces. The recovery of such a number of components allowed obtaining:

11.62 kg aluminum from the SSM engine,  
32.23 kg aluminum from the SSP engine,  
24.91 kg aluminum from the SSL engine,  
32.47 kg aluminum from the SSN engine.

The mutual relations of the share of the recovered aluminium against the total mass of individual engines have been shown in Fig. 5.

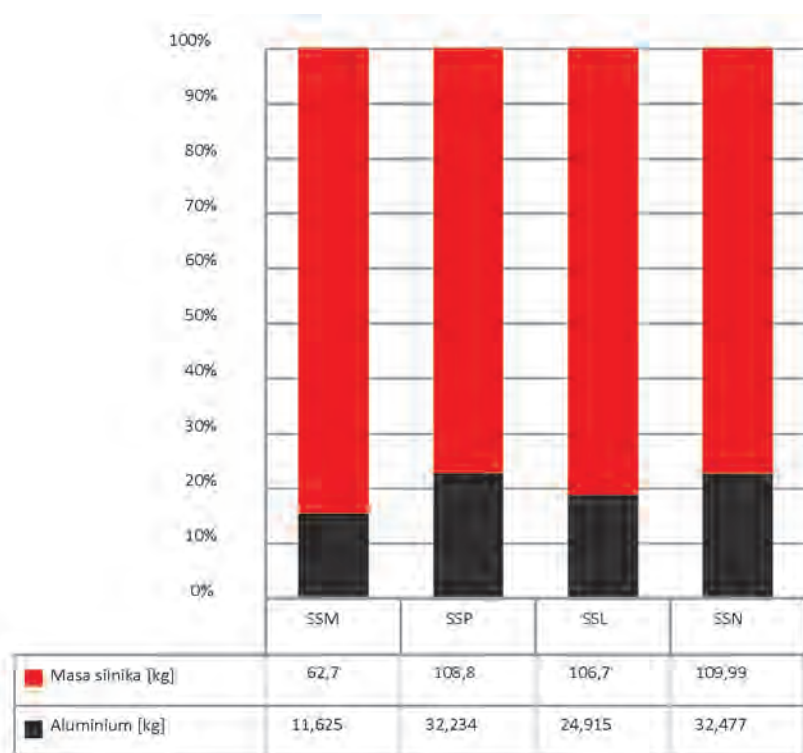


Fig. 5. The proportional part of recovered aluminium to the total mass of the engine

Rys. 5. Procentowy udział odzyskanego aluminium w odniesieniu do całkowitej masy silnika

## 7. Conclusions

The performed environmental research of technological objects such as combustion engines have shown that it is recommended to conduct further research to improve its environment friendliness. Limiting the engines' emission level on the current level is not sufficient to reduce the impact of combustion engines on the environment.

Based on the results of the conducted environmental analysis of the here presented engines the authors think it is desirable to continue the improvement of the research on the disassembly of end of life engines. The process of optimization of the disassembly of end of life engines leads to a growth in the level of recycling and recovery not only

(rys. 4) wynika, że odzysk złomu metali nieżelaznych przynosi większe korzyści niż odzysk złomu metali żelaznych, których masa w konstrukcji analizowanego silnika stanowi ponad 60% masy całej jednostki. Przy tak dużych korzyściach środowiskowych celowe staje się podjęcie próby optymalizacji odzysku złomu metali nieżelaznych z tego typu silnika. W strukturze złomu metali nieżelaznych dominującym materiałem jest aluminium i jego stopy.

Zadanie polega na przeprowadzeniu odzysku aluminium z silnika SSM, SSP, SSL i SSN. Aluminium będzie pozyskane ze zdemontowanych elementów, które zostały wytworzone z tego materiału. W tym celu należy przeprowadzić proces demontażu poszczególnych silników.

Przeprowadzone badania optymalizacyjne demontażu wymienionych silników, z wykorzystaniem algorytmu mode-

lowania przedstawionego w niniejszym artykule, doprowadziły do odzyskania następującej liczby elementów odpowiednio dla każdego modelu silnika: 15, 27, 30 i 32 sztuk. Odzyskanie takiej liczby elementów umożliwiło pozyskanie: 11,62 kg aluminium z silnika SSM, 32,23 kg aluminium z silnika SSP, 24,91 kg aluminium z silnika SSL, 32,47 kg aluminium z silnika SSN.

Wzajemne zależności udziału odzyskanego aluminium do całkowitej masy poszczególnych silników przedstawiono na rys. 5.

## 7. Wnioski

Prowadzone badania ekobilansowe obiektów technicznych, jakimi są silniki spalinowe, pokazały, że celowe jest prowadzenie badań nad poprawą ich przyjazności środowiskowej. Ograniczenie ich emisyjności na obecnym etapie nie jest wystarczające, aby zmniejszyć wpływ silników na środowisko.

Na podstawie wyników przeprowadzonej analizy ekobilansowej wymienionych w pracy silników za celowe uznano doskonalenie badań nad procesem demontażu wycofanych z eksploatacji silników. Proces optymalizacji demontażu wycofanych z eksploatacji silników prowadzi do wzrostu poziomu recyklingu i odzysku nie tylko dla danej jednostki, ale też prowadzi do wzrostu tych wskaźników w odniesieniu do pojazdów samochodowych, w których zostały wykorzystane jako jednostki napędowe.

Przykładem mogą być uzyskane wyniki z badań optymalizacyjnych i doświadczalnych samochodu wycofanego z eksploatacji, do napędu którego wykorzystano silnik SSP. Badania doświadczalne odzysku elementów i materiałów z samochodu wycofanego z eksploatacji przeprowadzono bez demontażu silnika spalinowego. Badania te pozwoliły na uzyskanie poziomu odzysku z samochodu wycofanego z eksploatacji (POSWE(PC)1) o wysokości 79,96%, a

for a given unit but also in relation to the complete vehicles where these engine were fitted.

The example could be the results of optimization related and experimental investigations of an end of life vehicle for which the SSP engine was used. The experimental investigations of the recovery of the components and materials from a vehicle withdrawn from operation were performed without the disassembly of the engine. The investigations enabled a recovery level of an end of life vehicle (POSWE(PC)1) recycling level (PRSWE(PC)1) of 78.23%. The optimization investigations, however, of the recovery of the components and materials from the vehicle where the process of disassembly was included led to a growth of the analyzed indexes: recovery level (POSWE(PC)1) up to 88.07% and recycling level (PRSWE(PC)1) up to 86.33%. The results divided into optimization and experimental investigations have been shown in Fig. 6.

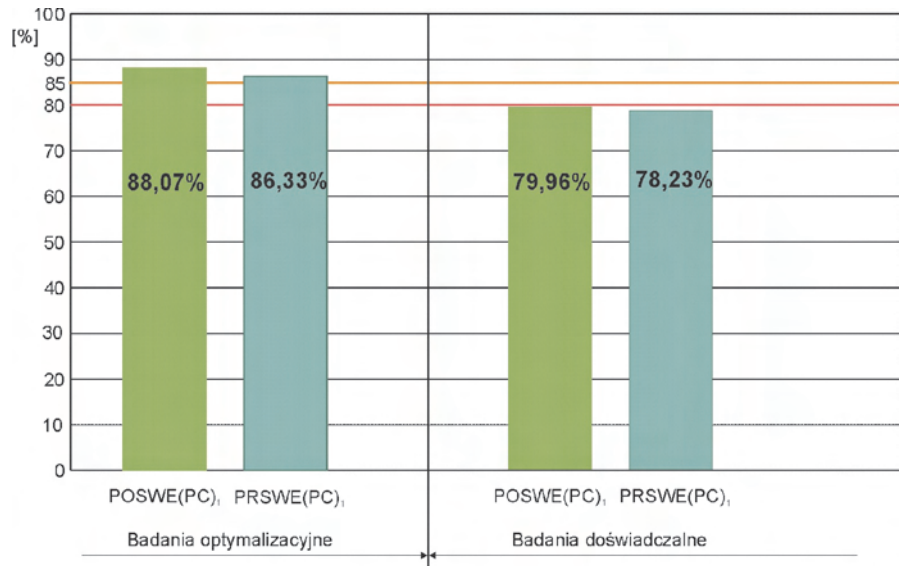


Fig. 6. Values of the level of recovery (PO) and recycling (PR) end of life vehicle SWE(PC)1  
Rys. 6. Wartości poziomu odzysku (PO) i recyklingu (PR) samochodu wycofanego z eksploatacji SWE(PC)1

recyklingu (PRSWE(PC)1) – 78,23%. Natomiast przeprowadzone badania optymalizacyjne odzysku elementów i materiałów z badanego pojazdu samochodowego, w których uwzględniono proces demontażu silnika doprowadziły do wzrostu analizowanych wskaźników: poziomu odzysku (POSWE(PC)1) do 88,07%, a poziomu recyklingu (PRSWE(PC)1) do 86,33%. Wyniki badań z podziałem na badania optymalizacyjne i doświadczalne przedstawiono na rys. 6.

Artykuł recenzowany

### Nomenclature/Skróty i oznaczenia

LCA Life Cycle Assessment/*ekologiczna ocena cyklu życia*  
PO Level of Recovery/*poziom odzysku*

PR Level of Recycling/*poziom recyklingu*  
SWE End-of-life Vehicle/*samochód wycofany z eksploatacji*

### Bibliography/Literatura

- [1] Kulczycka J.: Ekologiczna ocena cyklu życia (LCA) nową techniką zarządzania środowiskowego. Wydawnictwo Instytutu Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią PAN, Kraków 2001.
- [2] Ustawa o odpadach z dnia 27.04.2001 (Dz. U. Nr 62, poz. 628).
- [3] Łebkowski P.: Model planowania demontażu maszyn i urządzeń. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn. Tribologia, niezawodność, eksploatyka, diagnostyka, bezpieczeństwo, Polska Akademia Nauk, Komitet Budowy Maszyn, Instytut Technologii Eksploatacji, vol. 37, z. 4 (132), s. 151-162, Radom 2002.
- [4] Ambroziak T.: Modelowanie procesów technologicznych w transporcie. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej Transport, z. 40, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1998.
- [5] Jarzębińska-Dziegciar A.: Optymalizacja nieliniowych sieci transportowych z wykorzystaniem algorytmów genetycznych. Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Wydział Transportu, Warszawa 2004.
- [6] Korzan B.: Elementy teorii grafów i sieci. Metody i zastosowania. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1978.

Norbert Chamier-Gliszczyński, DEng. – assistant professor at the Koszalin University of Technology.

Dr inż. Norbert Chamier-Gliszczyński – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Koszalińskiej.

e-mail: [norbert.chamier-gliszczyński@tu.koszalin.pl](mailto:norbert.chamier-gliszczyński@tu.koszalin.pl)



## Numerical analysis of piston ring pack operation

*In the paper a model of a piston ring pack motion on an oil film has been analysed. The local oil film thickness can be compared to height of the combined roughness of mating surfaces of piston rings and cylinder liner. Equations describing the mixed lubrication problem based on the empirical mathematical model formulated in works of Patir, Cheng [6, 7] and Greenwood, Tripp [3] have been combined [12] and used in this paper. A model of a gas flow through the labyrinth seal of piston rings has been developed [13, 15]. In addition models of ring twist effects and axial ring motion in piston grooves have been applied [14, 15].*

*In contrast to the previous papers of the author, an experimental verification of the main parts of developed mathematical model and software has been presented. A relatively good compatibility between the experimental measurements and calculated results has been achieved. In addition this study presents the simulation results for an automobile internal combustion engine.*

Key words: piston rings, gas dynamics, hydrodynamics, surface roughness

## Analiza numeryczna funkcjonowania pakietu pierścieni tłokowych

*W artykule przedstawiono kompleksowy model ruchu pakietu pierścieni tłokowych po filmie olejowym o grubości porównywalnej z sumaryczną chropowatością powierzchni roboczych pierścieni tłokowych i tulei cylindrowej. Zaadaptowano model przepływu oleju w szczelinie o chropowatych ściankach Patira i Chenga [6, 7] oraz model elastycznego kontaktu chropowatych powierzchni Greenwooda i Trippa [3]. Opracowano także model przepływu gazu przez uszczelnienie labiryntowe pierścieni [13, 15] oraz model odkształceń kątowych pierścieni i ich pionowych przeskoków w rowkach tłoka [14, 15].*

*W odróżnieniu od poprzednich artykułów autora, w niniejszym przedstawiono eksperymentalną weryfikację głównych członów opracowanego kompleksowego modelu matematycznego oraz oprogramowania. Uzyskano relatywnie dobrą zgodność ilościową i jakościową wyników obliczeń symulacyjnych i badań eksperymentalnych. Ponadto przedstawiono wyniki obliczeń symulacyjnych dla samochodowego silnika spalinowego.*

Słowa kluczowe: pierścienie tłokowe, dynamika gazów, hydrodynamika, chropowatość powierzchni

### 1. Introduction

Piston rings are important part of internal combustion engines. Commonly a set of piston rings is used to form a dynamic gas seal between the piston and cylinder wall. The sliding motion of the piston forms a thin oil film between the ring land and cylinder wall, which lubricates the sliding components [4, 9, 11]. The hydrodynamic force generated by this thin oil film is opposed by a combination of the gas pressure acting on the back side of each ring and the ring stiffness. Due to the dynamic nature of these forces, each individual ring is periodically compressed and extended as the piston runs through its cycle. The problem of studying this interaction is further complicated by the high temperatures involved, as these result in low oil viscosity and subsequently very low oil film thickness. The oil film is typically thick enough to expect the existence of mixed lubrication, so this phenomenon should also be taken into account [1, 3, 6, 7, 12]. Numerical simulation of these processes, which take place in a typical piston ring pack operation, is important from practical point of view.

The purpose of this paper is to present an experimental verification of the main parts of developed mathematical model and also chosen numerical calculations of piston ring pack operation for an automobile internal combustion engine.

### 1. Wstęp

Pierścienie tłokowe stanowią istotną część silników spalinowych. Zwykle stosowany jest zestaw pierścieni tłokowych, aby utworzyć dynamiczne uszczelnienie gazowe pomiędzy tłokiem i gładzią cylindrową. Ruch ślizgowy tłoka przyczynia się do powstania cienkiej warstewki oleju pomiędzy wargą pierścienia i powierzchnią cylindra, która smaruje elementy ślizgowe [4, 9, 11]. Siła hydrodynamiczna powstająca w tym cienkim filmie olejowym przeciwdziała złożeniu siły ciśnienia gazu działającego na wewnętrzne strony każdego pierścienia i siły sprężystości pierścienia. Z uwagi na dynamiczny charakter tych sił, każdy pierścień z osobna jest okresowo sprężany i rozprężany, gdy tłok przemieszcza się w ramach cyklu pracy silnika. Zagadnienie analizy tych oddziaływań jest dodatkowo skomplikowane przy wysokich temperaturach, gdyż wtedy prowadzi to do obniżenia lepkości oleju i w konsekwencji do bardzo cienkich warstewek oleju. Zwykle jednak film olejowy ma wystarczającą grubość do istnienia tarcia mieszanego. Zatem to zjawisko powinno być także uwzględniane w analizie [1, 3, 6, 7, 12]. Symulacja numeryczna procesów, które towarzyszą pracy typowego pakietu pierścieni tłokowych, jest istotna z praktycznego punktu widzenia.

Celem tego artykułu jest przedstawienie eksperymentalnej weryfikacji głównych elementów opracowanego modelu

## 2. Modelling of piston ring pack operation

### 2.1. Developed sub-models

A combined model of piston rings operation has been developed. It consists of two main models: a) model of gas flow through the labyrinth seal piston-rings-cylinder, b) model of oil flow in the lubrication gap between the ring and cylinder liner. The both mentioned models are coupled. In addition sub-models of the following mechanical phenomena have been used: a contact of rough surfaces, an axial movement of rings within piston grooves and an elastic torsional deformation of piston rings.

### 2.2. Model of gas flow through the labyrinth seal of piston rings

The gas flow model [13, 15] consists of several volume regions (V1, V2, ..., V5), which are connected by orifices with cross-section areas A1, A2, ..., A6 (Fig. 1). The volumes V3, V5 correspond to volumes of among the piston rings, while volumes V2, V4 correspond to groove volumes behind rings. Orifices with cross-section areas A1, A4 correspond to the ring end gaps, whereas orifices with cross-sections A2, A3, A5, A6 correspond to ring-side crevices. Due to typical construction of two lip ring, it was assumed that the gas pressure around the ring surfaces is the same.

It was also assumed that the gas flow through orifices is isentropic (depending on pressure ratio – subsonic or sonic). The heat transfer among gas volume regions and surrounding walls was taken into account.

Thermal expansions of piston and cylinder liner and wear of cylinder liner were taken into account. Leaks between piston rings and cylinder liner were defined by flow areas of ring end gaps, which depend on a position of piston in cylinder.

In addition the mathematical description takes into account the changes of defined gas volume regions and cross-section areas between the rings and piston grooves (due to axial movement of the rings) [5, 10, 13, 15].

For the mathematical modelling of described phenomena the following equations of fundamental physical laws have been applied (here given for a chosen gas volume region Vol):

Equation of mass balance:

$$dm_{Vol} = \sum_i dm_{In_i} - \sum_j dm_{Out_j} \quad (1)$$

Equation of energy balance:

$$\sum_i dm_{In_i} \cdot i_{In_i} - \sum_j dm_{Out_j} \cdot i_{Out_j} - \delta Q_{Wall} = d(m_{Vol} \cdot u_{Vol}) + p_{Vol} \cdot dV_{Vol} \quad (2)$$

Gas state equation in a differential form:

$$dT_{Vol} = T_{Vol} \cdot \left( \frac{dp_{Vol}}{p_{Vol}} + \frac{dV_{Vol}}{V_{Vol}} - \frac{dm_{Vol}}{m_{Vol}} \right) \quad (3)$$

where: m – gas mass, p – gas pressure, T – gas temperature, u – internal gas energy, i – gas enthalpy, Q – heat transferred through cylinder walls; In – gas inflow, Out – gas outflow, i – number of inflow channel, j – outflow channel number, Vol – analysed gas volume.

matematycznego, a także wybranych wyników obliczeń numerycznych funkcjonowania pakietu pierścieni tłokowych samochodowego silnika spalinowego.

## 2. Modelowanie funkcjonowania pakietu pierścieni tłokowych

### 2.1. Opracowane podmodele

Opracowano kompleksowy model pracy pierścieni tłokowych. Składa się on z dwóch głównych modeli: a) przepływu gazu przez uszczelnienie labiryntowe: tłok–pierścienie–cylinder, b) przepływu oleju w szczelinie smarnej pomiędzy pierścieniem a gładzią cylindrową. Oba wspomniane modele są ze sobą sprzężone. Dodatkowo zastosowano podmodele następujących zjawisk mechanicznych: kontaktu chropowatych powierzchni, osiowych przemieszczeń pierścieni w rowkach tłoka oraz sprężystych odkształceń kątowych pierścieni.

### 2.2. Model przepływu gazu przez uszczelnienie labiryntowe pierścieni tłokowych

Model przepływu gazu [13, 15] składa się z kilku stref objętościowych (V1, V2, ..., V5), połączonych ze sobą kanałami dławiącymi o przekrojach A1, A2, ..., A6 (rys. 1). Objętości V3, V5 reprezentują objętości między pierścieniami tłokowymi, a objętości V2, V4 dotyczą objętości rowków tłoka za pierścieniami. Szczeliny o przekrojach A1, A4 reprezentują zamki pierścieni, a przewężenia o przekrojach A2, A3, A5, A6 dotyczą szczelin pomiędzy pierścieniami i rowkami tłoka. Z uwagi na typową konstrukcję dwuarowego pierścienia (zgarniającego), założono, że ciśnienie gazu wokół powierzchni pierścienia jest jednakowe.

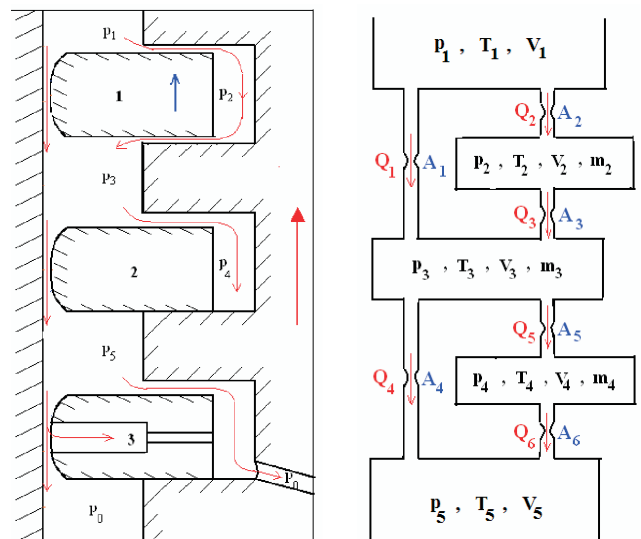


Fig. 1. Scheme of gas flow through the labyrinth seal: piston-rings-cylinder and the applied physical model for a four stroke engine with three piston rings

Rys. 1. Schemat przepływu gazu przez układ labiryntowy: tłok–pierścienie–cylinder oraz model fizyczny dla pakietu 3 pierścieni tłokowych silnika czterosuwowego

Przyjęto, że przepływ przez szczeliny jest izentropowy (w zależności od stosunku ciśnień podkrytyczny, bądź krytyczny). Uwzględniono wymianę ciepła pomiędzy gazem i ściankami przyjętych stref objętościowych.

### 2.3. Model of oil flow in a gap (with rough surfaces) between the ring and cylinder

Two main cases of oil flow in the system piston ring – cylinder liner are presented in Fig. 2.

A one dimensional form of the average Reynolds equation developed by Patir and Cheng [6, 7] has been used to calculate hydrodynamic forces in the case of rough gap surfaces. This equation is applicable to any general roughness structure and takes the following form:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \phi_x \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) = \frac{u}{2} \frac{dh_T}{dx} + \frac{u}{2} \sigma \frac{d\phi_s}{dx} + \frac{d\bar{h}_T}{dt} \quad (4)$$

where:  $t$  – time,  $x$  – coordinate along cylinder liner,  $h$  – nominal oil film thickness,  $h_T$  – average separation,  $p$  – hydrodynamic pressure,  $u$  – axial piston velocity,  $\mu$  – oil dynamic viscosity,  $v = \partial h / \partial t$  – radial piston velocity,  $\sigma$  – composite root-mean-square roughness of both mating surfaces.

The significance and mathematical description of empirical coefficients  $\phi_x$ ,  $\phi_s$  and boundary conditions of equation (4) are presented in [6, 7] and also in [12].

Effects of interacting asperities of piston ring and cylinder liner surfaces were modelled using the mathematical model developed by Greenwood and Tripp [3], which was precisely described in the publication [12] of the author of this article.

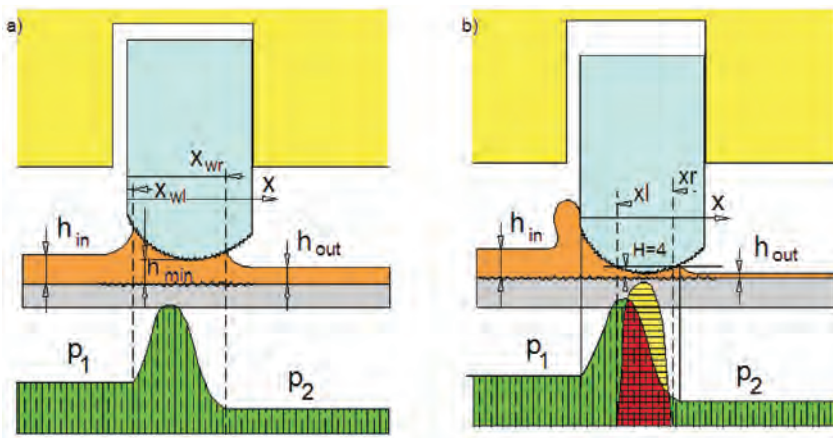


Fig. 2. Scheme of a gap between the ring face and cylinder liner in the case of: a) full, b) mixed lubrication

Rys. 2. Schemat szczeliny między powierzchnią pierścienia a gładzią cylindrową w przypadku tarcia: a) płynnego, b) mieszanego

### 2.4. Model of ring's torsional deformation and ring's axial movement in a piston groove

In Figure 3 a scheme of forces acting on piston rings, action lines and distances between these forces and the centre of gravity  $S$  of the ring cross-section for one and two lip ring types are shown.

Typical set of equations for a single lip piston ring has the following form:

a) in radial direction:

$$\Sigma F_r = F_h + F_c + F_{y_{g_{i+1}}} + F_{y_{g_i}} - F_{spr} - F_{gas} = 0 \quad (5)$$

Uwzględniono także odkształcenia termiczne tłoka i ścianki cylindra oraz zużycie gładzi cylindrowej. Szczeliny przepływowe między pierścieniami tłokowymi i ścianką cylindra zdefiniowano jako przekroje przepływowe zamków pierścieni, które zależą od położenia tłoka w cylindrze.

Opis matematyczny uwzględnia ponadto zmienność objętości zdefiniowanych stref oraz wielkości szczelin pomiędzy pierścieniami i rowkami tłoka (wskutek pionowych przemieszczeń pierścieni) [5, 10, 13, 15].

W modelowaniu matematycznym opisanych zjawisk wykorzystano następujące równania podstawowych praw fizyki (tu: zapisane dla wybranej strefy objętościowej Vol): równanie zachowania masy (1), równanie zachowania energii (2), równanie stanu gazu w formie różniczkowej (3), gdzie:  $m$  – masa gazu,  $p$  – ciśnienie gazu,  $T$  – temperatura gazu,  $u$  – energia wewnętrzna gazu,  $i$  – entalpia gazu,  $Q$  – ciepło wymienione przez ścianki cylindra;  $In$  – dopływ gazu,  $Out$  – odpływ gazu,  $i$  – numer kanału dopływowego,  $j$  – numer kanału odpływowego,  $Vol$  – analizowana strefa objętościowa.

### 2.3. Model przepływu oleju w szczelinie (o ściankach chropowatych) pomiędzy pierścieniem i cylindrem

Dwa główne przypadki przepływu oleju w układzie pierścien tłokowy–gładź cylindrowa przedstawiono na rys. 2.

Do wyznaczenia sił hydrodynamicznych użyto zmodyfikowanego równania Reynoldsa (dla jednowymiarowego przepływu lepkiego) podanego po raz pierwszy przez Patira i Chenga [6, 7]. Równanie to ma zastosowanie do każdego przypadku uwzględniającego chropowatość powierzchni i przyjmuje postać (4), przy czym:  $t$  – czas,  $x$  – współrzędna wzdłuż cylindra,  $h$  – nominalna grubość filmu olejowego,  $h_T$  – średnia wysokość szczeliny,  $p$  – ciśnienie hydrodynamiczne,  $u$  – osiowa prędkość tłoka,  $\mu$  – lepkość dynamiczna oleju,  $v = \partial h / \partial t$  – promieniowa prędkość pierścienia,  $\sigma$  – średnie odchylenie kwadratowe złożonej chropowatości obu współpracujących powierzchni.

Znaczenie i opis matematyczny empirycznych współczynników  $\phi_x$  i  $\phi_s$  oraz warunków brzegowych równania (4) podano w [6, 7, 12].

Efekty oddziaływania pomiędzy nierównościami powierzchni pierścienia i gładzi cylindra modelowano przy użyciu modelu matematycznego opracowanego przez Greenwooda i Trippa [3], co opisano dokładnie w publikacji [12].

### 2.4. Model odkształceń kątowych pierścieni i osiowych przemieszczeń pierścieni w rowkach tłoka

Na rysunku 3 przedstawiono schemat sił działających na pierścienie tłokowe, kierunki i ramiona ich działania w stosunku do środka ciężkości  $S$  przekroju pierścienia jedno- i dwuwargowego.

where:  $F_h$  – hydrodynamic normal force,  $F_c$  – elastic direct rough surface contact normal force,  $F_{spr}$  – ring spring force,  $F_{gas}$  – back ring gas force,  $F_{ygi+1}$  – trailing edge gas force,  $F_{ygi}$  – leading edge gas force.

b) in axial direction:

$$\Sigma F_x = R_x - F_{fri} - F_{cx} + F_{gi+1} - F_{gi} - \frac{m}{c_{imc}}(g + b_k) = 0 \quad (6)$$

where:  $R_x$  – groove reaction force,  $F_{fri}$  – viscous friction force,  $F_{cx}$  – contact friction force,  $F_{gi+1}$  – trailing side gas force,  $F_{gi}$  – leading side gas force,  $m$  – ring mass,  $g$  – gravitational acceleration,  $b_k$  – piston acceleration,  $c_{imc}$  – ring circumference.

Using these equations, we can calculate the reaction force between the ring and ring-groove in every time step. If the sign of this force changes, the axial movement of the ring in the ring-groove begins. At this point, the value of the reaction force  $R_x = 0$  and the axial movement of the ring relative to the piston groove can be described by the following differential equation:

$$\frac{m}{c_{imc}} \frac{d^2 x_r}{dt^2} = -F_{fri} - F_{cx} + F_{gi+1} - F_{gi} - \frac{mg}{c_{imc}} \quad (7)$$

The ring movement  $x_r$  is finished if the ring reaches the other side of the ring-groove.

The twist around the centre of gravity of the ring cross-section (point S in Fig. 3) can be described by the following momentum balance:

$$\Sigma M_S = F_h(x_S - x_{F_h}) + F_c(x_S - x_{F_c}) - (F_{fri} + F_{cx}) \cdot \frac{A_r}{2} + (F_{gi+1} - F_{gi}) \left( \frac{y}{2} + y_{sc} \right) + R_x \cdot y_{sc} - K \cdot \theta = 0 \quad (8)$$

Predicting the ring torsional stiffness  $K$  (according to equation given in the paper [14]) and using the momentum balance equation (8), the ring twist angle  $\theta$  can be calculated.

### 3. Experimental verification of developed models

#### 3.1. Preliminary evaluation of developed models and computer code

The general properties of the worked out model and computer programme concerning hydro-dynamics and

Typowy układ równań dla jednowargowego pierścienia tłokowego ma postać:

a) w kierunku promieniowym (5), gdzie:  $F_h$  – siła normalna hydrodynamiczna,  $F_c$  – siła normalna kontaktu z chropowatościami powierzchni,  $F_{spr}$  – siła sprężystości pierścienia,  $F_{gas}$  – siła gazowa rozpierająca pierścień,  $F_{ygi}$ ,  $F_{ygi+1}$  – siły gazowe odpowiednio na przedniej i tylnej części powierzchni ślizgowej pierścienia,

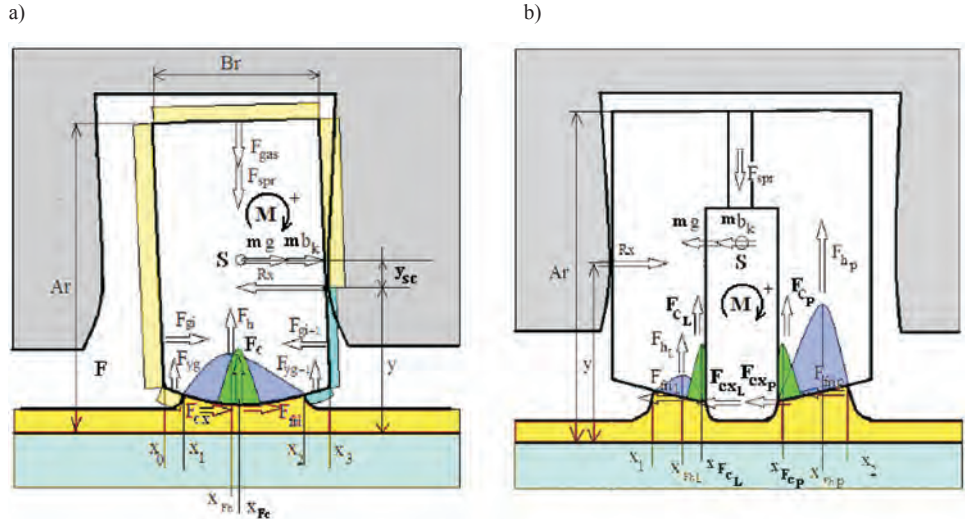


Fig. 3. Scheme and definitions of forces acting on piston rings: a) compression or scraper ring as a single lip ring, b) oil ring with two lips

Rys. 3. Schemat i definicje sił działających na pierścienie tłokowe: a) jednowargowy pierścień uszczelniający, b) dwuwargowy pierścień zgarniający

b) w kierunku osiowym (6), gdzie:  $R_x$  – siła reakcji ścianki rowka,  $F_{fri}$  – siła tarcia lepkiego,  $F_{cx}$  – siła styczna kontaktu z nierównościami powierzchni,  $F_{gi}$ ,  $F_{gi+1}$  – siły gazowe odpowiednio na przedniej i tylnej części powierzchni ślizgowej pierścienia,  $m$  – masa pierścienia,  $g$  – przyspieszenie ziemskie,  $b_k$  – przyspieszenie tłoka,  $c_{imc}$  – obwód pierścienia.

Z powyższego równania obliczana jest siła reakcji  $R_x$  między pierścieniem i półką rowka tłoka. Zmiana zwrotu tej siły oznacza rozpoczęcie przeskoku pierścienia w rowku. Wówczas wartość siły reakcji  $R_x = 0$  i osiowy ruch pierścienia względem tłoka może być opisany równaniem różniczkowym (7).

Przemieszczenie  $x_r$  pierścienia kończy się po osiągnięciu przez niego kontaktu z sąsiednią półką rowka.

Odształcenie kątowe względem środka ciężkości przekroju pierścienia (punkt S na rys. 3) może być opisane przez równanie równowagi momentów (8).

Wyznaczając sztywność skrętną  $K$  pierścienia (według związku podanego w artykule [14]), można, w oparciu o równanie równowagi momentów (8), obliczyć kąt  $\theta$  jego kąтового odkształcenia.

### 3. Weryfikacja eksperymentalna opracowanych modeli

#### 3.1. Wstępna ocena opracowanych modeli i oprogramowania

Ogólne właściwości opracowanego modelu i programu komputerowego dotyczącego hydrodynamiki i przepływu

oil flow were verified for chosen calculation examples. It was carried out by a comparison of calculation results of an own programme STOPF with the results of programme LUB that was used by the marine engine designing centre *Wärtsilä* (in Winterthur in Switzerland) several years ago. This work was done during one of many research periods of the author at mentioned company. Some examples of the hydrodynamic system: scraper rings – piston rod were analysed. A very good compatibility of compared calculation results was achieved.

### 3.2. Range of experimental investigations determining the basis of verification

A verification of the simulation model has been done by the author of this article for two marine Diesel internal combustion engines. One (of smaller dimensions) is a four-stroke engine and the other is a two-stroke engine. This work was done during the author's several research periods at previously mentioned engine designing centre *Wärtsilä*. At request of this company, the types of experimentally tested engines have not been given.

In order to carry out the verification of the developed model of gas flow through the labyrinth seal, the measurement results of unsteady gas pressures in cylinder, among piston rings and in crankcase (using piezoelectric sensors mounted in the piston) were compared with appropriate calculation results. In addition for the four-stroke engine experimental results of axial movement of rings in piston grooves (applying inductive sensors in the piston) and of gas blow-by to crankcase (using a special flow-meter) were accessible [5].

On the other hand, the experimental verification of a hydrodynamic model of piston rings involved a comparison of measurement results of scraped oil volumes by a gland-box of a two-stroke marine engine with appropriate calculation results. Unfortunately, similar measurements for piston ring packs of tested engines were not carried out.

### 3.3. Determination of the set of model parameters

The technical data of tested engines (for instance: main dimensions, rotational speed of maximal power etc.) were taken from the technical documentation that was made available to the author by the engine designing centre *Wärtsilä*. The same occurred in the case of geometrical parameters of the system piston-rings-cylinder. They concerned dimensions of piston rings (including microprofiles of sliding surfaces – for new or worn out piston rings), chosen mechanical parameters of piston rings (for example: masses, elasticity forces), piston dimensions (including ring grooves), cylinder dimensions (including among other things surface roughness).

Data concerning thermomechanical deformations of piston and cylinder liner (at full engine load) were also made available to the author by the engine designing centre. They concerned calculation results of strength of materials for mentioned engine parts with the use of finite element method. The wear of cylinder liner (including 1000 hours of engine running) was evaluated basing on regularly conducted experimental tests by the engine designing centre *Wärtsilä*.

oleju zweryfikowano dla wybranych przypadków obliczeniowych. Polegało to na porównaniu wyników obliczeń własnego programu o nazwie STOPF z rezultatami uzyskiwanymi za pomocą programu komputerowego o nazwie LUB używanego przed kilkoma laty w ośrodku konstrukcyjnym silników okrętowych *Wärtsilä* (w Winterthur, w Szwajcarii). Pracę tę wykonano w ramach jednego z licznych okresów pracy badawczej autora we wspomnianej firmie. Przeanalizowano kilka przypadków układu hydrodynamicznego: pierścienie zgarniające-tłoczek. Uzyskano bardzo dobrą zgodność porównywanych wyników obliczeń.

### 3.2. Zakres badań eksperymentalnych stanowiących podstawę weryfikacji

Weryfikację modelu symulacyjnego przeprowadzono dla dwóch okrętowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym. Pierwszy z nich (o mniejszych wymiarach) to silnik czterokusowy, a drugi – dwukusowy. Prace te wykonano we wcześniej wspomnianym ośrodku konstrukcyjnym *Wärtsilä*. Zgodnie z życzeniem tego ośrodka, nie podano oznaczenia typów silników, których dotyczą wyniki badań eksperymentalnych.

W celu przeprowadzenia weryfikacji opracowanego modelu przepływu gazu przez uszczelnienie labiryntowe pierścieni, porównano wyniki pomiarów nieustalonego ciśnienia gazu w cylindrze silnika, między pierścieniami oraz w skrzyni korbowej (przy użyciu czujników piezoelektrycznych zamontowanych w tłoku) ze stosownymi wynikami obliczeń. Dla silnika czterokusowego dostępne były ponadto wyniki pomiarów osiowych przemieszczeń pierścieni w rowkach tłoka (z zastosowaniem czujników indukcyjnych w tłoku), a także natężenia przedmuchu gazu do skrzyni korbowej (przy użyciu specjalistycznego przepływomierza) [5].

Natomiast weryfikacja eksperymentalna modelu hydrodynamiki pierścieni dotyczyła porównania wyników pomiarów objętości zgarnianego oleju przez dławnicę dwukusowego silnika okrętowego ze stosownymi wynikami obliczeń. Niestety nie były wykonywane analogiczne pomiary dla pakietów pierścieni tłokowych badanych silników.

### 3.3. Określenie zbioru parametrów modeli

Dane techniczne badanych silników (np. wymiary główne, prędkość obrotową odpowiadającą maksymalnej mocy itp.) zaczerpnięto z dokumentacji technicznej udostępnionej autorowi przez ośrodek konstrukcyjny silników *Wärtsilä*. Tak samo postąpiono w przypadku parametrów geometrycznych układu tłok-pierścienie-cylinder. Obejmowały one: wymiary pierścieni (w tym mikroprofile ich powierzchni współpracujących z cylindrem – dla pierścieni nowych, bądź zużytych), wybrane parametry mechaniczne pierścieni (np. masy, siły sprężystości), wymiary tłoka (w tym rowków pierścieniowych), wymiary cylindra (w tym m.in. chropowatość powierzchni).

Dane dotyczące odkształceń termomechanicznych tłoka i tulei cylindrowej (dla pełnego obciążenia silnika) udostępnił także ośrodek konstrukcyjny silników. Stanowiły one wyniki obliczeń wytrzymałościowych wspomnianych części z użyciem metody elementów skończonych. Zużycie

The basic thermodynamic data of the engine (for example: gas pressure and temperature in cylinder and in crankcase, average temperatures of piston rings, thermal state of piston and cylinder surface etc.) were also made available. These data had been obtained as calculation or experimental results. In addition the engine designing company provided information concerning physical properties of oil (for example temperature-dependence of oil viscosity).

A lot of important information has been gathered from the literature [5, 10]. Among other things, it concerned thermodynamic and flow parameters, such as gas flow coefficients through the canals of the labyrinth piston-rings- cylinder, heat transfer coefficients between gas and walls of this labyrinth etc. The final selection of these parameters values was done by taking into account the known compatibility criteria of numerical calculations and experimental results.

### 3.4. Compatibility criteria of simulation and experimental results

As compatibility criteria of numerical simulation and experimental results the farther mentioned parameters were assumed [1]. They mainly concern function variations versus crank angle of an internal combustion engine.

Mean square deviation of measured and calculated function:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n [f_{\text{meas}}(x_i) - f_{\text{calc}}(x_i)]^2} \quad (9)$$

where:  $f_{\text{meas}}$  – value of compared function for  $i$  – th value of argument  $x$  (for instance: time  $t$ , crank angle  $\alpha$ ,  $x$  – coordinate along cylinder liner) obtained from measurements,  $f_{\text{calc}}$  – value of compared function for  $i$  – th value of argument  $x$  obtained from numerical calculation,  $n$  – number of points of analysed function  $f_{\text{meas/calc}}(x)$ .

a) Maximum value of differences between measured and calculated functions:

$$\Delta f_{\text{max}} = \max_{i=1}^n [f_{\text{meas}}(x_i) - f_{\text{calc}}(x_i)] \quad (10)$$

b) Pearson's linear correlation coefficient of measured and calculated function:

$$r_{\text{meas/calc}} = \frac{\sum_{i=1}^n [f_{\text{meas}}(x_i) - f_{\text{meas}}^{\text{av}}] \cdot [f_{\text{calc}}(x_i) - f_{\text{calc}}^{\text{av}}]}{\sqrt{\sum_{i=1}^n [f_{\text{meas}}(x_i) - f_{\text{meas}}^{\text{av}}]^2 \cdot \sum_{i=1}^n [f_{\text{calc}}(x_i) - f_{\text{calc}}^{\text{av}}]^2}} \quad (11)$$

where:  $f_{\text{meas}}^{\text{av}}$  – average value of measured function,  $f_{\text{calc}}^{\text{av}}$  – average value of calculated function.

## 3.5. Experimental verification of operation quality of the models

### 3.5.1. Gas flow through the labyrinth seal of a four-stroke engine

A four-stroke marine engine of *Wärtsilä* company was tested as regards gas flow through the labyrinth seal of piston rings. At request of this company, the variations

gładzi cylindrowej (przypadające na 1000 godzin pracy silnika) wyznaczono na podstawie regularnie prowadzonych badań eksperymentalnych przez ośrodek konstrukcyjny silników *Wärtsilä*. Udostępniono także podstawowe dane termodynamiczne silnika (np. ciśnienie i temperaturę gazu w cylindrze i skrzyni korbowej, średnie temperatury pierścieni tłokowych, stan cieplny powierzchni tłoka i cylindra itp.). Dane te uzyskano w wyniku obliczeń względnie badań eksperymentalnych. Ponadto firma konstrukcyjna silników zapewniła informacje dotyczące właściwości fizycznych oleju (np. zależność jego lepkości od temperatury).

Wiele istotnych informacji zaczerpnięto ze źródeł literaturowych [5, 10]. Dotyczyły one między innymi parametrów termodynamiczno-przepływowych, takich jak: współczynnik przepływu gazu przez kanały labiryntu tłok- pierścienie-cylinder, współczynniki przejmowania ciepła między gazem i ściankami tego labiryntu itp. Ostatecznego doboru wartości tych parametrów dokonano, kierując się znanymi kryteriami zgodności wyników obliczeń symulacyjnych i badań eksperymentalnych.

### 3.4. Kryteria zgodności wyników badań symulacyjnych i eksperymentalnych

Jako kryteria zgodności wyników obliczeń symulacyjnych i badań eksperymentalnych przyjęto wymienione dalej wielkości [1]. Dotyczą one głównie przebiegów w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika spalinowego.

a) Średnie odchylenie kwadratowe przebiegu zmierzonego i obliczonego wyraża wzór (9), gdzie:  $f_{\text{meas}}$  – wartość porównywanej funkcji dla  $i$ -tej wartości argumentu  $x$  (np. czasu  $t$  kąta obrotu wału korbowego  $\alpha$ , współrzędnej  $x$  wzdłuż gładzi cylindrowej) otrzymana w wyniku przeprowadzonych pomiarów,  $f_{\text{calc}}$  – wartość porównywanej funkcji dla  $i$ -tej wartości argumentu  $x$  uzyskana w wyniku przeprowadzonych obliczeń symulacyjnych,  $n$  – liczba punktów analizowanej funkcji  $f_{\text{meas/calc}}(x)$ .

b) Wartość maksymalna różnic przebiegów zmierzonych i obliczonych – wzór (10).

c) Współczynnik korelacji liniowej Pearsona przebiegu zmierzonego i obliczonego (11), gdzie:  $f_{\text{meas}}^{\text{av}}$  – wartość średnia przebiegu zmierzonego,  $f_{\text{calc}}^{\text{av}}$  – wartość średnia przebiegu obliczonego.

## 3.5. Weryfikacja eksperymentalna jakości pracy modeli

### 3.5.1. Przepływ gazu przez uszczelnienie labiryntowe silnika czterosurowego

Czterosuwowy silnik okrętowy firmy *Wärtsilä* zbadano pod względem przepływu gazu przez uszczelnienie labiryntowe pierścieni tłokowych. Zgodnie z życzeniem tej firmy, przebiegi ciśnień gazu oraz osiowe przemieszczenia pierścieni przedstawiono jako wielkości bezwymiarowe ( $p/p_{\text{max}}$  oraz  $x/x_{\text{max}}$ ) odniesione do wartości maksymalnych (odpowiednio ciśnienia  $p_{\text{max}}$  w cylindrze oraz luzu osiowego  $x_{\text{max}}$  danego pierścienia w rowku tłoka). Z tego względu nieznane dla czytelnika pozostają wartości  $p_{\text{max}}$  oraz  $x_{\text{max}}$ .

Na rysunku 4 pokazano przebieg względnych zmian ciśnienia gazu w pakiecie pierścieni tłokowych czterosurowego silnika *Wärtsilä* w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

of gas pressure and axial movement of rings in piston grooves are presented as dimensionless parameters ( $p/p_{\max}$  and  $x/x_{\max}$ ) related to maximum values (of pressure  $p_{\max}$  in cylinder and axial clearance  $x_{\max}$  of the ring in a piston groove). Therefore the values of  $p_{\max}$  and  $x_{\max}$  are not known for the reader.

In Figure 4 variations of relative gas pressure in a piston ring pack of the *Wärtsilä* four-stroke engine as a function of crank angle are shown. The numerical calculation is done on the basis of known cylinder pressure variation and gas leakage through the labyrinth sealing of the piston ring pack (orifices corresponding ring end gaps and ring-side crevices).

Then in Fig. 5 a comparison of dimensionless gas pressure  $p_3/p_{\max}$  (measured and calculated) for the volume region between piston rings 1 and 2 (Fig. 1) as a function of crank angle is presented. However in Tab. 1 appropriate parameters that characterize this comparison are presented. The values of these parameters prove that a satisfactory compatibility of the analysed variation of gas pressure has been achieved. A small discrepancy between the values of measurements and calculations mainly results from simplification assumptions of the model (chapter 2.1) and possible errors of measurements and signal recording.

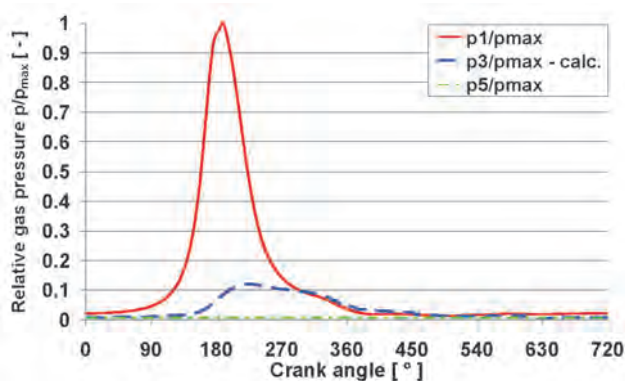


Fig. 4. Relative gas pressure variations versus crank angle:  $p_1/p_{\max}$  – in combustion chamber,  $p_3/p_{\max}$  – among the 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> piston ring (calculated),  $p_5/p_{\max}$  – in crankcase

Rys. 4. Przebiegi zmienności względnych ciśnień gazu w funkcji kąta obrotu wału korbowego:  $p_1/p_{\max}$  – w cylindrze,  $p_3/p_{\max}$  – między pierścieniami 1 i 2 (obliczone),  $p_5/p_{\max}$  – w skrzyni korbowej

In Figure 6 a comparison of (measured and calculated) relative axial movement  $x_1/x_{\max}$  of the first piston ring (compression ring) in the piston groove as a function of crank angle is shown. Chosen parameters that characterize this comparison are presented in Tab. 2. A small time lag between both piston ring movements (measured and calculated) of this piston ring is observed. Nevertheless, a satisfactory qualitative compatibility of both compared functions has been achieved.

Obliczenia numeryczne przeprowadzono w oparciu o znany przebieg zmian ciśnienia gazu w cylindrze i przedmuchów gazu przez uszczelnienie labiryntowe pakietu pierścieni tłokowych (szczeliny przepływowe zamków pierścieni oraz między pierścieniami i rowkami tłoka).

Na rysunku 5 przedstawiono porównanie względnych zmian ciśnienia gazu  $p_3/p_{\max}$  (zmierzonych i obliczonych) dla strefy objętościowej między pierścieniami 1 i 2 (rys. 1) w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika. W tabeli 1 zamieszczono natomiast stosowne wielkości charakteryzujące to porównanie. Świadczą one o uzyskaniu zadowalającej zgodności analizowanego przebiegu ciśnienia gazu. Niewielka rozbieżność między wynikami pomiarów i obliczeń wynika głównie z uproszczeń przyjętych w modelu (podrozdz. 2.1) oraz ewentualnych błędów pomiaru i rejestracji sygnałów.

Na rysunku 6 zaprezentowano porównanie względnego osiowego przemieszczenia  $x_1/x_{\max}$  (zmierzonego i obliczonego) pierścienia 1 (uszczelniającego) w obrębie rowka tłoka w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Wybrane wielkości charakteryzujące to porównanie przedstawiono w tab. 2. Obserwuje się nieznaczne przesunięcie czasowe przemieszczenia (zmierzonego i obliczonego) dla tego pierścienia. Mimo to uzyskano wystarczająco dobrą zgodność jakościową obu porównywanych przebiegów.

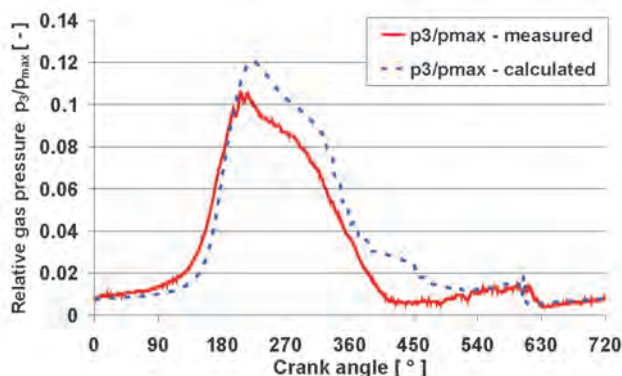


Fig. 5. Comparison of relative gas pressure variation  $p_3/p_{\max}$  (measured and calculated) in the volume between the 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> piston ring (Fig. 1) as a function of crankshaft rotation

Rys. 5. Porównanie relatywnego ciśnienia gazu  $p_3/p_{\max}$  (zmierzonego i obliczonego) w objętości między pierścieniami 1 i 2 (rys. 1) w funkcji kąta obrotu wału korbowego

Wynik pomiaru wykazuje jednak pewną nieścisłość. Przy przeskoku pierścienia do górnej półki rowka jego względny wznios  $x_1/x_{\max}$  przyjmuje wartość większą niż 1. Ponadto przy powrocie do dolnej półki rowka tłoka względny wznios pierścienia jest mniejszy od 0. Świadczy to o przekroczeniu nominalnego osiowego luzu pierścienia w rowku tłoka. Potencjalną przyczyną tego może być niedokładność pomiaru wynikająca z trudności wyznaczenia przemieszczenia pierścienia w czasie posuwisto-zwrotnego ruchu tłoka.

Następną porównywaną wielkością jest natężenie przepływu gazu przez uszczelnienie labiryntowe pierścieni tłokowych do skrzyni korbowej silnika. W tabeli 3 zestawiono zmierzone i obliczone wartości przedmuchów spalin

Table 1. Compatibility of relative gas pressure  $p_3/p_{max}$  variations (measured and calculated)  
 Tabela 1. Zgodność przebiegów zmienności relatywnego ciśnienia gazu  $p_3/p_{max}$  (zmierzonego i obliczonego)

Relative difference of maximal values (measured and calculated)/ względna różnica wartości szczytowych (zmierzonych i obliczonych)	Ratio of average values (of calculated and measured results)/ stosunek wartości średnich (przebiegu obliczonego do zmierzonego)	Ratio of mean square deviation to measured maximal value/ stosunek średniego odchylenia kwadratowego do zmierzonej wartości szczytowej	Correlation coefficient (of measured and calculated results)/ współczynnik korelacji (przebiegu zmierzonego i obliczonego)
13.6 %	1.18	10.77 %	0.98

But the measurement result shows a certain inaccuracy. In case of the piston ring jumping to the upper shelf of piston groove, the relative lift  $x_1/x_{max}$  of the ring shortly exceeds the value 1. In addition, when coming back to the lower shelf of piston groove, the relative lift of the ring is lower than 0. It proves that the nominal axial clearance of the ring in piston groove is exceeded. The possible reason of this fact might be the measurement inaccuracy, which results from difficulties in determining the ring movement during the reciprocating motion of the piston.

The next compared parameter is a gas blow-by through the labyrinth seal of piston rings into the engine crankcase. In Tab. 3 the measured and calculated values of the exhaust gas blow-by and the quotient of the calculated to measured value are given. A very good compatibility of both results has been achieved.

**3.5.2. Volumes of scraped oil by gland-box of a two-stroke marine engine**

The next engine used for the verification was a turbocharged two-stroke marine Diesel engine designed by Wärtsilä company [2, 8]. This engine is equipped in two seal systems that were included for experimental verification:

Table 2. Compatibility of relative ring lift  $x_1/x_{max}$  in piston groove (measured and calculated)

Tabela 2. Zgodność relatywnego przemieszczenia pierścienia w rowku tłoka  $x_1/x_{max}$  (zmierzonego i obliczonego)

Ratio of average values (of calculated and measured results)/ stosunek wartości średnich (przebiegu obliczonego do zmierzonego)	Correlation coefficient (of measured and calculated results)/ współczynnik korelacji (przebiegu zmierzonego i obliczonego)
0.75	0.86

Table 3. Compatibility of gas blow-by to the engine crankcase (measured and calculated)

Tabela 3. Zgodność przedmuchu gazu do skrzyni korbowej (zmierzonego i obliczonego)

Measured value/ wielkość zmierzona [dm <sup>3</sup> /min]	Calculated value/ wielkość obliczona [dm <sup>3</sup> /min]	Quotient of calculated and measured value/ stosunek wielkości obliczonej do zmierzonej [-]
83.1	82.2	0.989

- a) labyrinth seal of piston rings,
- b) pack of seal and scraper rings making a gland-box that separates the piston underside from crankcase of the engine.

In this paper verification results for the gland-box are presented.

The purpose of a gland-box is to separate the piston underside as tight as possible from the crankcase. The engine designing centre Wärtsilä made available to the author measurement results of scraped oil volumes by the gland-box of chosen engine. Special oil tanks were installed in the tested engine, where lubricating oil flew in. Then oil volumes scraped up to piston underside and down to crankcase during 24 hours of engine running were measured.

oraz podano stosunek wielkości obliczonej do zmierzonej. Uzyskano bardzo dobrą zgodność obu wyników.

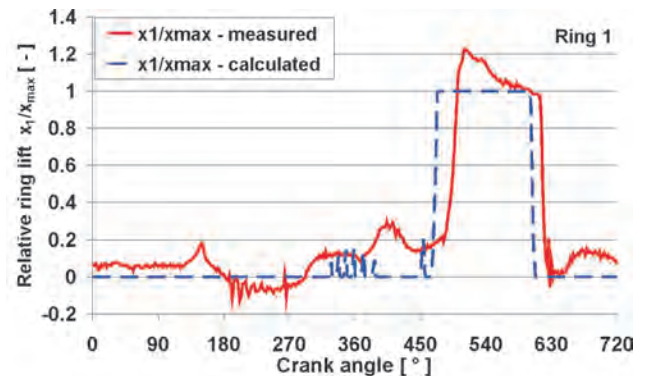


Fig. 6. Comparison of relative ring lift  $x_1/x_{max}$  of the 1<sup>st</sup> (compression) ring in piston groove (measured and calculated) as a function of crankshaft rotation

Rys. 6. Porównanie relatywnego przemieszczenia 1. pierścienia (uszczelniającego) w rowku tłoka  $x_1/x_{max}$  (zmierzonego i obliczonego) w funkcji kąta obrotu wału korbowego

**3.5.2. Objętości zgarnianego oleju przez dławnicę dwusuwowego silnika okrętowego**

Następnym silnikiem wykorzystywanym przy weryfikacji był dwusuwowy, turbodoładowany silnik okrętowy o zapłonie samoczynnym, skonstruowany w firmie Wärtsilä [2, 8]. Jest on wyposażony w dwa układy uszczelniające obejmujące zakres przeprowadzonej weryfikacji eksperymentalnej:

- a) uszczelnienie labiryntowe pierścieni tłokowych,
- b) pakiet pierścieni uszczelniająco-zgarniających stanowiących dławnicę oddzielającą przestrzeń pod tłokiem od skrzyni korbowej silnika.

W tym artykule przedstawiono jedynie weryfikację wyników dla dławnicy.

One of many input parameters of the simulation program is the velocity of oil fog deposition on a free surface of piston rod. This parameter has been chosen in such a way that a good compatibility between measured and calculated oil volumes scraped down into crankcase has been achieved. In Table 4 a comparison of measured and calculated parameters and a percent scatter of results are given.

Table 4. Compatibility of the scraped oil quantities (measured and calculated) by the gland-box

Tabela 4. Zgodność zgarnianych ilości oleju przez dławnicę (zmiierzonych i obliczonych)

Analyzed volumes of lubricating oil/ <i>analizowane objętości oleju smarującego</i>	Average value of measured parameter/ <i>średnia wartość wielkości zmierzzonej</i> [dm <sup>3</sup> /24h]	Calculated value/ <i>wielkość obliczona</i> [dm <sup>3</sup> /24h]	Relative difference of measured and calculated value/ <i>względna różnica wielkości zmierzzonej i obliczonej</i>
Quantity scraped to piston underside/ <i>ilość zgarniana do przestrzeni pod tłokiem</i>	8	7.252	9.35 %
Quantity scraped to crankcase/ <i>ilość zgarniana do skrzyni korbowej</i>	12000	11020	8.17 %

#### 4. Calculation results concerning piston ring pack operation

For the analysis of the ring pack operation, a ring pack consisting of a single one-lip sealing (compression) ring, single one-lip scraping ring and a single two-lip scraping ring typically used in spark ignition engines of middle class automobiles has been selected.

The surface geometry of the piston ring package (vertical dimensions are 1000 times greater than horizontal ones) is depicted in Fig. 7.

In the following figures variations of some physical parameters as functions of the crankshaft rotation angle, beginning from the piston bottom dead centre (BDC) of the four-stroke engine operation (0°) are shown. In this case the end of compression phase is at 180° of crank angle (piston top dead centre – TDC).

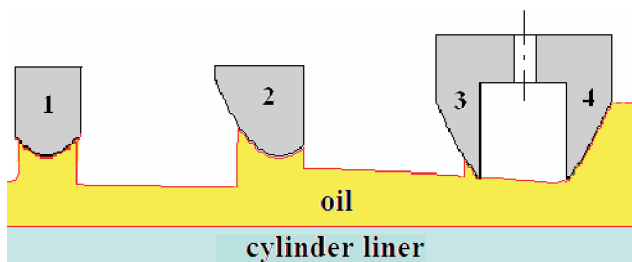


Fig. 7. Ring pack geometry under consideration

Rys. 7. Geometria analizowanego pakietu pierścieni tłokowych

A linear temperature distribution of the cylinder wall from 120 to 200°C has been assumed. The temperature variation results in differences in local oil viscosity values.

In Figure 8 gas pressure variations in a piston ring pack as a function of crank angle are shown. The numerical calculation is done on the basis of known cylinder pressure variation and gas leakage through the labyrinth sealing of the piston ring pack (orifices corresponding ring end gaps and ring-side crevices). One can notice the existence of phases of a relatively high pressure load on the upper (compression) ring.

Zadaniem dławnicy jest możliwe szczelne oddzielenie przestrzeni pod tłokiem od skrzyni korbowej silnika. Wyniki pomiarów zgarnianych objętości oleju przez dławnicę wybranego silnika udostępniła *Wärtsilä*. W badanym silniku zamontowano odpowiednie naczynia, do których służył olej. Następnie zmierzono objętości oleju zgarniane do góry do przestrzeni pod tłokiem oraz w dół do skrzyni korbowej w ciągu 24 godzin pracy silnika.

Jedną z wielu wielkości wejściowych programu symulacyjnego była szybkość osiadania mgły olejowej na swobodnej powierzchni tłoczyska. Wielkość tę dobrano w ten sposób, aby uzyskać zadowalającą zgodność zmierzonych i obliczonych objętości zgarnianego oleju w dół do skrzyni korbowej. W tabeli 4 przedstawiono porównanie wielkości zmierzonych i obliczonych oraz procentowy rozrzut wyników.

#### 4. Wyniki obliczeń dotyczących funkcjonowania pakietu pierścieni tłokowych

Do analizy funkcjonowania pakietu pierścieni wybrano pakiet pierścieni składający się z jednowargowego pierścienia uszczelniającego, jednowargowego pierścienia zgarniającego i dwuwargowego pierścienia zgarniającego – typowy pakiet dla silnika o zapłonie iskrowym samochodu klasy średniej.

Geometria powierzchni (ślizgowych) pakietu pierścieni tłokowych (wymiary pionowe powiększono 1000 razy w stosunku do poziomych) przedstawiona jest na rys. 7.

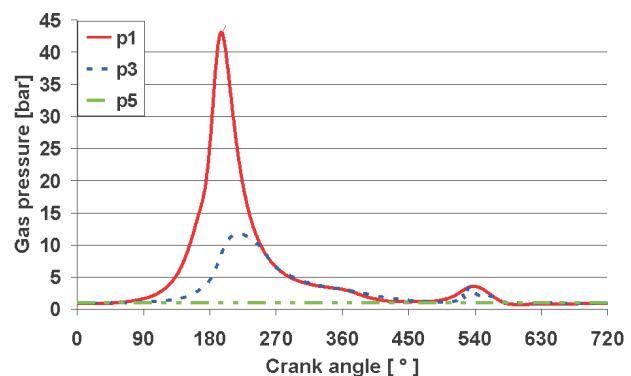


Fig. 8. Gas pressure variations  $p_i$  versus crank angle:  $p_1$  – in combustion chamber,  $p_3$  – among the 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> piston ring,  $p_5$  – in crankcase

Rys. 8. Przebiegi zmienności ciśnienia gazu  $p_i$  w funkcji kąta obrotu wału korbowego:  $p_1$  – w cylindrze,  $p_3$  – między pierścieniami 1 i 2,  $p_5$  – w skrzyni korbowej

In Figure 9 ring axial lifts in piston grooves as a function of crank angle for analysed engine are shown. Due to big changes of piston acceleration the axial movements of the 1<sup>st</sup> and 3<sup>rd</sup> (Fig. 1) piston rings within their grooves can be observed. This phenomenon takes place twice during the whole cycle (0°–720°) of the four–stroke engine. The 2<sup>nd</sup> piston ring (Fig. 1) is strongly pressed by the gas force against the lower flank of piston groove and does not move during the compression and expansion strokes. But then during the exhaust and suction strokes the mentioned gas force is less important and two lifts of the 2<sup>nd</sup> piston ring within its groove can be observed. Gas pressure variations near the crank angle of 540° are followed by oscillations of axial movement of the 1<sup>st</sup> and 2<sup>nd</sup> piston ring.

The nominal axial clearance of the first and second ring in piston grooves equals 0.20 mm and for the third piston ring – 0,25 mm. After each short lasting ring movement in a piston groove follows a change of the acting point of the reaction force  $R_x$  to the other shelf of piston groove and also a sign change of this force (Fig. 3). However during the ring movement between both piston groove shelves, the force  $R_x = 0$ .

Rapid ring lifts are accompanied by short lasting, but big changes of gas flow areas between rings and piston grooves. They are much bigger than flow areas of ring end gaps, because the opening ranges include the whole piston circumference. In this case temporary rapid changes of gas flow should be observed.

The hydrodynamic force acts in the radial direction on the ring, which must be compensated by the spring, gas pressure and friction forces in the cylinder groove. The inertia force in the radial direction has been neglected due to very small values of the radial ring velocity. In Fig. 10 the hydrodynamic force for each piston ring necessary for compensating both the gas pressure and radial forces resulting from the ring stiffness is presented. The variations of hydrodynamic forces look similar to variations of inter-ring gas pressures (Fig. 8). In some working phases, the radial gas force  $F_{gas}$  (Fig. 3) acting to increase the ring diameter is many times greater than the natural force of the ring stiffness  $F_{spr}$  in the same direction (for example:  $F_{spr} = 375$  N/m for the compression ring).

Additionally, in the mixed lubrication cases the elastic radial contact forces are expected. In Figure 11 variations in radial components of elastic contact forces are visible. These forces occur in the case of a high gas pressure and low oil viscosity caused by high temperature near the top dead centre. It should be noticed that the values of elastic contact forces are much lower than hydrodynamic forces acting on rings (compare Figs. 10 and 11).

Analysing the calculation results it can be concluded that hydrodynamic forces are generated by relatively low pressure acting on a big surface in contrary to high pressure elastic contacts concentrated on a very small elastic contact area. Due to that the elastic contact seems to be responsible for the wear process.

Na zaprezentowanych dalej wykresach przedstawiono przebiegi zmian wybranych parametrów fizycznych w funkcji kąta obrotu wału korbowego, rozpoczynając od dolnego martwego położenia (DMP) cyklu pracy silnika czterosuwowego. W tym przypadku koniec suwu sprężania odpowiada 180° obrotu wału korbowego (górne martwe położenie tłoka – GMP).

Założono liniowy rozkład temperatury na tulei cylindrowej od 120 do 200°C. Zmiany temperatury wywołują lokalne różnice lepkości oleju.

Na rysunku 8 pokazano zmiany ciśnienia gazu w obrębie pakietu pierścieni tłokowych w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Obliczenia numeryczne przeprowadzono w oparciu o znany przebieg zmian ciśnienia gazu w cylindrze i przedmuchów gazu przez uszczelnienie labiryntowe pakietu pierścieni tłokowych (szczeliny przepływowe zamków pierścieni oraz między pierścieniami i rowkami tłoka). Można zauważyć przedziały (kąta obrotu wału korbowego) o stosunkowo wysokim ciśnieniu obciążającym górny pierścień uszczelniający.

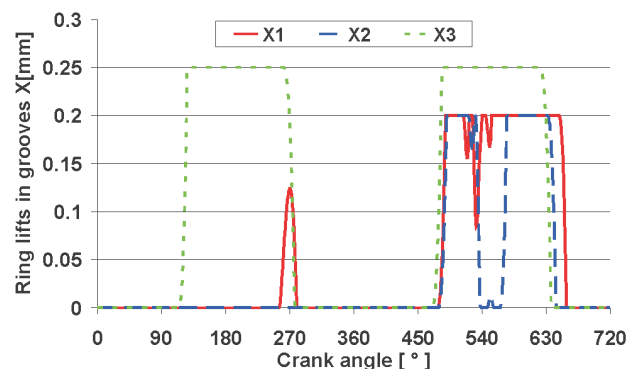


Fig. 9. Variation of ring lift  $X_i$  in piston groove for each piston ring ( $i$  – ring number) versus crank angle

Rys. 9. Zmienność osiowych przemieszczeń  $X_i$  pierścieni w rowkach tłoka w funkcji kąta obrotu wału korbowego ( $i$  – numer pierścienia)

Na rysunku 9 przedstawiono osiowe wzniosy pierścieni względem rowków tłoka w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla analizowanego silnika. Z uwagi na znaczne zmiany przyspieszeń tłoka obserwuje się przemieszczenia osiowe 1. i 3. pierścienia (rys. 1) w obrębie rowków tłoka. To zjawisko występuje dwa razy na cykl pracy (0°–720°) silnika czterosuwowego. Natomiast drugi pierścień tłokowy (rys. 1) jest pod wpływem siły gazowej na tyle mocno dociskany do dolnej półki rowka w suwach sprężania i rozprężania, że nie może się od niej wówczas oderwać. Jednakże w następujących potem suwach wydechu i ssania wspomniana siła gazowa staje się mniej znacząca i obserwuje się dwa wzniosy 2. pierścienia w rowku tłoka. Wahania ciśnienia gazu w okolicy 540° skutkują wahaniami osiowych przemieszczeń 1. i 2. pierścienia. Nominalne osiowe luzy 1. i 2. pierścienia w rowkach tłoka wynoszą 0,2 mm, a dla 3. pierścienia tłokowego – 0,25 mm. Każdy z natury krótkotrwały przeskoczek pierścienia spowoduje przesunięcie punktu działania

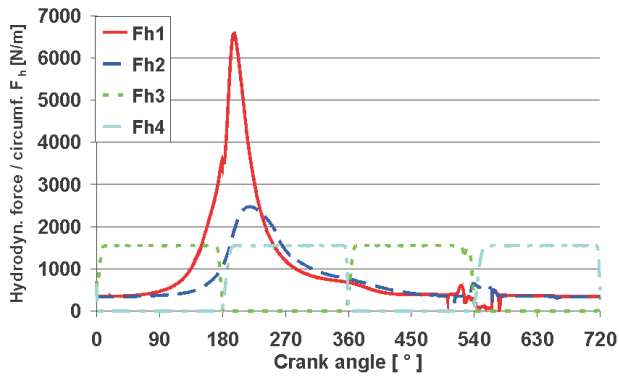


Fig. 10. Variation of hydrodynamic force  $F_{h_i}$  for each piston ring versus crank angle ( $i$  – lip number of piston ring pack – Fig. 7)

Rys. 10. Zmienność sił hydrodynamicznych  $F_{h_i}$  pierścieni tłokowych w funkcji kąta obrotu wału korbowego ( $i$  – numer wargi pakietu pierścieni – rys. 7)

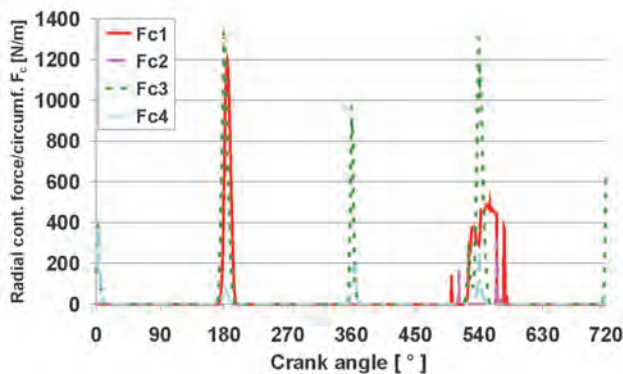


Fig. 11. Variation of radial component of contact force  $F_{c_i}$  for each piston ring versus crank angle ( $i$  – lip number of piston ring pack – Fig. 7)

Rys. 11. Zmienność promieniowych sił kontaktu  $F_{c_i}$  pierścieni tłokowych w funkcji kąta obrotu wału korbowego ( $i$  – numer wargi pakietu pierścieni – rys. 7)

The hydrodynamic friction forces as functions of the crankshaft rotation were calculated and presented in Fig. 12. These forces significantly depend on piston velocity. For this reason the highest values of hydrodynamic friction forces should be noticed at crank angles, where the maximum piston velocity is reached. These forces could be neglected in the piston motion phases corresponding to low velocity near the reverse points.

Near the top dead centre (at high oil temperature) the additional tangential components of elastic contact forces (friction forces) should be noticed (Fig. 13). The sign change of these forces at TDC results from the sign change of piston velocity.

The oil film thickness was calculated from the pressure distribution in the gap between the ring land and cylinder liner. In addition the temperature variation along the cylinder liner results in differences in local oil viscosity values. In order to take this effect into account, the assumed linear temperature distribution along the liner was applied for numerical calculation of hydrodynamic lubrication of piston ring pack.

siły reakcji  $R_x$  do przeciwległej półki rowka tłoka i zmianę znaku tej siły (rys. 3). Jednakże w czasie samego przeskoku pomiędzy dwoma półkami rowka tłoka, siła  $R_x = 0$ .

Przeskokom pierścieni towarzyszą krótkotrwałe, ale duże zmiany przekrojów przepływu gazu między pierścieniami a półkami rowków tłoka. Są one znacznie większe od przekrojów przepływu przez zamki pierścieni, gdyż oznaczają otwarcie szczelin na całym obwodzie pierścienia. W tym przypadku oczekiwać należy krótkotrwałych, gwałtownych zmian przedmuchu gazu.

Siła hydrodynamiczna działa w kierunku promieniowym na pierścień tłokowy i musi być skompensowana przez siłę sprężystości, ciśnienia gazu i tarcia w rowku tłoka. Zaniebano siłę bezwładności w kierunku promieniowym z uwagi na bardzo małe wartości promieniowej prędkości pierścienia. Na rysunku 10 zobrazowano siły hydrodynamiczne dla każdego pierścienia tłokowego potrzebne do skompensowania sił wynikających z ciśnień gazu i ze sprężystości pierścieni. Zmienność sił hydrodynamicznych wygląda podobnie, jak zmienności ciśnień gazu między pierścieniami (rys. 8). W pewnych fazach pracy silnika promieniowa siła gazowa  $F_{gas}$  (rys. 3), powodująca zwiększanie średnicy pierścienia, jest wielokrotnie większa od naturalnej siły sprężystości pierścienia  $F_{spr}$  działającej w tym samym kierunku (np.:  $F_{spr} = 375$  N/m dla pierścienia uszczelniającego).

W przypadku tarcia mieszanego można spodziewać się dodatkowo występowania promieniowych sił sprężystego kontaktu (z chropowatościami powierzchni). Na rysunku 11 widoczne są przebiegi zmian składowych promieniowych sił kontaktu. Siły te pojawiają się w przypadku wysokich ciśnień gazu i niskiej lepkości oleju spowodowanej przez wysoką temperaturę w okolicach górnego martwego punktu tłoka. Należy odnotować, że wartości sił sprężystego kontaktu są znacznie mniejsze od sił hydrodynamicznych działających na pierścienie (por. rys. 10 i 11).

Analizując wyniki obliczeń, można wnioskować, że siły hydrodynamiczne powstają przy względnie niskich ciśnieniach działających na dużej powierzchni, w przeciwieństwie do wysokich ciśnień sprężystego kontaktu skoncentrowanego na bardzo małej powierzchni styku. Wydaje się, że z tego powodu zjawiska sprężystego kontaktu są odpowiedzialne za proces zużycia.

Obliczone przebiegi sił tarcia hydrodynamicznego w funkcji kąta obrotu wału korbowego zaprezentowano na rys. 12. Siły te w znaczący sposób zależą od prędkości tłoka. Z tego względu największe wartości hydrodynamicznych sił tarcia są widoczne dla kątów obrotu wału korbowego, gdzie osiągnięta jest maksymalna prędkość tłoka. Siły te mogą być pominięte w fazach ruchu tłoka odpowiadających niskiej prędkości blisko punktów zwrotnych.

Blisko górnego zwrotnego punktu tłoka (gdzie panuje wysoka temperatura oleju) widoczne są dodatkowo składowe styczne siły sprężystego kontaktu (siły tarcia) (rys. 13). Zmiana znaku tych sił w górnym martwym położeniu (GMP) tłoka wynika ze zmiany znaku prędkości tłoka.

Grubość filmu olejowego obliczono na podstawie rozkładu ciśnienia w szczelinie między wargą pierścienia i tuleją

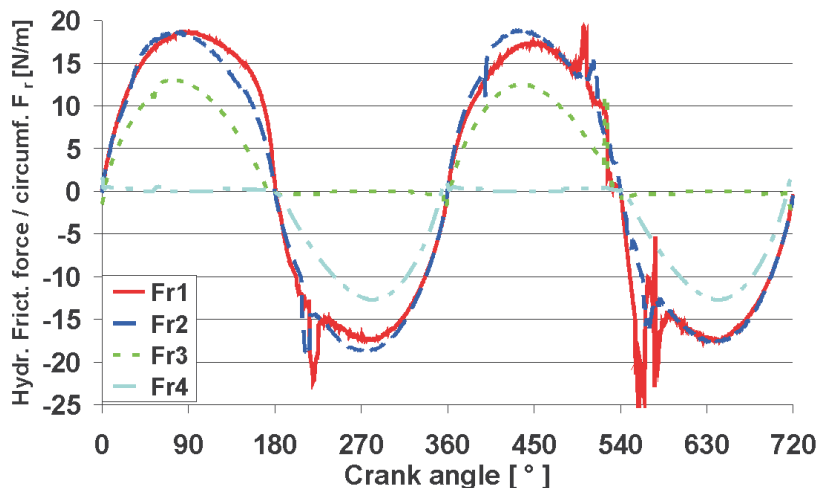


Fig. 12. Variation of hydrodynamic friction force  $F_{r,i}$  for each piston ring versus crank angle ( $i$  – lip number of piston ring pack – Fig. 7)

Rys. 12. Zmienność sił tarcia płynnego  $F_{r,i}$  pierścieni tłokowych w funkcji kąta obrotu wału korbowego ( $i$  – numer wargi pakietu pierścieni – rys. 7)

The motion of the ring pack scraping and distributing oil on the cylinder liner leaves the oil film profile shown in Fig. 14 after a few cycles of operation. An uneven oil film distribution along the cylinder liner can be clearly seen. Low film thickness near the piston top dead centre (TDC) and peaks of accumulated oil near the leading ring lips should be noticed. The minimum oil film thickness at TDC is about 0.2–0.3  $\mu\text{m}$  and can be compared with RMS roughness of the cylinder liner that equals 0.22  $\mu\text{m}$ . The very low local film thickness values near TDC can be explained by the existence of high gas pressure and temperature values existing in this area during the compression and working phases of engine operation. Due to high gas forces piston rings are strongly pressed against the cylinder surface. On the other hand, high temperature reduces the oil viscosity.

Variation of the twist angle for each ring is shown in Fig. 15. Maximal values of the twist angle appear in the phases of piston motion corresponding to high gas pressure in the combustion chamber and reach the following values:  $-6.8^\circ$  (minutes) for the 1<sup>st</sup> (top) ring,  $-2.6^\circ$  for the 2<sup>nd</sup> ring and  $-0.9^\circ$  for the 3<sup>rd</sup> ring.

Variation of the twist angle of the scraper ring is different from that in the compression ring. The twist angle of the compression ring changes its sign, while the scraper ring has mainly the same sign of the twist angle (Fig. 3). It should be observed that different twist angles of the considered rings result from different shapes of the scraper and compression ring lips (Fig. 7).

cylindrową. Ponadto zmienność temperatury wzdłuż tulei cylindrowej powoduje różnice lokalnych wartości lepkości oleju. W celu uwzględnienia tego zjawiska, w obliczeniach numerycznych hydrodynamicznego smarowania pakietu pierścieni tłokowych założono liniowy rozkład temperatury wzdłuż tulei cylindrowej.

Ruch pakietu pierścieni zgarniających i rozprowadzających olej na tulei cylindrowej pozostawia po kilku cyklach pracy (silnika) profil filmu olejowego pokazany na rys. 14. Dobrze widoczny jest nierównomierny rozkład filmu olejowego wzdłuż gładzi cylindrowej. Zauważyć można małą grubość warstwy (oleju) blisko górnego martwego punktu (GMP) oraz lokalne wzrosty grubości zakumulowanego oleju przy przednich wargach pierścieni.

Minimalna grubość filmu olejowego w GMP tłoka wynosi około 0,2–0,3  $\mu\text{m}$  i może być porównana ze średnim odchyleniem kwadratowym (RMS) chropowatości gładzi cylindrowej równym 0,22  $\mu\text{m}$ . Tak mała grubość filmu olejowego może być ponadto wyjaśniona istnieniem w tym obszarze bardzo dużych ciśnień i temperatur gazu występujących podczas suwu sprężania i rozprężania w cyklu pracy silnika. Wskutek wysokich ciśnień gazu pierścienie tłokowe są mocno dociskane do powierzchni cylindra, natomiast wysoka temperatura obniża lepkość oleju.

Przebiegi zmian kątowych odkształceń poszczególnych pierścieni pokazano na rys. 15. Maksymalne wartości odkształceń kątowych pojawiają się w zakresie kątów obrotu wału korbowego odpowiadających wysokim ciśnieniom gazu w cylindrze i osiągają wartości:  $-6,8^\circ$  (minut) dla pierwszego (górnego) pierścienia,  $-2,6^\circ$  dla drugiego pierścienia i  $-0,9^\circ$  dla trzeciego pierścienia.

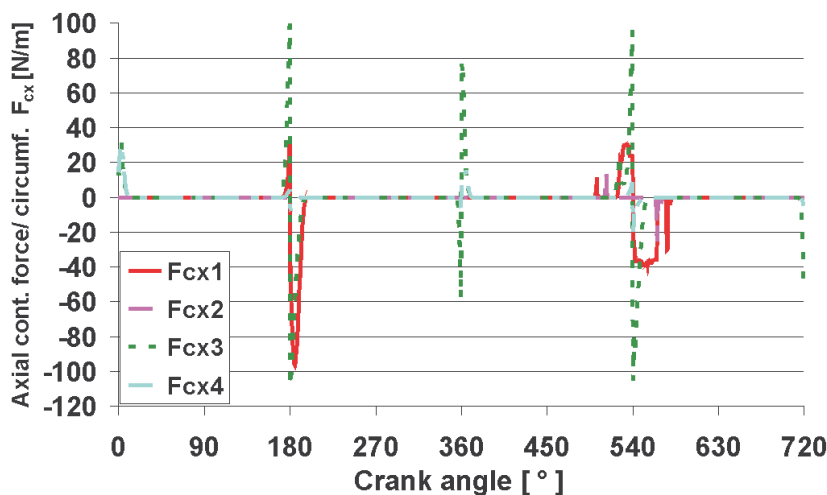


Fig. 13. Variation of tangential component of contact force  $F_{cx,i}$  for each piston ring versus crank angle ( $i$  – lip number of piston ring pack – Fig. 7)

Rys. 13. Zmienność osiowych sił kontaktu  $F_{cx,i}$  pierścieni tłokowych w funkcji kąta obrotu wału korbowego ( $i$  – numer wargi pakietu pierścieni – rys. 7)

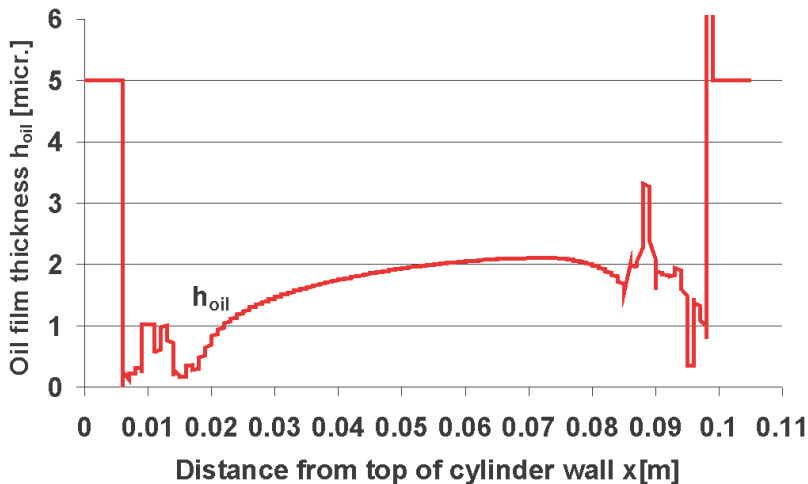


Fig. 14. Variation of the oil film thickness  $h_{oil}$  left by the ring pack along cylinder wall and mean value of the oil film thickness  $h_{mean}$

Rys. 14. Rozkład grubości filmu olejowego  $h_{oil}$  na gładzi cylindrowej oraz średnia grubość warstewki oleju  $h_{mean}$

The twist angle varies between  $-0.9^\circ$  and  $0.9^\circ$  for the twin-land oil control ring. Gas forces practically do not influence the oil ring motion. An elastically deformed two lip ring scrapes oil mainly by the consequent lip. The succeeding lip is located deeper in the oil film, scraping oil to the gap between lips. The accumulated oil flows out through the special gaps made in the ring.

## 5. Conclusions

1. The worked out mathematical model and simulation programme give a lot of practical information that would be more complicated and expensive to obtain using only experimental methods.
2. In order to use the simulation programme a number of important input data (also experimental data) is needed. This mainly concerns the system piston–ring–cylinder, for example geometrical profiles of sliding surfaces of piston rings, thermal deformations of piston and cylinder, profiles of piston grooves, experimental measurements of gas pressure among the rings etc.
3. The model and simulation programme have been experimentally verified for two marine engines (during working periods at the engine designing centre *Wärtsilä* in Switzerland).
4. The simulation model characterizes well the piston ring pack operation of different kinds of internal combustion engines (two- and four-stroke). It concerns mainly variations of gas pressure among the rings as functions of crank angle and exhaust gas flow rates (blow-by) through the labyrinth seal of a piston ring pack.

Przebieg zmienności odkształcenia kąowego 2. pierścienia (uszczelniająco-zgarniającego) różni się od analogicznego przebiegu dla 1. pierścienia (uszczelniającego). Odkształcenie kąowe pierścienia uszczelniającego zmienia znak, podczas gdy odkształcenie kąowe pierścienia uszczelniająco-zgarniającego ma przeważnie ten sam znak (rys. 3). Należy zauważyć, że różnice przebiegów odkształceń kąowych wspomnianych pierścieni wynikają z różnych kształtów warg pierścieni uszczelniająco-zgarniającego i uszczelniającego (rys. 7).

Odkształcenie kąowe dwuwargowego pierścienia zgarniającego zmienia się od  $-0,9^\circ$  do  $0,9^\circ$ . Siły gazowe nie wpływają na ruch pierścienia zgarniającego. Odkształcony sprężyste dwuwargowy pierścień olejowy zgarnia olej głównie swoją przednią wargą. Tylna wargą znajduje się głębiej w oleju, zgarniając olej do przestrzeni między wargami. Zakumulowany olej wypływa wtedy przez specjalne kanałki odpływowe tego pierścienia.

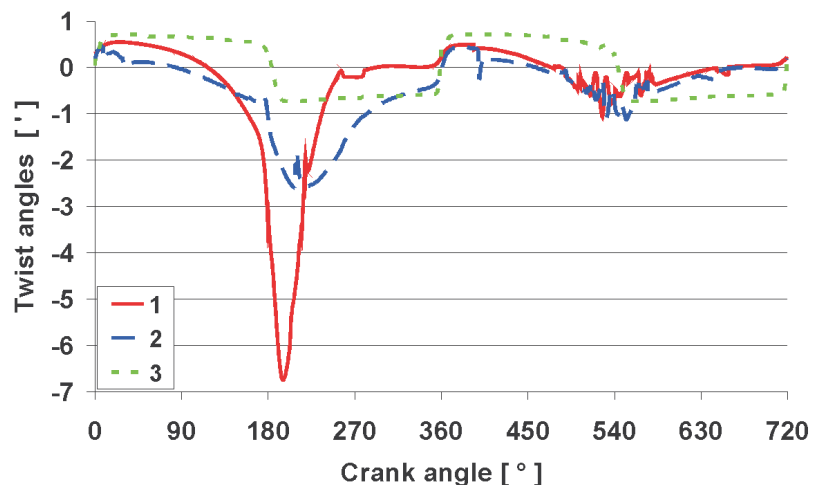


Fig. 15. Variation of twist angle  $\Theta_{i}$  for each piston ring ( $i$  – ring number) versus crank angle

Rys. 15. Zmienność kąowych odkształceń  $\Theta_{i}$  pierścieni tłokowych ( $i$  – numer pierścienia) w funkcji kąta obrotu wału korbowego

## 5. Wnioski

1. Opracowany model matematyczny i program symulacyjny dostarczają dużo informacji, których uzyskanie metodami eksperymentalnymi byłoby bardzo skomplikowane i kosztowne.
2. Użycie programu wymaga jednak wielu istotnych danych (w tym eksperymentalnych). Dotyczy to głównie układu tłok–pierścienie–cylinder, np. geometrycznych profili powierzchni ślizgowych pierścieni tłokowych, odkształceń termicznych tłoka i cylindra, profili rowków tłoka, pomiarów ciśnień gazu między pierścieniami itd.
3. Model i program symulacyjny zweryfikowano eksperymentalnie dla dwu silników okrętowych (podczas pracy w

5. Analyzing scraped oil volumes by the ring pack (of the gland-box of marine internal combustion engine), a satisfactory quantitative compatibility of results concerning numerical calculations and experimental investigations can be noticed.
  6. Due to high temperatures the oil viscosity is very low and consequently the oil film thickness is very thin along the cylinder liner. In this case is important to use a model of mixed lubrication and to take the surface roughness into account.
  7. The calculation results prove that the twist movement of piston rings should be taken into account if the lubrication problem of cylinder liner is analysed.
  8. The main aims of simulation of the ring motion is to predict lubrication conditions, define areas of the possible cylinder liner wear, changes of the piston ring surface shape deformation resulting from wear, and finally to define the gas leakage through the sealing ring set. Further investigation of these phenomena is strongly recommended.
4. Model symulacyjny dobrze odzwierciedla funkcjonowanie pakietu pierścieni tłokowych różnych rodzajów silników spalinowych (dwo- i czterosurowych). Dotyczy to głównie przebiegów ciśnień gazu między pierścieniami w funkcji kąta obrotu wału korbowego oraz natężeń przedmuchów spalin przez uszczelnienie labiryntowe pakietu pierścieni.
  5. Analizując zgarniane objętości oleju przez pakiet pierścieni (dławnicy okrętowego silnika spalinowego), można zauważyć dobrą zgodność ilościową wyników obliczeń numerycznych i badań eksperymentalnych.
  6. Z uwagi na wysokie temperatury oleju jego lepkość jest bardzo niska, co w konsekwencji prowadzi do bardzo małych grubości filmu olejowego na gładzi cylindrowej. W tym przypadku istotne jest zastosowanie modelu tarcia mieszanego oraz uwzględnienie chropowatości powierzchni.
  7. Wyniki badań symulacyjnych wskazują na potrzebę uwzględniania odkształceń kątowych pierścieni przy analizach smarowania gładzi cylindrowej.
  8. Głównym celem symulacji ruchu pierścieni jest przewidywanie warunków smarowania, wyznaczenie obszarów potencjalnego zużycia gładzi cylindrowej, zmian profilu powierzchni pierścieni wynikających ze zużycia, a w rezultacie wyznaczenie przedmuchu gazu przez pakiet pierścieni uszczelniających. Wskazane jest dalsze badanie tych zjawisk.

Artykuł recenzowany

## Bibliography/Literatura

- [1] Bobrowski D.: Probabilistyka w zastosowaniach technicznych. WNT, Warszawa 1980.
- [2] Demmerle R., Barrow S., Terrettaz F., Jaquet D.: New Insights into the Piston Running Behaviour of "Sulzer" Large Bore Diesel Engines, CIMAC Congress, Hamburg May 2001.
- [3] Greenwood J., Tripp J.H.: The contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces. Proc I. Mech. E., Vol. 185, 1971, pp. 625-633.
- [4] Iskra A.: Parametry filmu olejowego w węzłach mechanizmu tłokowo-korbowego silnika spalinowego. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [5] Koszałka G.: Modelling the blowby in internal combustion engine. Part 1: A mathematical model, The Archive of Mechanical Engineering, Vol. LI, Number 2, 2004, pp. 245-257; Part 2: Primary calculations and Verification of the model, The Archive of Mechanical Engineering, Vol. LI, No. 4, 2004.
- [6] Patir N., Cheng H.S.: An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. Transactions of ASME, Vol 100, January 1978.
- [7] Patir N., Cheng H.S.: Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces. Transactions of ASME, Vol 101, April 1979.
- [8] Räss K., Amoser M.: Progressive development of two-stroke engine tribology. Paper No. 83, CIMAC Congress, Vienna 2007.
- [9] Serdecki W.: Badania współpracy elementów układu tłokowo-cylindrowego silnika spalinowego. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2002.
- [10] Tian T., Nordzij L.B., Wong V.W., Heywood J.B.: Modeling Piston-Ring Dynamics, Blowby, and Ring-Twist Effects. Transactions of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 120, October 1998, pp. 843-854.
- [11] Wolff A., Piechna J.: Numerical simulation of piston ring pack operation. The Archive of Mechanical Engineering, Vol. L, No. 3, 2003, pp. 303-329.
- [12] Wolff A., Piechna J.: Numerical simulation of piston ring pack operation in the case of mixed lubrication. The Archive of Mechanical Engineering, Vol. LII, No. 3, 2005, pp. 157-190.
- [13] Wolff A.: Badania symulacyjne przepływu gazu przez uszczelnienie labiryntowe pierścieni tłokowych. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Politechnika Warszawska, zeszyt 2, Warszawa 2007.
- [14] Wolff A., Piechna J.: Numerical simulation of piston ring pack operation with regard to ring twist effects. The Archive of Mechanical Engineering, Vol. LIV, No. 1, pp. 65-99, Warsaw 2007.
- [15] Wolff A.: Symulacja cyfrowa działania pakietu pierścieni tłokowych. Polska Akademia Nauk Oddział w Krakowie, Teka Komisji Motoryzacji pt. Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych, zeszyt nr 33-34, Kraków 2008, ss. 467-474.

Mr. Andrzej Wolff, DEng. – doctor in the Faculty of Transport at Warsaw University of Technology.

Dr inż. Andrzej Wolff – adiunkt na Wydziale Transportu Politechniki Warszawskiej.

e-mail: [wolff@it.pw.edu.pl](mailto:wolff@it.pw.edu.pl)



## Powstanie i rozwój dwusuwowych silników spalinowych w Wytwórni Sprzętu Mechanicznego w Bielsku-Białej

*W artykule przedstawiono historię powojennego rozwoju zakładu w Bielsku-Białej, produkującego dwusuwowe silniki spalinowe. Opisano złożone i zmienne zależności organizacyjne w przemyśle samochodowym. Na tle rozwoju konstrukcji silników o różnym przeznaczeniu, szczegółowo przedstawiono przebieg zmian w procesach technologicznych związanych z ich produkcją. Tradycje w zakresie produkcji silników spalinowych w tej części Polski były kontynuowane przez FSM i FAP, a obecnie przez nowoczesne zakłady produkcyjne Fiat–GM Powertrain Polska i Fiat Powertrain Technologies Polska.*

Słowa kluczowe: silnik dwusuwowy, przemysł samochodowy

### 1. Wprowadzenie

Tradycje przemysłu metalowego na Podbeskidziu mają kilkaset lat. Za początki działalności w tym zakresie uznaje się uruchomienie na przełomie lat 1771/1772 w miejscowości Ustronń pierwszego pieca hutniczego.

W roku 1872 Karol Ochsner założył w Bielsku niewielki warsztat metalowy, który w krótkim czasie zwiększył swój potencjał i rozszerzył asortyment produkowanych wyrobów. Na początku XX w. zakład ten był już liczącym się producentem rurociągów parowych i wodnych oraz pomp strażackich i studziennych. Dalszy wzrost produkcji i rozwój tego zakładu nastąpił w okresie międzywojennym.

### 2. Narodziny produkcji silników (lata 1945-1952)

Powstanie i rozwój dwusuwowych silników spalinowych w Wytwórni Sprzętu Mechanicznego są nierozdzielnie związane z działalnością inż. Fryderyka Bluemke,

we, rury żebrowane do centralnego ogrzewania, aparaty paropowietrzne, sprężarki typu KNOR i praski smarne dla kolejnictwa. Ten podział organizacyjny utrzymywał się z różnymi zmianami do 1960 r. Biuro konstrukcyjne pełniło także rolę Głównego Konstruktora dla działającego obok zakładu produkcyjnego. Zależności organizacyjne biura konstrukcyjnego i zakładu produkcyjnego w tym okresie przedstawia tab. 1.

Zaplecze konstrukcyjne silników wyprzedzało wówczas moce produkcyjne niezbędne do ich wytwarzania, gdyż prace konstrukcyjne rozpoczęto w połowie 1946 r., zaś decyzja o zmianie profilu produkcyjnego zakładu zapadła w jednostce nadrzędnej dopiero w październiku 1948 r.

Od tej daty rozpoczęło się przekazywanie dotychczasowej produkcji do innych zakładów, a produkcja w Zakładach Silników objęła motopompy i silniki spalinowe. Także w roku 1948 (1 kwietnia) zmieniono nazwę zakładów na Za-

Tabela 1. Zależności organizacyjne biura konstrukcyjnego i zakładu produkcyjnego

Lata	1945	1946	1947	1948	1949	1950	1951	1952
Biuro konstrukcyjne	Biuro zakładowe		Centralne Biuro Konstrukcyjne nr 5 w Warszawie Oddział w Bielsku					(1)
Zakład produkcyjny	Fabryka Maszyn Karol Ochsner i Syn			(2)	Wytwórnia Sprzętu Mechanicznego Zakład nr 1 w Bielsku			
Organ nadrzędny	Zjednoczenie Przemysłu Motoryzacyjnego			(3)	Centralny Zarząd Przemysłu Motoryzacyjnego.			

Oznaczenia: (1) – Biuro zakładowe z nadzorem BKPMot. z Warszawy, (2) – Zakłady Silników Spalinowych, Przedsiębiorstwo Państwowe Wyodrębnione, Zakład nr 1 w Bielsku, (3) – Centralny Zarząd Przemysłu Metalowego, któremu podlegały zakłady motoryzacyjne.

który w 1945 r. trafił do Fabryki Maszyn Karol Ochsner i Syn w Bielsku jako pełnomocnik rządu ds. uruchomienia produkcji w tej fabryce. W czerwcu 1946 r. inż. Fryderyk Bluemke stanął na czele bielskiego oddziału Centralnego Biura Konstrukcyjnego nr 5, mającego siedzibę w Warszawie i drugi oddział w Łodzi. Od tego czasu działały dwie niezależne jednostki gospodarcze. Pierwszą było biuro konstrukcyjne, którego zadaniem było opracowywanie konstrukcji, wykonywanie prototypów i badanie silników oraz innych wyrobów dla zakładów Zjednoczenia Przemysłu Motoryzacyjnego, a także dla innych zakładów i przedsiębiorstw. Specjalizowało się ono szczególnie w konstrukcji małolitrażowych, dwusuwowych silników spalinowych i motopomp. Drugą jednostką był zakład produkcyjny, w którym produkowano pompy przemysłowe,

których produkcję przejął Zakład nr 1 w Bielsku. Zakłady Silników Spalinowych, Przedsiębiorstwo Państwowe Wyodrębnione, a kilka miesięcy później (15 grudnia 1948 r.) na Wytwórnię Sprzętu Mechanicznego w Bielsku. Można przyjąć, że w tym czasie narodził się w Bielsku przemysł silników spalinowych. W bieżącym roku przypada więc 61-rocznica tej historycznej decyzji, gdyż produkcja silników spalinowych w Bielsku-Białej trwa do dzisiaj, a firma Fiat GM Powertrain Polska, która jest kontynuatorem tych produkcyjnych tradycji, dorównuje największym światowym producentom silników.

W roku 1951 miasto Bielsko połączono z sąsiednią Białą w jedno miasto: Bielsko-Białą.

Bielski oddział CBK nr 5 od samego początku, tj. od 1946 r., podjął pracę nad opracowaniem dokumentacji niezbędnej do uruchomienia produkcji motoryzacyjnej. Pierwszą konstrukcją

jaka wyszła z CBK był jednocylindrowy silnik oznaczony S 01, o pojemności skokowej 123 cm<sup>3</sup>, zespolony ze sprzęgłem i skrzynią biegów, przeznaczony do motocykla SHL M04. Przy stopniu sprężania 6,0 rozwijał moc 4 KM (przy 4250 obr/min). Ten sam silnik zastosowano później do motocykla WFM M06, który, produkowany w dużych ilościach, „zmotoryzował” Polskę. Pierwsze prototypy (6 sztuk) tego silnika zostały wykonane w narzędziowni Kuźni Ustroń, pod nadzorem bielskich konstruktorów w kwietniu 1947 r. Wykaz ważniejszych opracowań konstrukcyjnych biura w tych latach przedstawia tab. 2.

Tabela 2. Wykaz ważniejszych opracowań biura konstrukcyjnego w latach 1945-1952

Lp.	Nazwa/przeznaczenie	Wykonanie dokumentacji	Producent	Uruchomienie produkcji
1	Motopompa M 800 (silnik S 80 + pompa P01) do celów przeciwpożarowych	1946	WSM Bielsko	1949
2	Silnik S 01 do motocykla SHL 125	1948	SHL Kielce	1949
3	Motopompa M 200 (silnik S 82 + pompa P 02) do celów przeciwpożarowych	1948/49	WSM Bielsko	1950
4	Motopompa szlamowa MS 1000 (silnik S 82 + pompa P 01) dla budownictwa	1950/51	WSM Bielsko	1951
5	Dokumentacja stanowisk hamulcowych do badań silników	1951	WSK Wrocław	1952
6	Dokumentacja stanowisk hamulcowych do badań silników	1951	WSW Andrychów	1952
7	Autopompa A 1600 z pompą P 30 na samochodzie STAR 20 do celów przeciwpożarowych	1951/52	SFW Sanok	1953
8	Silnik S 10 do napędu łodzi desantowych	1952	WSM Bielsko-Biała	1953

Pierwszym zadaniem konstrukcyjnym bielskiego oddziału CBK nr 5 dla zakładu produkcyjnego w Bielsku było opracowanie dokumentacji motopompy pożarnej typu M 800, składającej się z dwustopniowej pompy odśrodkowej typu P01 oraz silnika spalinowego typu S 80.

Konstruktorami motopompy M 800 byli: inż. Fryderyk Bluemke i inż. Władysław Robiński. Prototypy silnika S 80 zostały wykonane w 1947 r. w Państwowych Zakładach Metalowych w Andrychowie (późniejsza WSW Andoria). Prototypy kompletnych motopomp wykonano w 1948 r. w Zakładach Silników Spalinowych w Bielsku. Kolejną konstrukcją opracowaną w 1949 r. była motopompa typu M 200, składająca się z dwustopniowej pompy odśrodkowej P 02 i silnika spalinowego S 82. Podstawowe dane techniczne silników S 80 i S 82 zawiera tab. 3.

W roku 1952 skonstruowano silnik typu S 10 o pojemności skokowej 692 cm<sup>3</sup>. Był to dwucylindrowy silnik dwusuwowy, chłodzony cieczą, o mocy 18 KM rozwijanej przy 3000 obr/min, zunifikowany z jednocylindrowym silnikiem S 82. Miał on służyć do napędu wojskowych łodzi desantowych. Po pozytywnych badaniach wykonano kilkadziesiąt sztuk tych silników i na tym produkcji zakończono.

Baza produkcyjna WSM-u była w tym czasie bardzo znikomą. Przy produkcji rocznej po kilkadziesiąt sztuk różnych wyrobów, park maszynowy, jeszcze przedwojenny, był

całkowicie uniwersalny, a produkcja wymagała znacznego udziału pracy ręcznej (szczególnie montaż).

Do wytwarzanych wyrobów produkowano tu prawie wszystkie części metalowe, poczynając od podkładek i wyrobów z blachy, poprzez śruby i nakrętki do panewek i koszyków łożysk włącznie. Wykonywano także we własnym zakresie na przykład półfabrykaty na wieńce uzębione koła zamachowego. Praktycznie była to manufaktura przygotowana do jednostkowej produkcji różnych wyrobów, w tym także silników spalinowych.

### 3. Silnik S 15 do samochodu „Syrena” (lata 1953-1960)

W kwietniu 1953 roku Centralny Zarząd Przemysłu Motoryzacyjnego podjął pierwsze ustalenia w sprawie produkcji samochodu „popularnego”, co na wiele lat określiło profil działania WSM. Już 10 czerwca powołano zespół w celu opracowania założeń samochodu małowitrazowego. Dla historii WSM było ważne, że w skład tego zespołu wszedł także inż. Fryderyk Bluemke z zadaniem opracowania dokumentacji i przygotowania produkcji silnika do tego samochodu. Ze względu na krótkie terminy realizacji (prototypy samochodu wykonano do końca roku), konstrukcja silnika miała być adaptacją silnika typu S 10, omówionego wyżej. Przeróbki polegały na zwiększeniu mocy do 24 KM rozwijanej przy 4000 obr/min (faktycznie uzyskano moc 22 KM, przy 3800 obr/min), zmianie systemu zapłonu, tj. zastąpieniu iskrownika zapłonem bateryjnym oraz zmianie sposobu mocowania i zawieszenia. Takie zmiany wprowadzono do silników oznaczonych symbolem S 14, które zamontowano do przedprototypów samochodu Syrena wykonanych w grudniu 1953 r. i zaprezentowanych ministrowi J. Tokarskiemu 31 grudnia 1953 r. Konstruktorem tego silnika był inż. Jan Kubica, a nad całością prac czuwał z niezwykłym zaangażowaniem inż. Fryderyk Bluemke.

W celu przybliżenia atmosfery tamtego czasu przytoczę wspomnienia inż. Władysława Górno: „prototypy sa-

Tabela 3. Dane techniczne silników S 80 i S 82

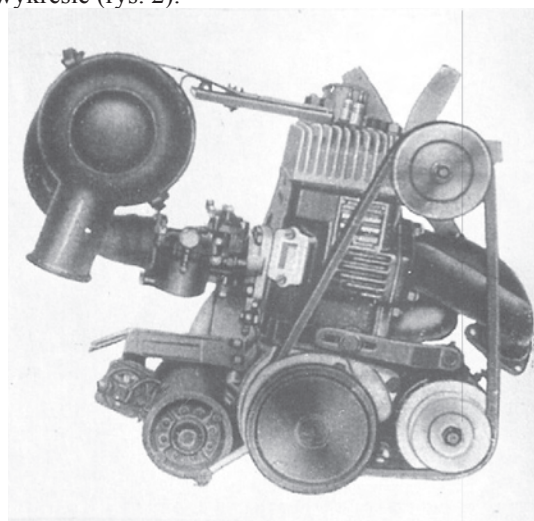
Typ silnika	Rodzaj pracy	Liczba cylindrów	Pojemność skokowa [cm <sup>3</sup> ]	Średnica cylindra [mm]	Skok tłoka [mm]	Chłodzenie	Stopień sprężania	Moc maks. [KM/obr/min]
S 80	dwusuw	2	1100	96	76	cieczą	6,1	28/3000
S 82	dwusuw	1	346	72	85	powietrzem	5,7	8/3000

mochodu postanowiono wykonać do końca 1953 r. Silniki miały być dotarte (po 30 godzin na hamulcu każdy). Aby to zadanie wykonać, pracowaliśmy w Wigilię do godziny 18 i w drugi dzień świąt Bożego Narodzenia od godziny 18 przez całą noc. Dnia 27 grudnia około godziny 4 rano zabrał je inż. F. Bluemke i zawiózł ciężarowym Starem do Fabryki Samochodów Osobowych w Warszawie.” Wynika stąd, że zaangażowanie pracowników odnośnie do tego przedsięwzięcia było nadzwyczajne.

Od początku 1954 r. przystąpiono do intensywnych prób i badań drogowych prototypowych samochodów. W ich wyniku okazało się, że silnik wymaga jeszcze wielu zmian, a w szczególności: zwiększenia mocy i momentu obrotowego oraz poprawy łożyskowania wału korbowego i uszczelnienia komory korbowej. W odpowiedzi na te zalecenia inż. Jan Kubica skonstruował silnik oznaczony S 15, o pojemności skokowej zwiększonej do 744 cm<sup>3</sup> i mocy 27 KM rozwijanej przy 3800 obr/min (rys. 1).

Ostatecznie silnik S 15 różnił się zasadniczo od silników S 10 i S 14. Jego rozwiązana szczegółowe były następujące: głowica o niskim uźebrowaniu z obrobionymi czaszami komór spalania odlewana ze stopu aluminium, blok cylindrów odlewany z żeliwa, mocowany do skrzyni korbowej sześcioma szpilkami, skrócony skok tłoka, zwiększona średnica cylindrów i zmieniony kształt tłoków. Skrzynia korbowa aluminiowa była dzielona w osi poziomej i miała nowe uszczelnienia pierścieniowe w miejsce uszczelnień typu labiryntowego, koło zamachowe mocowano do czopa przedniego śrubami. Była to więc konstrukcja oryginalna, odbiegająca istotnie od poprzednich konstrukcji. Podstawowe dane techniczne silnika typu S 15, a także jego następców, tj. silników S 150 i S 31 zawiera tab. 4, natomiast jego

zewnętrzną charakterystykę prędkościową przedstawiono na wykresie (rys. 2).



Rys. 1. Silnik samochodowy typu S 15

Jednocześnie z badaniami i postępowaniem prac konstrukcyjnych, jakie miały miejsce w 1954 r., na szczeblu rządowym przystąpiono do działań „dyplomatycznych” w ramach organizacji RWPG, podejmując starania o akceptację produkcji samochodu małodlitrażowego w Polsce, mimo protestów ze strony NRD i CSRS, które miały zagwarantowaną specjalizację w tej branży. Aby nie drażnić naszych partnerów, prezentowano opinie, że samochód Syrena w niewielkich ilościach będzie produkowany w ramach tzw. luzów produkcyjnych, z maksymalnym wykorzystaniem zespołów i części z samochodu Warszawa i silnika używanego do napędu motopomp. Takie oficjalne stanowisko zostało przyjęte

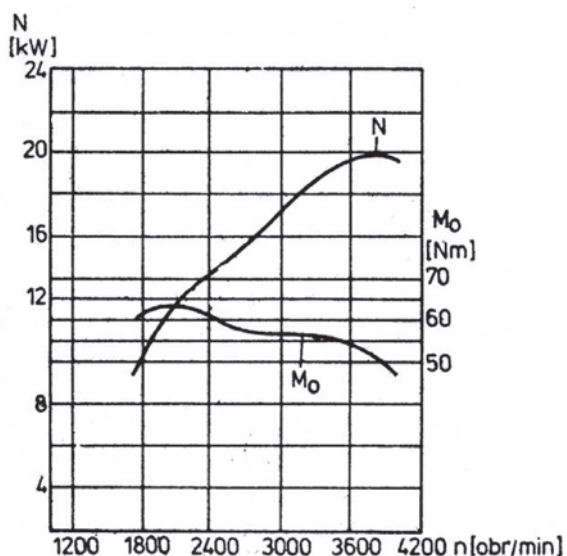
także przez opinię publiczną, o czym świadczy istniejący do dzisiaj pogląd, że silnik S 15 do samochodu Syrena pochodził od motopompy.

Faktycznie było jednak odwrotnie, o czym pisał inż. Karol Pionnier (wówczas Główny Konstruktor FSO) już w 1955 r. Na bazie samochodowego silnika S 15 opracowano później jego wersję oznaczoną S 15 M, o pojemności 744 cm<sup>3</sup>, która zastąpiła przestarzały dwucylindrowy silnik S 80 o pojemności 1100 cm<sup>3</sup> stosowany dotychczas do napędu motopomp typu M 800.

Niezależnie od „sztandarowego” silnika S 15 biuro konstrukcyjne opracowywało także inne konstrukcje. Wykaz ważniejszych opracowań biura w latach 1953-1960 przedstawia tab. 5.

Tabela 4. Porównanie danych technicznych silników S 15, S 150 i S 31

Oznaczenie silnika	S 15	S 150	S 31
Rodzaj silnika	dwusuwowy z przepłukiwaniem zwrotnym		
Układ cylindrów	rzędowy, pionowy		
Liczba cylindrów	2	3	
Średnica cylindrów	76 mm	76 mm	70 mm
Skok tłoka	82 mm	82 mm	73 mm
Pojemność skokowa	744 cm <sup>3</sup>	744 cm <sup>3</sup>	842 cm <sup>3</sup>
Stopień sprężania	7,0	7,4	7,0-7,2
Moc maks. (wg PN)	27 KM	30 KM	40 KM
Przy prędkości obrotowej	3000 obr/min	4000 obr/min	4300 obr/min
Maks. moment obrotowy	6,25 KGm	6,40 KGm	8,00 KGm
Przy prędkości obrotowej	2000 obr/min	2500 obr/min	2750 obr/min
Gaźnik	poziomy BVF H362/16	poziomy Jikov 35 POH/046	poziomy JIKOV POH/048
Paliwo	etylina 76		etylina 78
Smarowanie	mieszkankowe, olejem Lux 10 w stosunku 1:30		mieszkankowe olejem Mixol S w stosunku 1:30
Filtr powietrza	suchy siatkowy z tłumikiem szmerów ssania		z wkładem papierowym lub jak dla S 15
Chłodzenie	wodne z obiegiem samoczynnym		cieczą z obiegiem wymuszonym
Masa suchego silnika	65 kg	65 kg	88 kg



Rys. 2. Zewnętrzna charakterystyka prędkościowa silnika typu S 15

W odniesieniu do S 15 nastąpił teraz okres intensywnych prób i badań prowadzonych na stanowiskach hamownianych i w samochodach. Pozytywne zakończenie tych badań nastąpiło w marcu 1955 r.

Rząd polski 27 lipca 1955 r. przyjął Uchwałę nr 591/55 o podjęciu produkcji samochodu Syrena w liczbie 4000 sztuk rocznie. Te początkowe założenia zmieniono w lutym 1956 r. przez zwiększenie planu produkcji do 10 000 sztuk rocznie. Seria produkcyjna silników w liczbie 200 egzemplarzy została wykonana w pierwszym kwartale 1957 r. Seryjną produkcję samochodów Syrena rozpoczęto w FSO 20 marca 1957 r. Setny samochód zjechał z taśmy montażowej 16 sierpnia 1957 r., zaś dwusetny 30 grudnia tegoż roku.

W Wytwórni dopracowywano technologię i oprzyrządowanie oraz przygotowywano się do podjęcia seryjnej produkcji tych silników. Produkcja stopniowo narastała, w 1958 r. wyniosła 660 sztuk., w 1959 r. – 3010 szt. i w 1960 r. – 4025 szt. Nie obyło się bez zakłóceń, gdyż w 1959 r. Ministerstwo Przemysłu Ciężkiego wnioskowało o

przeniesienie produkcji silnika S 15 do Zakładów Metalowych Nowa Dęba. Żarliwa obrona utrzymania produkcji w WSM-ie była skuteczna, a Zakładom Metalowym w Nowej Dębie dla zakamuflowania produkcji zbrojeniowej musiały wystarczyć produkcja silników do motocykli.

Zależności organizacyjne biura konstrukcyjnego i zakładu produkcyjnego w latach 1953-1960 przedstawia tab. 6.

Dla Wytwórni Sprzętu Mechnicznego rok 1960 okazał się przełomowy z dwóch powodów:

- 1) nastąpiła zmiana na stanowisku dyrektora naczelnego, którym został mgr Ryszard Dziopak – (rys. 3), obejmując je po swoim poprzedniku wybranym przez Radę Robotniczą w 1957 r.,
- 2) jeszcze pod okiem inż. Fryderyka Bluemke, inż. Jerzy Sławik (rys. 4) opracowuje dokumentację nowego, trzycylindrowego silnika S 31 przeznaczonego do samochodu Syrena.

Na łamach prasy codziennej i fachowej toczyła się wtedy burzliwa dyskusja o celowości przygotowywania produkcji nowego silnika dwusuwowego zamiast silnika czterusuwowego. Rozważano zalety i wady obu konstrukcji. Nie ulega wątpliwości, że w ówczesnych warunkach, z powodów technologicznych, organizacyjnych i nakładów inwestycyjnych, przygotowanie produkcji silnika czterusuwowego było niemożliwe.

Samochód popularny nie mieścił się w ideologii realnego socjalizmu tamtych czasów. Dla silnika czterusuwowego należało wszystko rozpocząć od początku, a produkcja w liczbie 10 000 sztuk rocznie, czy nawet docelowa 25 000 rocznie była ekonomicznie nieopłacalna. Natomiast przygotowanie produkcji trzycylindrowego silnika dwusuwowego w oparciu o istniejącą już bazę technologiczną dla silnika S 15, mimo olbrzymich trudności, było wykonalne w ówczesnych warunkach działania WSM.

#### 4. Silniki typu S 150 i S 31 do „Syreny” (lata 1961-1969)

Od listopada 1960 roku rozpoczyna się w WSM-ie nowa era związana z osobowością jej dyrektora mgr. Ryszarda

Tabela 5. Wykaz ważniejszych opracowań biura konstrukcyjnego w latach 1953-1960

Lp.	Nazwa/przeznaczenie	Wykonanie dokumentacji	Producent	Uruchomienie produkcji
1	Silnik S 14 do samochodu Syrena	1953	WSM Bielsko-Biała	1955
2	Projekt hamowni i konstrukcja stanowisk hamulcowych	1953/54	WSM Bielsko-Biała	1955
3	Motopompa szlamowa MS 3000 (silnik S 80 CS + pompa P 02) dla budownictwa	1953/54	ZM i OŻ Białogon	1955
4	Motopompa do benzyny MB 80 (silnik S 80 B + pompa)	1954	ZM i OŻ Białogon	1955
5	Silnik S 08 do napędu kajaków	1954/55	WSM Poznań	1956
6	Silnik S 15 do samochodu Syrena	1955/56	WSM Bielsko-Biała	1956
7	Silnik S 15 M do motopompy M 800	1956	WSM Bielsko-Biała	1957
8	Motopompa M 800 Polonia (silnik S 15 M + pompa P 03) dla celów przeciwpożarowych	1957	WSM Bielsko-Biała	1958
9	Silnik S 261 C do ciągników C 308 i „Dzik”	1958	ZM Ursus ZM Gorzów	1959
10	Silnik S 07 do motocykla SHL 250	1957/58	SHL Kielce	Brak
11	Silnik S 150 do samochodu Syrena	1958	WSM Bielsko-Biała	1963
12	Silnik S 31 do samochodu Syrena	1960	WSM Bielsko-Biała	1966

Tabela 6. Zależności organizacyjne biura konstrukcyjnego i zakładu produkcyjnego w latach 1953-1960

Lata	1953	1954	1955	1956	1957	1958	1959	1960
Biuro konstrukcyjne	Biuro zakładowe z nadzorem BKPMot.		Centralne Biuro Konstrukc. Ciągników i Silników Wysokoprzęż. Oddział Bielsko-Biała		Biuro zakładowe z nadzorem BKPMot.			
Zakład produkcyjny	Wytwórnia Sprzętu Mechanicznego Zakład nr 1 w Bielsku-Białej							
Organ nadrzędny	Centralny Zarząd Przemysłu Motoryzacyjnego					Zjednoczenie Przemysłu Motoryzacyjnego		

Dziopaka. Ten ekonomista z wykształcenia trafił tu ze stanowiska głównego księgowego, którym był poprzednio w bielskiej fabryce Indukta. Dał się poznać także na szerszym forum jako człowiek bardzo zdolny i energiczny. Wprowadzał, jako jeden z pierwszych w Polsce, rachunek kosztów normatywnych. Z jego przyjściem do WSM zmieniła się zupełnie koncepcja prowadzenia przedsiębiorstwa. Dyrektor Ryszard Dziopak zamierzał przekształcić Wytwórnię w duży zakład przemysłowy, który może być związany z motoryzacją, ale nie musi.



Rys. 3. Dyrektor mgr Ryszard Dziopak (w środku, w ciemnych okularach)



Rys. 4. Mgr inż. Jerzy Ślawik

Już wstępna analiza wykazała, że położenie Wytwórni w centrum miasta Bielska-Białej przekreślało możliwości rozwoju na większą skalę. Konieczna była więc rozbudowa na nowym terenie. Ponadto okazało się, że dwie wybitne osobowości, jakimi byli niewątpliwie inż. Fryderyk Bluemke i mgr Ryszard Dziopak to dla jednego małego

zakładu za dużo. Po niecałym roku nowego dyrektorowania inż. F. Bluemke rozstał się z WSM i w 1961 r. przeszedł do Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego (BKPMot.) w Warszawie. Rolę kontynuatora silnikowych tradycji w zakresie ich konstrukcji przejął mgr inż. Jerzy Ślawik. Opracował on jako konstruktor prowadzący najpierw modernizację silnika S 15 (na typ S 150), a następnie całkowicie nowy silnik oznaczony S 31.

Zmodernizowany silnik typu S 150 miał nieco zwiększone osiągi i wszedł do produkcji w 1963 r. Poprawę osiągową uzyskano przez podwyższenie stopnia sprężania, zmianę

faz rozrządu tłokowego oraz zastosowanie nowego układu wylotowego.

Jednostki nadrzędne Wytwórni Sprzętu Mechanicznego w tym okresie przedstawia tab. 7.

W roku 1961 i częściowo 1962 r. Wytwórnia podlegała jeszcze Zjednoczeniu Przemysłu Motoryzacyjnego i tam trzeba było szukać pieniędzy na rozwój przedsiębiorstwa. Udało się uzyskać zgodę na wzrost zdolności produkcyjnych do 20 000 sztuk silników S 15 rocznie i przeniesienie na nowy teren wydziału Hamowni Silników. Był to wydział szczególnie uciążliwy dla okolicznych mieszkańców ze względu na emisję spalin i hałas emitowany w czasie docierania i prób silników. Nie bez trudu uzyskano lokalizację na tę budowę na nowym terenie, który znajdował się na północnym przedmieściu Bielska-Białej. Teren ten oznaczono literą „B”, dla odróżnienia od starego zakładu oznaczonego Zakład „A”. Teren Zakładu „A” obejmował powierzchnię produkcyjną i pomocniczą 4500 m<sup>2</sup>, w ponad 30 oddzielnych pomieszczeniach. W tym

mieściły się powierzchnie byłej wytwórni wódek i wody sodowej, piwnice, garaże, dwie kondygnacje o bardzo słabym stropie konstrukcji drewnianej, remiza strażacka i zwykle drewniane szopy. Na tym terenie obrabiarki (stare) ustawiane były przypadkowo, w miarę jak udało się je zdobyć czy kupić, lub tam, gdzie było to możliwe ze względu na gabaryty czy wytrzymałość stropów. Poszczególne części silników i innych wyrobów były w procesie produkcji wielokrotnie transportowane w poziomie i pionie (między piętrami). Transport części odbywał się ręcznie, jedynie przy większych odległościach korzystano z różnych wózków. Palety i pojemniki nie były wówczas znane. Proces obróbki cieplnej odbywał się w trzech piecach komorowych, ale atmosfera w tym miejscu przypominała wędzarnię; podobnie odbywała się obróbka chemiczna. Panujące tam wówczas warunki pracy były bardzo uciążliwe, zarówno dla pracowników, jak i dla środowiska naturalnego. Brak było także możliwości neutralizacji ścieków zakładowych.

A jednak w tych jakże trudnych warunkach robiono nadzwyczajne rzeczy. Zaskakująca była różnorodność technologii i wysoki poziom wykonania części i gotowych wyrobów w tych prymitywnych, w zasadzie rzemieślni-

Tabela 7. Jednostki nadrzędne Wytwórni w latach 1961-1969

Lata	1961	1962	1963	1964	1965	1966	1967	1968	1969
Zakład prod.	Wytwórnia Sprzętu Mechanicznego w Bielsku-Białej								
Organ nadrzędny	Zjednoczenie Przemysłu Motoryzacyjnego	Zjednoczenie Przemysłu Ciągników i Maszyn Rolniczych (ZPC i MR)			Zjednoczenie Przemysłu Lotniczego i Silnikowego (ZPL i S)			Zjedn. Przem. Motoryzacyjnego	

czych warunkach. Dla przykładu można tu wymienić wytwarzanie panewki główki korbowodu z taśmy brązowej, która zwijana była na prasie. Tulejka była z „zamkiem”, a po jej wprasowaniu do główki korbowodu uzyskiwano żądany wymiar średnicy wewnętrznej przez przepychanie, by w końcu także na prasie wykonać w tej tulejce rowki smarne. Inne działania to nawęglanie stopy korbowodu, gdzie powierzchnie niepodlegające nawęglaniu chroniono... gliną, a samo nawęglanie odbywało się za pomocą proszków nawęglających! Majstersztykiem był montaż wału korbowego, który trzeba było złożyć najpierw w podzespoły składające się z czopa korbowego z koszykiem pełnym rolek utrzymywanych na tym czopie za pomocą towotu (gęstego smaru), na to nałożyć korbówód i tak przygotowany podzespół wcisnąć na prasie do przeciwcieżarów. Z takich podzespołów, dokładając czopy: przedni, tylny i środkowy montowało się na prasie cały wał korbowy. Przyjemnie było na to patrzeć i podziwiać tę ręczną robotę. Nie do przecenienia byli pracujący tu fachowcy. To był największy majątek tej fabryki.

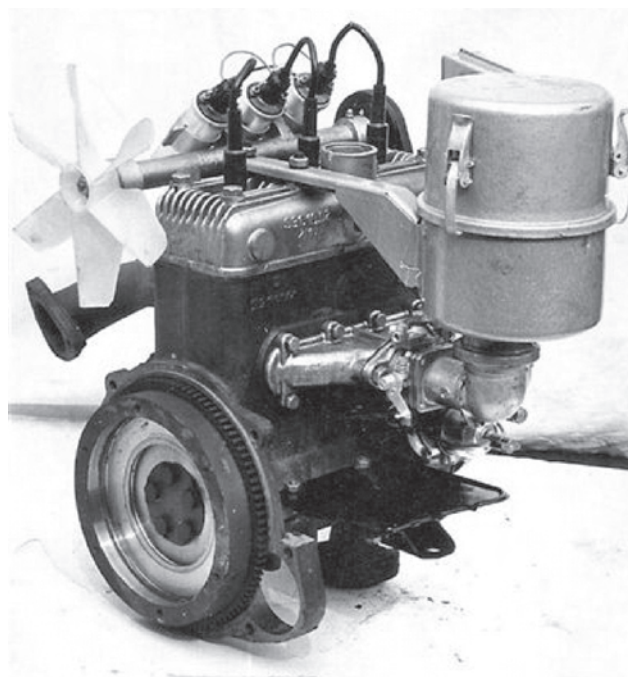
Na nowym terenie „B” miała powstać hala hamowni silnikowej i ekspedycji o powierzchni około 3500 m<sup>2</sup> (na dwóch poziomach), co oznaczało znaczne powiększenie dotychczasowego stanu posiadania.

Jednocześnie z planami rozbudowy zakładu zaczynały pojawiać się propozycje likwidacji produkcji silników do „Syreny” w Polsce i zastąpienia ich silnikami pochodzącymi z „Wartburga”, importowanymi z NRD. Naciski te nasiliły się po odejściu z Wytwórni inż. F. Bluemke. Rozwiązanie takie popierało Zjednoczenie Przemysłu Motoryzacyjnego, prowadząc negocjacje w tej sprawie z przemysłem motoryzacyjnym naszego zachodniego sąsiada. Niezależnie od tego, produkcja silnika S 15 z roku na rok rosła, a w 1963 r. wszedł do produkcji zmodernizowany silnik oznaczony S 150. Montowano go do samochodu Syrena 103.

W tym czasie trwały badania kolejnych serii prototypów silnika S 31 (rys. 5). Jednocześnie została zwiększona projektowa zdolność produkcyjna do 25 000 sztuk silników na rok. Przygotowując się do takiej produkcji, należało całkowicie przebudować technologię i strukturę produkcyjną Zakładu „A”, tak aby możliwa była produkcja żądanej liczby silników i to przemiennie S 15, S 150 i S 31.

Pod względem konstrukcyjnym silnik S 31, oprócz większej liczby cylindrów, różnił się od silnika S 15 istotną zmianą, polegającą na połączeniu w jeden żeliwny odlew bloku cylindrów z górną częścią skrzyni korbowej. Konsekwentnie dolna część skrzyni korbowej była także żeliwna. Rozwiązanie takie podnosiło zdecydowanie sztywność skrzyni korbowej, a co za tym idzie i podparć łożyskowych

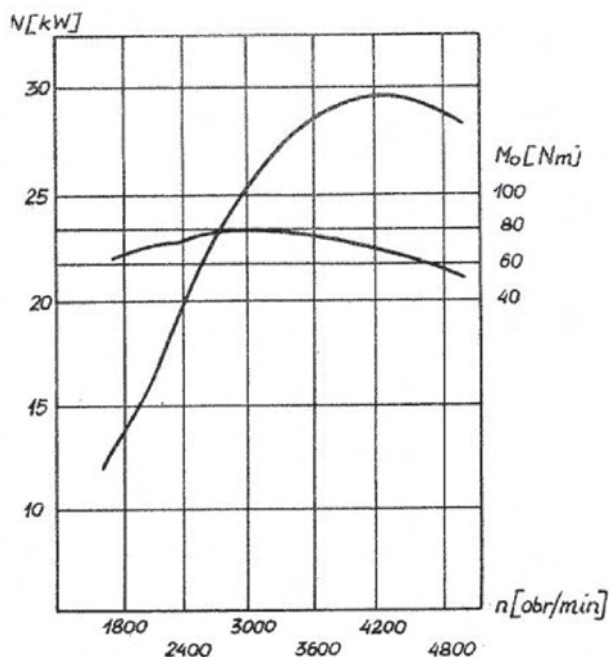
wał korbowego. Ponadto trzy cylindry oznaczały znaczną poprawę wyrównoważenia układu korbowego, a szczególnie sił bezwładności drugiego rzędu. W konsekwencji wzrastała trwałość łożyskowania i całego silnika. Dla silnika S 31 technologicznie wzrastała o 50% liczba części związanych z liczbą cylindrów, a więc: przeciwcieżarów, korbowodów, czopów korbowych, koszyków łożysk itp. Na rysunku 6 przedstawiono zewnętrzną charakterystykę prędkościową tego silnika.



Rys. 5. Silnik samochodowy typu S 31

Problemem było opanowanie produkcji skomplikowanych odlewów bloku cylindrów, zawierającego płaszcz wodny, kanały ssące przepływające i wydechowe, którego formy odlewnicze musiały zawierać liczne rdzenie. Opracowania technologii podjął się krakowski Instytut Odlewnictwa, a wdrożenie do produkcji przeprowadziła Odlewnia Żeliwa w pobliskim Skoczowie. Zapał i zaangażowanie obu tych instytucji zostały uwieńczone powodzeniem, więc odlewy do obróbki były bardzo dobre. Modernizację technologii produkcji rozpoczęto od wprowadzenia zmechanizowanej linii montażu silników. Taka linia powinna wymuszać równomierne tempo produkcji. Jednak w tamtych czasach nie wymuszała, tzn. jak wszędzie, pod koniec miesiąca pracowało się bez przerwy całe noce, niedziele i święta, a produkcję za dany miesiąc liczyło się do drugiego, trzeciego dnia następnego miesiąca. Potem była przymusowa przerwa,

bo brakowało części do montażu. Taki był urok planowej gospodarki socjalistycznej.



Rys. 6. Zewnętrzna charakterystyka prędkościowa silnika typu S 31

W ramach wspomnianej modernizacji technologii zaprojektowano i wdrożono do produkcji linie obróbcze dla podstawowych części silnika: bloku cylindrów, przecięciężarów, korbowodów, a także gniazda obróbcze: koła zamachowego, czopów, głowicy itp. W trakcie tej modernizacji wprowadzano, w zależności od posiadanych środków, nową technikę i technologię. Zakupiono wiele maszyn i urządzeń, także importowanych, między innymi: obrabiarki zespołowe i specjalizowane, prętowe automaty tokarskie do czopów, szlifiernie bezkłowe do obróbki czopów, tokarki rewolwerowe do obróbki kół zamachowych i wiele innych. Dla bloku cylindrów obrabiarki połączono przenośnikami rolkowymi, a niektóre maszyny wyposażono w podnośniki. W zakładzie „B” powstał nowy dział obróbki cieplnej, wyposażony w piec z atmosferami ochronnymi, a także z możliwością nawęglania w atmosferze nawęglającej. Wykonywano tu między innymi całą obróbkę cieplną korbowodów i czopów korbowych. Ponadto trzeba było w ramach tej operacji przestawić prawie wszystkie posiadane obrabiarki, aby znalazły się w swoich nowych miejscach. Na te przestawienia można było wykorzystywać jedynie soboty, niedziele i święta.

Jednocześnie trwały zmusne dopracowywanie technologii.

Po przygotowaniu, 19 maja 1966 r. zmontowano w warunkach produkcyjnych pierwszy silnik typu S 31. Porządkowanie technologii i nabycie nowych, choć w większości polskich, maszyn dały znaczne efekty ekonomiczne. Pracochłonność silnika została obniżona z ponad 60 godzin dla silnika dwucylindrowego (S 15) do poniżej 40 godzin, a dla silnika trzycylindrowego (S 31), w krótkim czasie, do 30 godzin. Tak przygotowana technologia, w zasadzie bez zmian,

dotrwała do końca produkcji samochodów Syrena. Technologiem prowadzącym dla silnika S 31 był Edward Szafta.

Nadal pracowano nad zmianami związanymi z tą produkcją i w 1967 r. opracowano wiele projektów technologicznych, w tym związanych z obrabiarkami zespołowymi i innymi urządzeniami, które miały usprawnić tę produkcję. Głównym wykonawcą obrabiarek miała być poznańska Wiepofama z dostawami w latach 1969-70. Jednakże w połowie 1968 r. w Ministerstwie Przemysłu Maszynowego zapadła decyzja o zakończeniu produkcji „Syreny” z dniem 31 grudnia 1968 r. Po rozpaczliwych staraniach ze strony FSO i FSM-u udało się ten termin przesunąć na koniec 1970 r. W tej sytuacji nawet taki zapalenie, jakim był dyrektor Ryszard Dziopak musiał „skapitulować”, podejmując decyzję o rezygnacji z wykonania zamówionych obrabiarek zespołowych i innych urządzeń. Zniszczono dokumentację, modele i gotowe już części maszyn na łączną kwotę ponad 10 milionów złotych. Nie przewidziano wówczas, że po grudniu 1970 r. wystąpi gwałtowny wzrost zainteresowania produkcją motoryzacyjną.

W tabeli 7 podano, że Wytwórnia Sprzętu Mechanicznego w latach 1962-1969 podlegała najpierw Zjednoczeniu Przemysłu Ciągników i Maszyn Rolniczych, a później Zjednoczeniu Przemysłu Lotniczego i Silnikowego. Otóż przyczyną tej zmiany jednostek nadrzędnych były możliwości uzyskania znacznych nakładów inwestycyjnych na rozbudowę Wytwórni – oczywiście w zamian za podjęcie produkcji części i zespołów dla programów produkcyjnych tych Zjednoczeń. Nakłady te wynosiły 400 mln zł z ZPCiMR oraz 460 mln zł z ZPLiS. Za te środki do 1969 r. na terenie „B” powstał kompleks przemysłowy o zadaszonej powierzchni produkcyjnej wynoszącej 45 000 m<sup>2</sup> (dla przypomnienia, teren zakładu „A” miał łącznie 4500 m<sup>2</sup>). Z tych inwestycji udało się wygospodarować fundusze na dobrojenie produkcji silników, a także wykorzystać zdolności produkcyjne nowo powstałych na terenie „B” wydziałów produkcyjnych, jak np. obróbka cieplna, obróbka chemiczna, blacharnia czy lakiernia, do produkcji części silników. Pierwszy etap rozbudowy WSM-u na terenie „B” świętowano uroczystie 22 lipca 1969 r., ponownie w Zjednoczeniu Przemysłu Motoryzacyjnego, którym kierował wtedy inż. Tadeusz Wrzaszczyk, późniejszy minister i wicepremier. Wielkości produkcji silników do samochodu Syrena przedstawia wykres na rys. 7.

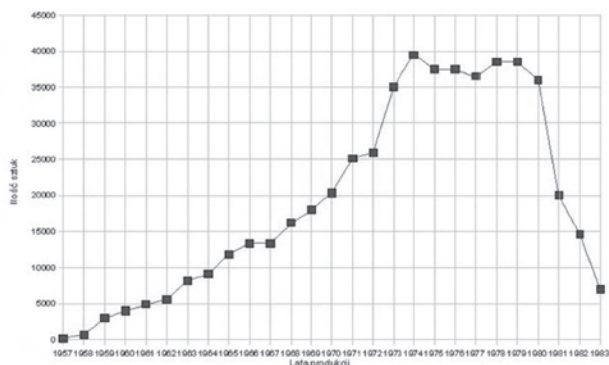
W latach 1957-1983 wyprodukowano ponad 521 000 silników, w tym: 24 383 silników typu S 15, 29 767 silników S 150 i 466 850 trzycylindrowych silników S 31. Ścisłej – dane te odnoszą się do liczby samochodów, podczas gdy faktyczna produkcja silników zawsze była nieco wyższa, ze względu na potrzeby części zamiennych.

Wykaz wszystkich typów silników produkowanych w Wytwórni przedstawia tab. 8.

## 5. Epilog (po roku 1970)

W roku 1971 zapadła decyzja o przeniesieniu produkcji „Syreny” z FSO Warszawa do Wytwórni w Bielsku-Białej i od tego momentu tylko WSM decydował o wielkości tej produkcji. Mimo że zdolność produkcyjna silnika wynosiła teoretycznie 25 000 sztuk rocznie (na dwie zmiany), to rzeczywista produkcja samochodu, a w tym i silnika, do-

chodziła do 40 000 sztuk rocznie, oczywiście przy pracy na trzy zmiany, a także w niedziele i święta.



Rys. 7. Wielkość produkcji silników do samochodu „Syrena”

W roku 1993 Fabryka Samochodów Małolitrażowych przestała istnieć, gdyż została zakupiona przez koncern Fiata. Jednak tradycje silnikowe są przez nowego właściciela kontynuowane. Oprócz zespołu napędowego do samochodów Fiat 126p i Cinquecento, przeniesiono z Turynu do Bielska produkcję czterocylindrowego silnika o pojemności skokowej 903 cm<sup>3</sup>, stosowanego początkowo do napędu Fiata 127, a następnie modelu UNO, natomiast w Polsce do samochodów Cinquecento i Seicento. Ukoronowaniem tych silnikowych tradycji jest na pewno uruchomienie w 2003 r. przez spółkę Fiat GM Powertrain Polska nowego, bardzo nowoczesnego silnika wysokoprężnego. Ten czterocylindrowy silnik służy do napędu różnych samochodów produkowanych przez firmę Fiat i General Motors. Aktualna zdolność produkcyjna wynosi 2700 sztuk dziennie, co daje roczną produkcję rzędu 650 000 egzemplarzy. Twórcy

Tabela 8. Silniki dwusuwowe produkowane w Wytwórni Sprzętu Mechanicznego

Lata	Rodzaj silnika					
	Jednocylindrowy	Pojemność [cm <sup>3</sup> ]	Dwucylindrowy	Pojemność [cm <sup>3</sup> ]	Trzycylindrowy	Pojemność [cm <sup>3</sup> ]
1946	–	–	S 80	1 100	–	–
1949	S 82	346	–	–	–	–
1952	–	–	S 10	692	–	–
1953	–	–	S 14	692	–	–
1955	–	–	S 15	744	–	–
1956	–	–	S 15 M	744	–	–
1958	S 261 C	372	–	–	–	–
1958	–	–	S 150	744	–	–
1960	–	–	–	–	S 31	842
1962	S 201(w)	502	–	–	–	–
1966	–	–	S 202(w)	1004	–	–
1967	S 160	372	–	–	–	–
1968	–	–	S 145	744	–	–

Oznaczenia: (w) – silnik wysokoprężny.

W październiku 1971 r. podpisano kontrakt licencyjny z firmą Fiat na produkcję w Polsce samochodu typu 126p. Od 1 stycznia 1972 r. Wytwórnia Sprzętu Mechanicznego weszła w skład nowo powołanej Fabryki Samochodów Małolitrażowych. Jednocześnie powołano Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Samochodów Małolitrażowych BOSMAL, który przejął wszystkie prace konstrukcyjno-badawcze prowadzone na rzecz FSM. W roku 1973 w starym zakładzie „A” wyburzono część budynków przy ulicy Partyzantów 44. W pozostałych obiektach kontynuowano produkcję silnika typu S 31 do 1983 roku, tj. do zakończenia produkcji samochodu Syrena. Po tym terminie cały teren Zakładu „A” przejęło miasto Bielsko-Biała, urządzając tam Centrum Handlowe „Batory”.

W bielskim Zakładzie „B” FSM-u przygotowywano produkcję zespołu napędowego do samochodu Fiat 126p w liczbie 340 000 sztuk rocznie, w tym 140 000 przewidzianych na eksport do firmy Fiat. Pierwsze zespoły napędowe zmontowano w lipcu 1974 r., a produkcję samochodów z tymi zespołami prowadzono do 2000 r., wykorzystując je także do napędu samochodów Cinquecento (do 1998 r.).

silników typu S 15 i S 31 w najsmielszych snach nie mogli marzyć o takiej przyszłości dla małej fabryczki.

Dobrze, że konstrukcja polskich silników do samochodów osobowych zaczęła się od silnika S 15, a szkoda, że skończyła na S 31.

## Bibliografia

- [1] Górny W.: Prace biura konstrukcyjnego Wytwórni Sprzętu Mechanicznego w Bielsku-Białej w latach 1945-1972 (rękopis).
- [2] Kronika WSM 1948-1969, praca zbiorowa.
- [3] Szlachowski S.: Sto lat polskiej motoryzacji. SAB, Kraków 2003.
- [4] Pionnier K.: Samochód małolitrażowy Syrena. Technika Motoryzacyjna, grudzień 1955.
- [5] Sławik J.: Takie były początki. Zeszyty Naukowe OBRSM BOSMAL, nr 18/2002.

*Mgr inż. Ryszard Franciszek Iskra – emerytowany pracownik służb technologicznych WSM, FSM, Fiat Auto Poland, a w latach 1974-1982 dyrektor OBR SM BOSMAL.*



## 30. International Vienna Motor Symposium 7–8 May 2009 – Report presented on the occasion of the International Congress PTNSS on Combustion Engines 2009 in Opole

**30 Międzynarodowe Wiedeńskie Sympozjum Motoryzacyjne 7–8 maja 2009  
– sprawozdanie wygłoszone z okazji Międzynarodowego Kongresu Silnikowego  
PTNSS 2009 w Opolu**

### 1. About the Symposium

For more than 30 years the Austrian Society of Automotive Engineers has been organizing the Vienna Motor Symposium which is one of the most important networking events for specialists in engine and vehicle research and production worldwide. At this symposium which took place in 7-8<sup>th</sup> May this year, leading experts from the automotive industry, presented the latest findings related to the engine and powertrain research, design and development. Over 1000 participants took part in lectures, presentations and several discussions concerning the most important questions related to the present and future development of the means of transport, drivetrains, energy sources and energy conversion issues, not to mention the pollution generated by transport.

In Figure 1 you can see the entrance to the Symposium in the former residence of the Austrian Emperors, who ruled for more than 600 years and it is now the traditional venue of the Symposium. Figure 2 shows the Opening Session in the Hofburg Festsaal.



Fig. 1. Entrance to the Symposium in the Residence of Austrian Emperors Hofburg

This year two important general topics were addressed by our symposium:

- First – Comparison of Well-to-Wheel-Energy Efficiency of Different Vehicle Concepts
- Second – Will Hybrid Technology be the End of the Conventional Internal Combustion Engine?

It seems not possible to discuss all the presented lectures held on the Symposium this year. Only a few important presentations have been reported very briefly here.



Fig. 2. The Opening Session in the Hofburg Festsaal

### 2. Hybrid Technology and Powertrain Efficiency Will Hybrid Technology be the End of the Conventional Internal Combustion Engine?

by Mr. Koei Saga, Managing Officer of Toyota Corp.

The Author raised the following 4 points in his lecture:

1. How does hybrid technology change the conventional ICE?
  - Hybrid technology drastically improves the fuel efficiency of ICE vehicles.
  - Hybrid powertrain technology today relies strongly on ICE performance. Therefore, the ICE needs continuous improvement.
  - It is possible that hybrid optimised ICEs become the standard, however, this will not change the further developments of ICEs towards better performance and efficiency.
2. The key to penetrate a technology is to improve performance from the viewpoint of customers, to offer a wide choice and to realize it for an affordable price. This is because:
  - Winning market acceptance is crucial for any technology to survive
  - It is a must to secure profitability in order to continue the development.

3. Will Hybrid Technology be the end of the conventional ICE?

- Hybrid technology does not mean the end of the ICE, but extends the life of fossil fuel and, therefore, the use of the ICE.
- However, before full expansion, it needs further technological evolutions and cost reduction.

4. Will Hybrid Technology be the way towards the electric vehicles (EV)?

- If the battery performance does not dramatically improve, it is very hard for EVs to cover all 4-wheel cars.
- HV technology is applicable to all powertrains for conserving energy consumption.
- PHV gives the HV the possibility to use diverse energy sources.

**Comparison of Well-to-Wheel-Energy Efficiency of Different Vehicle Concepts**

by Prof. Dr. B. Göschel, standing in for Dr. Herbert Demel, COO Magna Vehicle and Powertrain Group.

In the Author's opinion one essential factor for future vehicles will be the overall amount of energy a vehicle requires over its whole life cycle.

The well-to-wheel analysis describes how efficient the fuel cycle and the use phase of the vehicle are. In Figure 3 you can see a comparison of different fuels and drive options for a conventional vehicle, like Fiat Panda. On the left hand side, you see the energy demand, converted into gasoline equivalent in liters per 100 km, for production and delivery of the fuel (gray bars) and for the use of the fuel over a distance of 150,000 km. The bars on the right hand side show the CO<sub>2</sub> equivalent in grams per km. If we compare gasoline with natural gas, the latter shows a higher energy demand due to the compression, but emits less CO<sub>2</sub> in total. For diesel, the energy and emission values are approx. 10% lower than for gasoline.

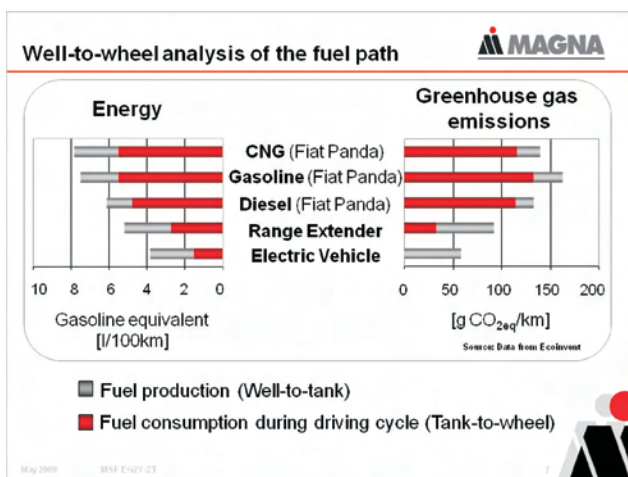


Fig. 3. Well-to-wheel analysis of the fuel path

In future, using electric vehicles could considerably reduce the energy demand as well as the emissions of CO<sub>2</sub> as greenhouse gas in urban areas. This can be seen from the lowest bar, which is based on the Austrian electricity mix.

If a range extender is used based on an internal combustion engine, which charges the battery in regular operation, the values for energy demand and emissions are between a pure electric vehicle and a gasoline vehicle, as can be expected.

The cumulative energy demand of a vehicle, which includes the fuel cycle, the manufacturing of all materials, the vehicle assembly, the use phase and finally vehicle recycling, plays an increasingly important role. To calculate this cumulative energy demand, well-to-wheel studies are not sufficient. The entire life cycle needs to be taken into consideration. The following conclusions can be drawn:

- Light weight design helps reduce the energy demand considerably, but entails higher costs due to the materials used.
- Including recyclates and reintroducing already used materials into the vehicle production leads to huge energy and cost benefits.

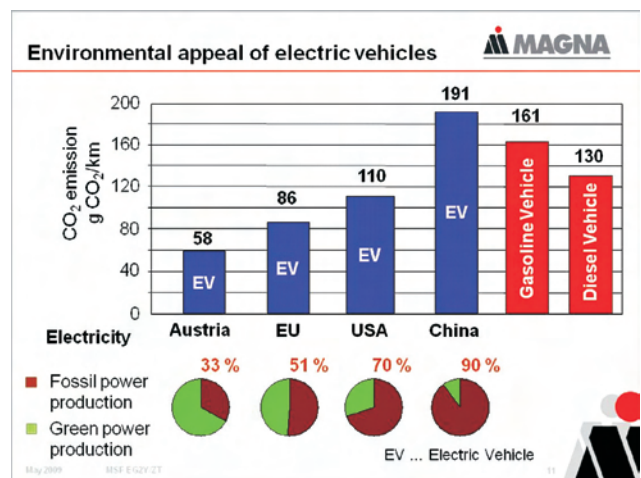


Fig. 4. Environmental appeal of electric vehicles [MAGNA]

If we assume that electric vehicles will dominate the future market, Fig. 4, we have to take into account that their CO<sub>2</sub> emissions and other environmental effects heavily depend on the primary energy source used for electricity generation.

**3. New Engine Design**

Two presentations were delivered at the congress in which detailed technical highlights of the congress have been discussed.

**The new 1.8 l Turbo DI Gasoline Engine for Passenger Cars of Mercedes-Benz**

by Dipl.-Ing. Peter Lückert, Dipl.-Ing. Fritz Kreitmann, Dr. Norbert Merdes, Dr. Ralph Weller, Dipl.-Ing. Andreas Rehberger, Dr. Klaus Bruchner, Dipl.-Ing. Klaus Schwedler, Dipl.-Ing. Hermann Ottenbacher, Daimler AG.

The new M 271 evo described in this paper is representative of the ongoing efforts of Mercedes-Benz to implement its long-term downsizing concept for serial production passenger cars.

Key modifications include a changeover from port injection to homogeneous direct injection and substitution of the supercharger with a single-stage turbocharger fitted with wastegate.

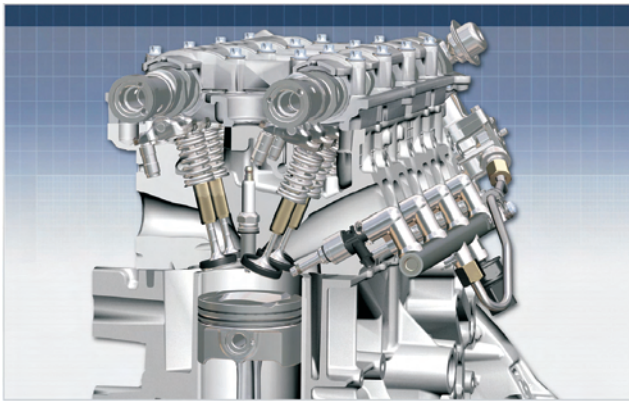


Fig. 5. Cylinder Head of the M 271 evo

The **cylinder head** of the M271 DE 18 LA is shaped differently than that of the predecessor engine due to direct injection. The intake ducts were adapted to the tumble characteristics required of the direct-injection engine.

The geometry of the four-valve design with two camshafts, adjusters and a central spark plug was carried over.

All versions of the engine feature a Lanchester **balancer** to compensate for second-order harmonic vibrations, Fig. 6. The cost-efficient concept was optimised to include “assembled” balancers based on the flat, one-piece aluminium-cast Lanchester balancer housing with sleeveless friction bearing of the predecessor engine.

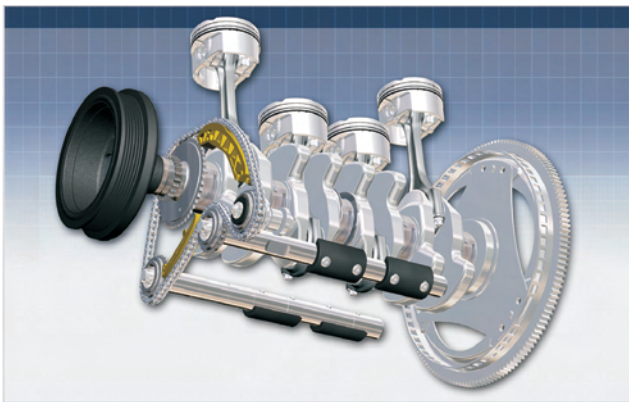


Fig. 6. Crank Assembly and Lanchester Balancer of the M271 evo

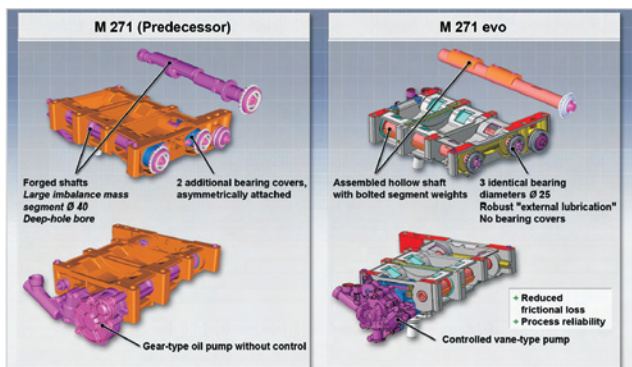


Fig. 7. Lanchester Assembly of the M271 evo and Predecessor Engine [DAIMLER]

To this end, two steel tubular shafts are inserted into the bearing tunnel of the balancer housing, Fig. 7. The imbalance mass segments are then bolted to the shafts. The abutting ends of the imbalance mass segments also serve as positioning and axial bearing points in the aluminium cast.

Each balancer shaft is supported by three slide bearings. This setup allows the bearing diameter in the vicinity of the imbalanced masses to be significantly smaller, thus greatly reducing friction.

**Charging Concept** of the M271 evo engine has been shown in Fig. 8. By carefully selecting the turbine and compressor combinations of the engine, it was possible to optimise performance under a variety of transient conditions. The different turbocharging options available differ only in the size of the compressor installed. In consequence, the turbine of the standard engine (115 kW) is used in the high-output version (150 kW) as well. Replacing the supercharger with a turbocharger is not only more efficient (less power input), but also reduces weight and engine noise.

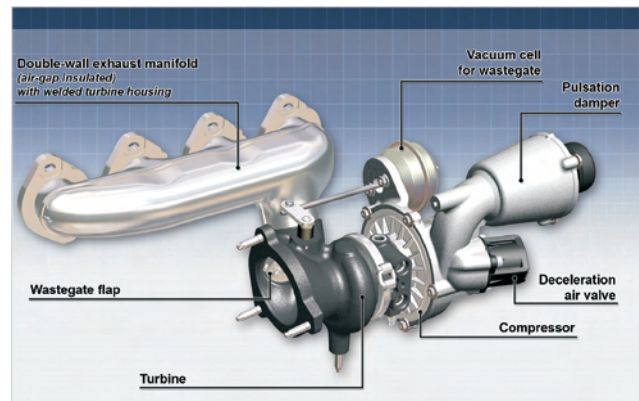


Fig. 8. Turbocharger of the M271 evo engine

**Direct injection**, Fig. 9, allows a higher compression compared to the conventional port injection of the predecessor engine and is thus more efficient. The turbocharged engine operates permanently in homogeneous mode; maximum fuel injection pressure is 140 bar. The high-pressure pump is a single-plunger pump. Fuel is delivered via a high-pressure rail to the injectors, which enter the combustion chamber at a 30° angle.

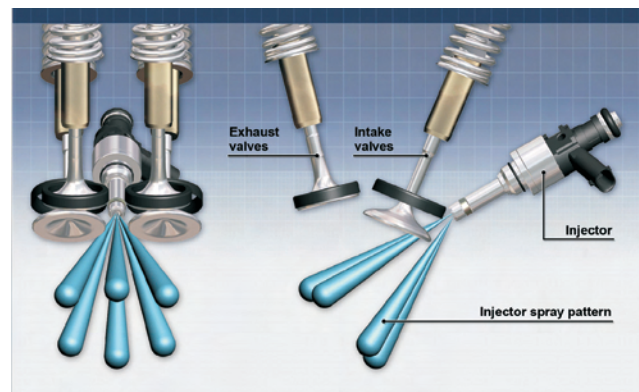


Fig. 9. Sample Spray Pattern of a Multi-Hole Solenoid Valve

The nozzle jets which interact with the ever-changing fuel-air mixture and pressure inside the cylinders, are harmonized regarding the optimum penetration depth, the ability to homogeneous combustion and droplet size. These factors also directly impact the dilution of oil and soot build-up characteristics of the engine.

Multi-Hole solenoid valves were, therefore, studied to have a better understanding of the effects of different spray configurations and injection strategies. In the end, cycles characterized by high combustion stability with minimum exhaust and particulate emissions proved to be in line with the development goals.

### Innovative MAN Euro V Engine without Exhaust Aftertreatment

by Dr. Wolfgang Held, Dipl.-Ing. Gottfried Raab, Prof. Dr. K.-V. Schaller, Dipl.-Ing. W. Gotre, Dipl.-Ing. H. Lehmann, Dipl.-Ing. H. Möller, Dipl.-Ing. W. Schröppel, MAN Nutzfahrzeuge.

The goal for the development of the Euro V EGR technology was to ensure a reliable compliance with the emission standards, and to possibly achieve this without aftertreatment.

An important component for achieving the goals is a regulated 2-stage supercharger with intercooler which enables a realization of a higher charge air pressures. This results in low-emission combustion and also requires less energy than single-stage supercharging. This, in turn has a direct positive effect on the fuel consumption. The injection pressure of the common rail fuel injection system was increased from 1600 to 1800 bar in order to achieve the goals. The exhaust gas recirculation rates were increased compared with the known Euro IV setting, which meant that it was necessary to improve the cooling performance of the external EGR cooler. A lambda control regulates the supply of cooled exhaust gas from the EGR cooler to the combustion process.

It was possible to achieve the set goals for different vehicle types in conjunction with a new cooling concept (low-temperature cooling concept).

The requirements of the Euro V emission regulations were reliably met with a downstream oxidation catalytic converter and the EEV (Enhanced Environmentally Vehicle) limits with a PM-Kat® as a downstream filter.

**Injection System** used, Fig. 10, is the flexible BOSCH common rail system with 1800 bar. The required pressure is generated by a gear-driven high-pressure pump on the engine. Using solenoid-controlled injectors, this system supplies the combustion process with a demand based and

freely selectable injection pressure that is independent of load and engine rpm.

The high injection pressure is also a precondition for the combustion process in order to reduce the higher particulate emission resulting from the increased EGR rates. These increased rates ensure that the NO<sub>x</sub> limits can be reached without any exhaust aftertreatment system. The multiple injection variability offered by a common rail system is exploited to optimise combustion by means of the pre-injection, main injection and partially postinjection phases. This reduces raw particulate emissions and simultaneously minimizes fuel consumption.

The nozzle flow rate is reduced by smaller injection orifice cross-sections. This leads to finely bundled spray patterns, and the improved spray preparation also contributes to reducing the particulate raw emissions.

In the **Two-stage Supercharger** concept, a two-stage intercooled variant was chosen on the basis of simulations and tests on the engine test stand during prototype development as well as close collaboration with the supplier industry. A cooled two-stage supercharger requires less energy than a single-stage supercharger, and this has a direct positive effect on the fuel consumption of the engine.

In order to meet the Euro V/EEV regulations MAN has decided to use in the **Exhaust Aftertreatment system** an

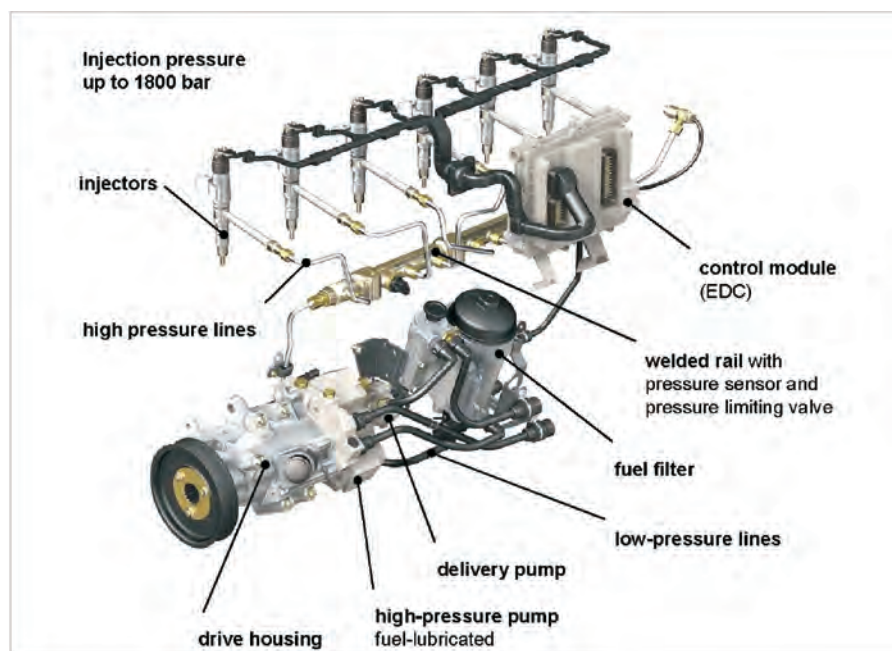


Fig. 10. Common rail injection system 1800 bar

oxidation catalyst to ensure a legally-compliant emission stability, Fig. 11. This catalytic converter type is characterized by low weight, little installation space requirement and freedom from maintenance. It is above all inexpensive and also appears to be suitable for Euro V for markets outside Europe.

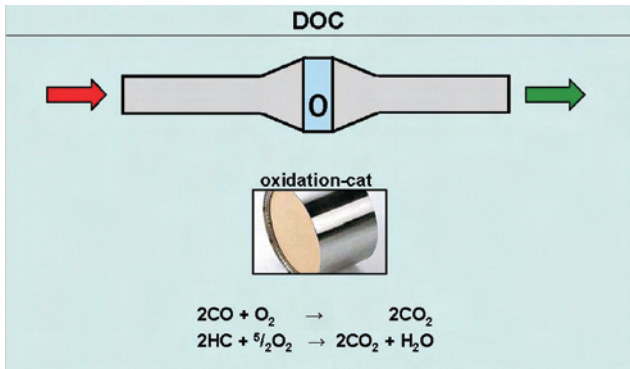


Fig. 11. Euro V solution with oxidation catalytic converter

Due to the low Euro V raw emissions, MAN can make use of the PM-Kat® technology already used in serial production for Euro IV in order to achieve compliance with the EEV limits in trucks, Fig. 12.

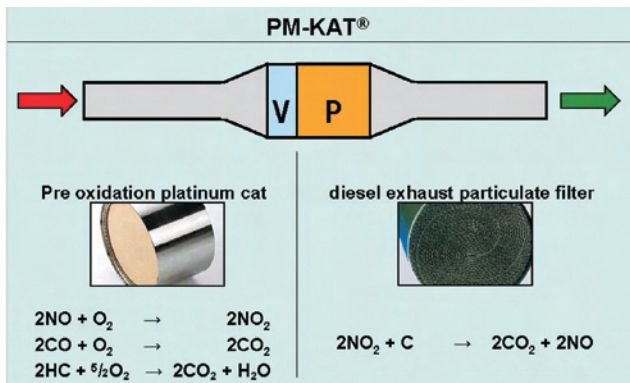


Fig. 12. EEV solution with PM-Kat®

**Low-temperature Cooling Concept.** There are two main reasons why MAN decided to switch to a new cooling concept in conjunction with the Euro V EGR solution described here. Firstly, it was possible to increase the overall engine efficiency, especially due to the effective intercooling of the 2-stage supercharger. Secondly, the additional heat produced due to the higher EGR rates required for Euro V can be largely dissipated in existing vehicle concepts without any reduction in power or torque. The conventional direct air/charge air cooling system was left unchanged for low power ratings in the D08 series.

**Test Results** show the development of average fuel consumption through various scenarios based on the technology used at MAN, Fig. 13, whereby SCR technology is used only in the series D20/D26 and D2868 in serial production for Euro V and partially in EEV.

**Outlook for Euro VI.** The EGR technology described here in combination with further developed common rail injection systems represents the technical basis for offering a reliable and customer-orientated solution for the next emission standard Euro VI at an early stage.

**Literature**

[1] 30. Internationales Wiener Motoren-symposium, VDI-Fortschrittbericht Reihe 12, Nr. 697, Vol.1, Vol. 2.

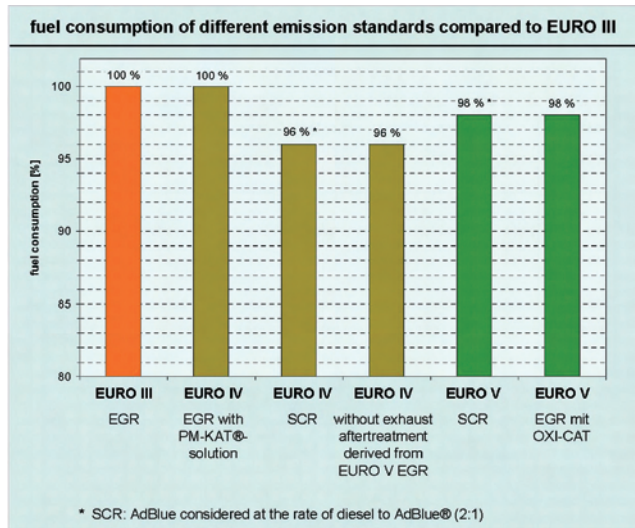


Fig. 13. Fuel consumption for the respective emission levels

If Euro VI serial-production solutions have to be available on the market for customers early on in order to obtain benefits relating to statutory road tolls, then this is currently possible only by making use of known and partially tested technology as shown in scenario 1 in Fig. 14.

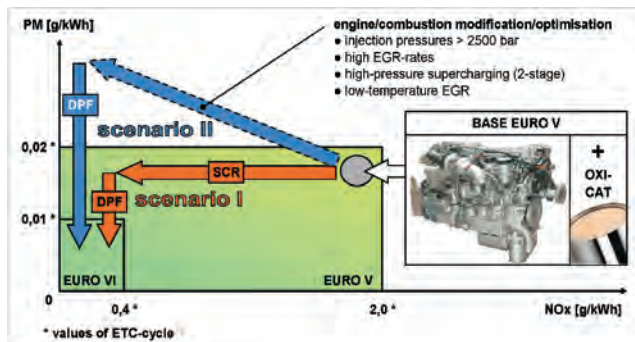


Fig. 14. Possible Euro VI scenarios

However, the described scenario I solution requires large installation space, reduces the payload and also results in a significant increase in system costs compared with Euro V. For this reason, development efforts will aim to find more economical solutions, as shown in possible scenario II.

The basis would again be the described Euro V AdBlue®-free solution in conjunction with an improved 2-stage supercharger, an injection system > 2500 bar and increased EGR rates. The solution would also include a 2-stage exhaust return cooler with low temperature cooling in combination with an improved vehicle cooling concept.

All details of the 30<sup>th</sup> International Vienna Motor Symposium 2009 can be found in [1].

Prof. dr Hans Peter Lenz – Professor (retired) at the Technical University of Vienna, Austria, President of the Austrian Society of Automotive Engineers.

Prof. dr Hans Peter Lenz – emerytowany profesor Uniwersytetu Technicznego w Wiedniu, przewodniczący Austriackiego Stowarzyszenia Inżynierów Samochodowych.



## Silnik BMW 3,0d – najlepsza na świecie 6-cylindrowa, rzędowa jednostka z zapłonem samoczynnym

### 1. Wstęp

Rzędowe, 6-cylindrowe silniki są specjalnością firmy BMW już od prawie 80 lat. Obok renomowanych jednostek benzynowych, za które otrzymywano wiele prestiżowych nagród, od 1983 r. w produkcji znalazły się także jednostki o zapłonie samoczynnym. Początkowo były to silniki o objętości skokowej 2,4 dm<sup>3</sup>, a następnie 2,5 dm<sup>3</sup>, wyposażone w system spalania z komorą wirową. Dopiero w 1998 r. pojawił się pierwszy silnik wyposażony w system wtrysku bezpośredniego, zasilany wysokociśnieniowym układem common rail. Jednostka ta, o objętości skokowej 3,0 dm<sup>3</sup> i mocy 135 kW, natychmiast po prezentacji zyskała wiele pochlebnych opinii, głównie za doskonałe osiągi, co w przypadku marki BMW miało istotne znaczenie, a także za bardzo małe zużycie paliwa. Był to powód, dla którego ten silnik o ZS stał się cenionym źródłem napędu, stosowanym prawie we wszystkich modelach marki BMW, mających renomę pojazdów sportowych, gwarantując im dynamikę nie gorszą niż mają jednostki benzynowe. Początkowo konstrukcja tego silnika wywodziła się z jednostek poprzedniej generacji z kadłubem wykonanym z żeliwa, natomiast w 2005 r. powstał całkowicie nowy silnik z kadłubem wykonanym ze stopów aluminium. W roku 2007 firma BMW zaprezentowała swój nowy, 4-cylindrowy silnik z zapłonem samoczynnym o objętości skokowej 2,0 dm<sup>3</sup>, który otrzymał wiele innowacyjnych rozwiązań (rys. 1). Tę technikę postanowiono zastosować również w większym silniku i jesienią 2008 r. powstała zmodernizowana jednostka 6-cylindrowa (rys. 2) o objętości skokowej 3,0 dm<sup>3</sup>, która uważana jest obecnie za najlepszy w swojej klasie silnik o ZS na świecie.

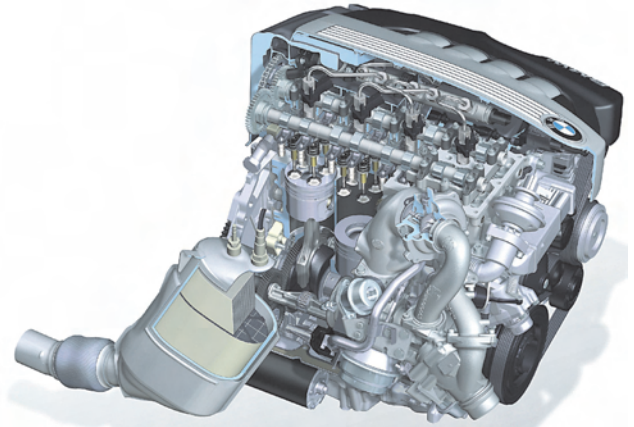
### 2. Założenia konstrukcyjne

Podstawowym założeniem konstrukcyjnym dotyczącym nowego silnika 6-cylindrowego było wykorzystanie innowacyjnych rozwiązań, które doskonale sprawdziły się w silniku 4-cylindrowym. W obu silnikach założenia te pozwalają na uzyskanie małej masy silnika, dużej mocy jednostkowej, małych strat tarcia, i to przy ograniczonych kosztach rozwoju, produkcji i eksploatacji. Podobieństwo konstrukcyjne sprowadza się nie tylko do podobieństwa koncepcji pojedynczych modułów obu silników, lecz także do podobnego rozmieszczenia osprzętu, stosowanych technologii produkcji oraz współwymierności wielu elementów składowych. Osiągnięty rezultat spełnił założenia konstrukcyjne i wszystkie wymienione cechy znacząco obniżyły koszty projektowania, a następnie koszty produkcji, magazynowania części i obsługi technicznej silnika.

### 3. Kadłub i głowica silnika

Najważniejszym elementem silnika jest kadłub, który jest wykonany, jako wysokociśnieniowy odlew, ze stopu

aluminium z krzemem i magnezem. Zarówno grubość ścianek, jak i kształt oraz rozmieszczenie uźebrowania kadłuba zostały opracowane na podstawie obliczeń numerycznych, a otrzymana konstrukcja pozwala na przenoszenie obciążenia szczytowym ciśnieniem spalania, osiągającym wartość do 18 MPa. Interesującym rozwiązaniem jest usztywnienie kon-

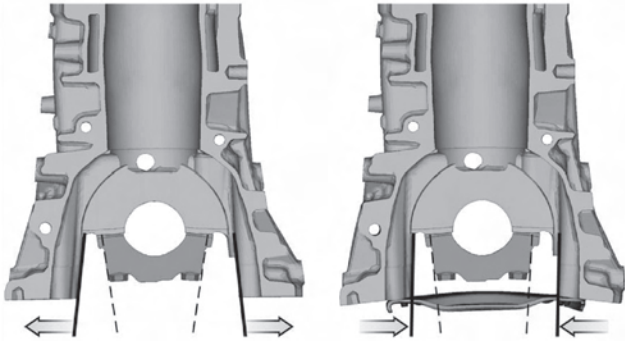


Rys. 1. Przekrój 4-cylindrowego silnika BMW o zapłonie samoczynnym [4]

strukcji kadłuba przez zastosowanie stalowych poprzeczek spinających dolną jego część. To rozwiązanie zapobiega odkształceniom termicznym kadłuba, które w przypadku zastosowanego stopu aluminium mogą być znaczące. Zapewnia to również lepsze przyleganie pokryw łożysk głównych, które wykonane są ze spieków metali (rys. 3).

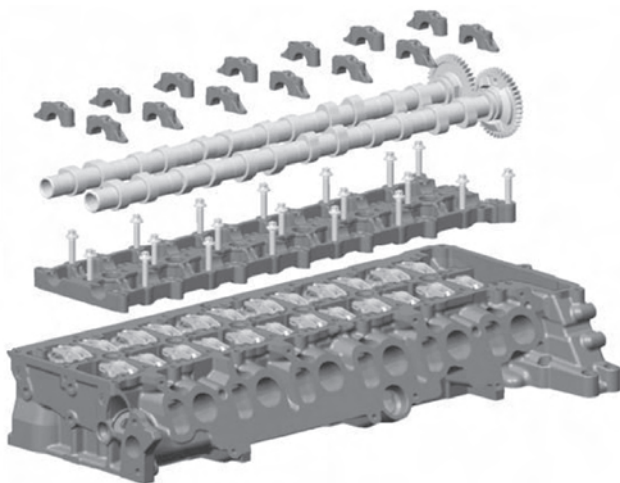


Rys. 2. Sześciocylindrowy silnik BMW o zapłonie samoczynnym [4]



Rys. 3. Poprzeczki zwiększające sztywność dolnej części kadłuba [3]

Głowica jednostki 6-cylindrowej stanowi rozwinięcie konstrukcyjne głowicy stosowanej w silniku 4-cylindrowym. Wałki rozrządu wykonane są ze stalowej rury, a krzywki odkuwane są metodą hydroformowania. Oba wałki są połączone ze sobą przekładnią zębatą, natomiast ich napęd realizowany jest jednorzędowym łańcuchem napędzającym od wału korbowego wałek zaworów dolotowych. Krzywki współpracują z dźwigienkami zaworowymi wyposażonymi w rolki, co znacznie zmniejsza siły tarcia w mechanizmie rozrządu. Dzięki zastosowaniu dodatkowej płyty, w której bezpośrednio są łożyskowane wałki rozrządu, udało się uzyskać bardzo małą wysokość głowicy (rys. 4).



Rys. 4. Elementy składowe głowicy [3]

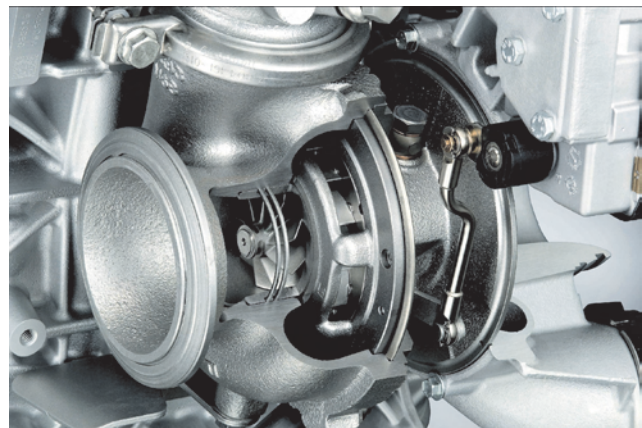
#### 4. Układ zasilania

Podobnie jak inne silniki z zapłonem samoczynnym marki BMW, również nowy silnik 6-cylindrowy wyposażony został w system zasilania common rail nowej generacji o maksymalnym ciśnieniu wtrysku osiągającym wartość 180 MPa. Stosowane już wcześniej w silniku 6- i 8-cylindrowym piezoelektryczne wtryskiwacze o 7 otworkach zostały zmodyfikowane w celu spełnienia wymagań normy Euro 5. Rozpylacze teraz wykonuje się z nowego materiału, bardziej odpornego na odkształcenia, dzięki czemu można zmniejszyć długość kanałów rozpylacza. Uzyskano przez to lepsze

rozpylenie paliwa, a mniejsza objętość kanałów pozwoliła na zmniejszenie emisji tlenku węgla i węglowodorów. Elektryczna pompa podająca paliwo do systemu wysokiego ciśnienia umieszczona jest w zbiorniku paliwa, a za jej sterowanie odpowiada elektroniczny moduł sterujący pracą silnika. Nowej konstrukcji pompa wysokiego ciśnienia typu CP4.2 ma dwa tłoczki i jest napędzana od łańcucha układu rozrządu. Aluminiowy korpus pompy gwarantuje jej małą masę, a zastosowanie rolek, zamiast par ślizgowych, zmniejszyło znacząco siły tarcia. To rozwiązanie pozwoliło na zmniejszenie o 20% mocy potrzebnej do napędu pompy.

#### 5. System doładowania

W przeciwieństwie do najmocniejszej wersji silnika z zapłonem samoczynnym, która wyposażona została w dwie turbosprężarki i system doładowania sekwencyjnego, nowy silnik dysponuje jedną turbosprężarką, która w stosunku do stosowanych dotąd rozwiązań została znacząco zmodyfikowana. Łożyskowanie turbosprężarki otrzymało skuteczną ochronę przed nadmiernym obciążeniem cieplnym, co zwiększa trwałość i niezawodność całego urządzenia, a łopatki sprężarki i kanał przepływu powietrza zyskały nową formę, gwarantującą korzystniejszą charakterystykę napełnienia i mniejsze efekty akustyczne przepływu. Sterowane elektrycznie kierownice, odpowiadające za napływ spalin do turbiny, otrzymały nowy kształt, dopasowany do właściwości termodynamicznych turbosprężarki (rys. 5). Wszystkie te zmiany pozwoliły na szybszą reakcję systemu doładowania na zmieniające się obciążenie, co w efekcie znacząco poprawiło dynamikę pojazdów wyposażonych w ten nowy typ silnika.



Rys. 5. Turbosprężarka z elektrycznie sterowanymi kierownicami napływu spalin [4]

#### 6. System spalania

Komora spalania nowego 6-cylindrowego silnika z zapłonem samoczynnym już wcześniej została wszechstronnie sprawdzona w jednostce 4-cylindrowej. Strumień powietrza doprowadzany jest do cylindra dwoma kanałami prowadzonymi z bocznej powierzchni głowicy, co pozwoliło na zmniejszenie jej wysokości, a tym samym zmniejszenie wysokości całego silnika. Jeden z kanałów jest odpowiedzialny za dobre napełnienie cylindra, natomiast rolę drugiego jest



Rys. 6. System spalania nowego 6-cylindrowego silnika BMW o zapłonie samoczynnym [4]

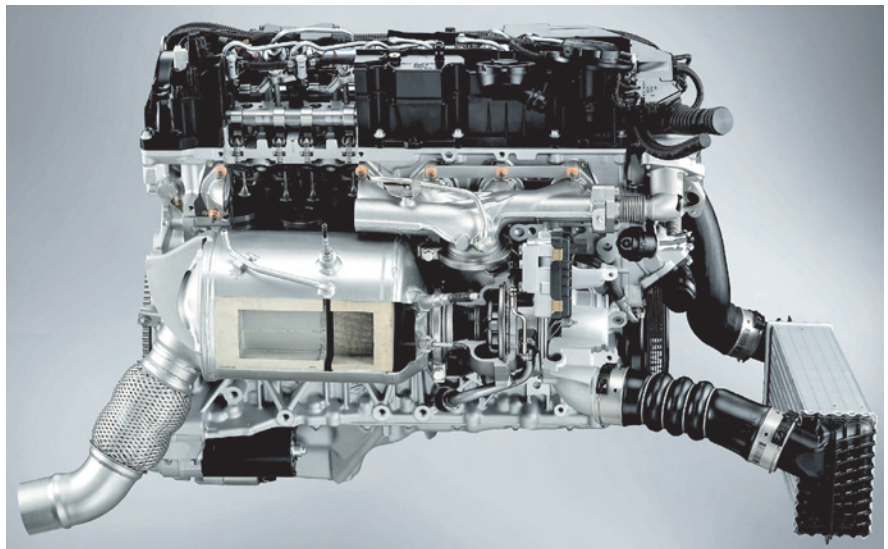
wprowadzenie ładunku w silny ruch wirowy. Denko tłoka pozbawione zostało charakterystycznych „kieszeni” odwzorowujących rozmieszczenie czterech zaworów w głowicy, dzięki czemu strumień powietrza przemieszczający się z tzw. „strefy wyciskania” do wnętrza komory spalania nie napotyka na przeszkody i ma bardziej regularny kształt. Forma umieszczonej w tłoku toroidalnej komory spalania była efektem wielu doświadczeń, w których optymalizowano proces spalania w aspekcie zwiększonej mocy jednostkowej przy konieczności spełnienia wymagań normy Euro 5. Zapewnia ona skuteczne i szybkie spalanie wtryskiwanego paliwa przy dużej sprawności termodynamicznej. Wynikiem tej optymalizacji był również dobór stopnia sprężania o wartości  $\varepsilon = 16,5$ . Ta względnie mała wartość stopnia sprężania pozwalała na efektywne wykorzystanie nowej turbosprężarki do napełnienia cylindra ładunkiem o większym ciśnieniu, a także na zmniejszenie emisji tlenków azotu oraz zmniejszenie strat tarcia. Mniejszy stopień sprężania oznacza zwykle gorsze właściwości rozruchowe silnika, lecz w tym przypadku

zastosowanie ceramicznych świec żarowych o temperaturze 1300°C gwarantuje nie tylko niezawodny rozruch w niskiej temperaturze otoczenia, ale także równomierną i cichą pracę silnika w fazie jego nagrzewania. Świece żarowe pełnią swą funkcję także podczas pracy silnika przy małym obciążeniu, przyczyniając się do zmniejszenia emisji tlenku węgla i węglowodorów (rys. 6).

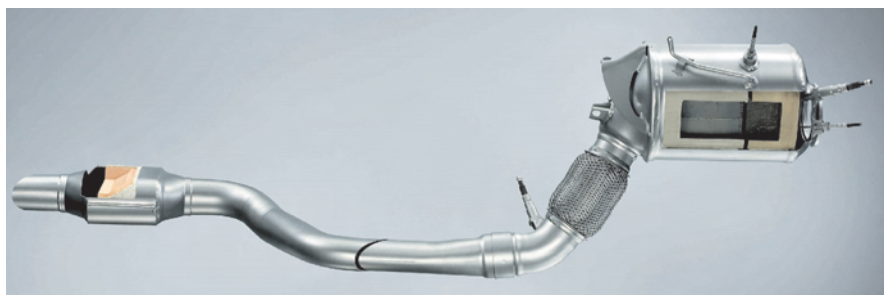
## 7. System oczyszczania spalin

Nowy, 6-cylindrowy silnik BMW jest jedną z nielicznych jednostek z zapłonem samoczynnym, w której podstawowy system oczyszczania spalin znajduje się bezpośrednio na wylocie spalin z turbiny. W wersji spełniającej wymagania normy Euro 5 jest to zespół składający się z reaktora utleniającego i filtra cząstek stałych o rdzeniu wykonanym z węgla krzemu. Oba rdzenie mają przekrój kwadratowy i są pokryte stopem Pt/Pd, przy czym objętość reaktora utleniającego wynosi 2 dm<sup>3</sup>, a filtra 4 dm<sup>3</sup> (rys. 7). Silnik został także wyposażony w rozbudowany, elektronicznie regulowany system recyrkulacji spalin, wykorzystywany w pełnym polu pracy silnika, łącznie z jego fazą nagrzewania.

W ofercie znajduje się również wersja silnika o nazwie „BluePerformance” spełniająca wymagania normy Euro 6. W tym przypadku zespół oczyszczania spalin, umieszczony bezpośrednio za turbiną, składa się z reaktora DeNOx i filtra cząstek stałych, natomiast w dalszej części przewodu



Rys. 7. Zespół oczyszczania spalin (Euro 5) [4]



Rys. 8. Układ oczyszczania spalin „BluePerformance” (Euro 6) [4]

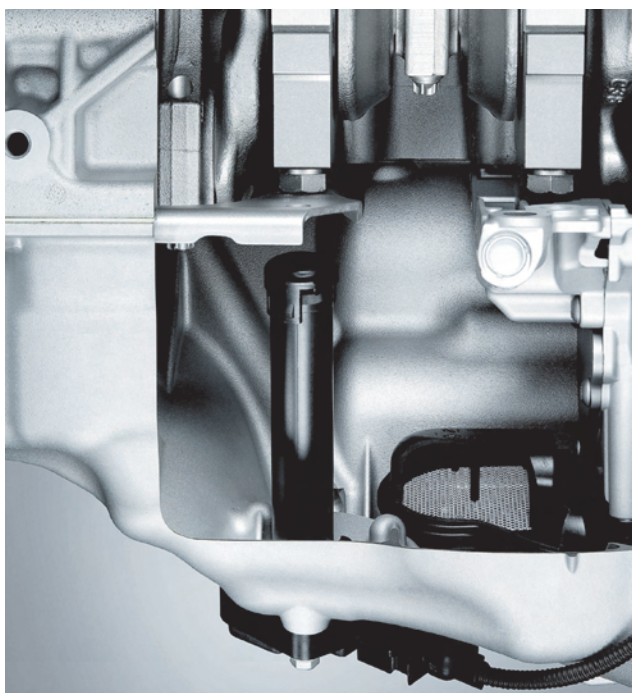


Rys. 9. Zespół filtra i chłodnicy oleju [4]

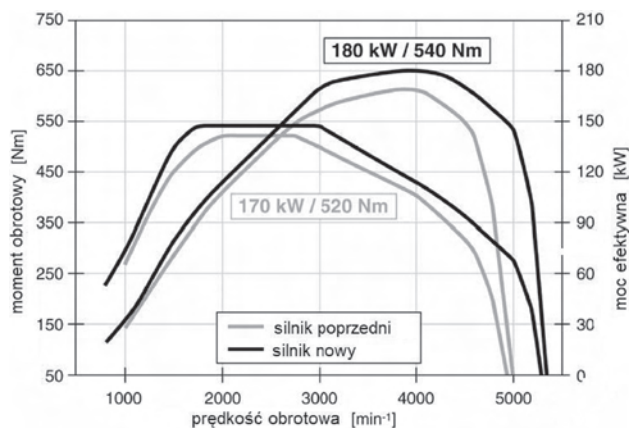
wylotowego umieszczony został drugi zespół oczyszczający, składający się z reaktora utleniającego oraz reaktora absorpcyjnego, który jest okresowo oczyszczany ze zmagazynowanych cząstek  $\text{NO}_x$  (rys.8).

## 8. Pozostałe elementy konstrukcyjne silnika

Ciekawym rozwiązaniem jest zastosowanie w układzie smarowania modułu składającego się z filtra oleju oraz chłodnicy oleju (rys. 9). Dogodne umieszczenie filtra umożliwia łatwą wymianę papierowego wkładu filtracyjnego, bez niepożądanego przedostawania się zużytego oleju do środowiska.



Rys. 10. System kontroli poziomu oleju w misie olejowej [4]



Rys. 11. Porównanie charakterystyki prędkościowej nowej i poprzedniej wersji 6-cylindrowego silnika BMW  $V_{ss} = 3,0 \text{ dm}^3$  o zapłonie samoczynnym [3]

Nowy silnik otrzymał także system dokładnej kontroli poziomu oleju w misie olejowej (rys. 10). Za innowacyjne rozwiązanie można uznać system dolotu powietrza do silnika, który ma rozbudowaną formę i jest wykonany z podatnych tworzyw sztucznych. Poza funkcją doprowadzania powietrza, ten układ pełni również rolę osłony akustycznej silnika oraz rolę podatnej bariery, która w przypadku zderzenia z pieszym w sposób kontrolowany deformuje się, przenosząc część obciążeń.

## 9. Podsumowanie

Nowy, 6-cylindrowy silnik marki BMW z zapłonem samoczynnym, dzięki innowacyjnym rozwiązaniom technicznym został przez wielu specjalistów uznany za najlepszą tego typu jednostkę na świecie. Osiągi silnika uległy znacznej poprawie w stosunku do poprzedniej jego wersji (rys. 11). Spełnienie wymagań normy Euro 5 dla nowych jednostek napędowych jest wprawdzie standardem, lecz umieszczenie w ofercie wersji „BluePerformance”, spełniającej przyszłą normę Euro 6, wskazuje na tkwiący w tym silniku potencjał umożliwiający dalszy jego rozwój.

## Literatura

- [1] Brzeżański M.: Nowy, 6-cylindrowy silnik ZI firmy BMW. Silniki Spalinowe 1/2005 (120).
- [2] Brzeżański M.: Silnik BMW Twin Turbo – zwycięzca International Engine of the Year 2007. Silniki Spalinowe 3/2007 (130).
- [3] Hall W., Mattes W., Nefischer P., Steinmayr T.: Der neue BMW Reihen-6-Zylinder Dieselmotor. BMW Motoren GmbH, Steyr.
- [4] BMW Presse Information 07/2008.

Mr. Marek Brzeżański, DSc., DEng. – Deputy Manager of the Institute of Automobiles and Internal Combustion Engines at Cracov University of Technology.

Dr hab. inż. Marek Brzeżański – wicedyrektor Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej.

e-mail: [mbrzez@usk.pk.edu.pl](mailto:mbrzez@usk.pk.edu.pl)



## Books on combustion engines

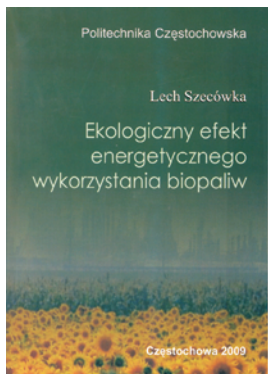
### Książki o silnikach

#### EKOLOGICZNY EFEKT ENERGETYCZNEGO WYKORZYSTANIA BIOPALIW

Szczecówka L.

Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2009.

Publikacja poświęcona jest wykorzystaniu energii odnawialnej. Scharakteryzowano w niej źródła energii odnawialnej. Energetykę odnawialną przedstawiono na tle polityki energetycznej Unii Europejskiej i Polski. Zaprezentowano możliwości wykorzystania biomasy jako biopaliwa w procesach współspalania. Przedstawiono mechanizmy tworzenia tlenków azotu w procesie spalania oraz redukcji tlenków azotu. Zastosowano oprogramowanie CHEMKIN do modelowania emisji oraz procesu redukcji tlenków azotu.

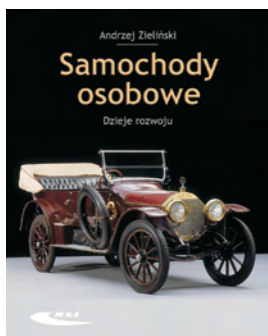


#### SAMOCHOBY OSOBOWE. DZIEJE ROZWOJU

Zieliński A.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009.

Książka o charakterze albumowym jest poświęcona rozwojowi konstrukcji samochodów osobowych na świecie na przestrzeni XX wieku, z uwzględnieniem czasów wcześniejszych. Zawartość podzielono na epoki zgodnie z międzynarodowymi uregulowaniami FIVA (organizacji zajmującej się pojazdami zabytkowymi). Opisano zmiany w koncepcji samochodu osobowego, podano pierwsze zastosowania poszczególnych podzespołów i rozwiązań technicznych, ewolucję stylizacji nadwozi, postęp technologiczny. Uwzględniono zarówno pojazdy seryjne, jak i prototypowe oraz studialne. Odnotowano polski wkład w rozwój motoryzacji.



#### CZUJNIKI W POJAZDACH SAMOCHOLOWYCH INFORMATOR TECHNICZNY

tł. Brzeżański M., Juda Z.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009.

Informator przedstawiający budowę i działanie wszystkich rodzajów czujników wykorzystywanych w elektronicznych układach sterowania pojazdów samochodowych. Zawiera opis zasady działania, budowy i zastosowania czujników wykorzystywanych w silniku, układzie napędowym, układzie hamulcowym, kierowniczym, zawieszaniu i innych. W informatorze zawarto najnowsze rozwiązania czujników.



#### LOKOMOTYWY SPALINOWE PRODUKCJI POLSKIEJ

Pokropiński B.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2009.

Książka poświęcona historii rozwoju konstrukcji wszystkich typów lokomotyw spalinowych normalnotorowych, szerokotorowych oraz wąskotorowych produkowanych w Polsce. Opisano konstrukcje rodzime, jak i wytwarzane na podstawie obcych dokumentacji. Przedstawiono lokomotywy manewrowe i liniowe dla PKP, lokomotywy przemysłowe, w tym specjalne lokomotywy dla kopalń węgla (dołowe i powierzchniowe) oraz niezrealizowane projekty lokomotyw spalinowych.



## Doctorates

### Doktoraty

#### Dr inż. Grzegorz Tarczyński

##### *Wpływ parametrów układu dolotowego silnika wysokoprężnego z wirową komorą spalania na stopień jego napelnienia*

Promotor: prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski – Politechnika Szczecińska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Wiesław Piekarski – Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie, dr hab. inż. Ryszard Szadziul prof. nadzw. – Politechnika Koszalińska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki Politechniki Szczecińskiej 21 października 2008 r.

W pracy przeanalizowano zależność stopnia napelnienia silnika wysokoprężnego z wirową komorą spalania od wybranych parametrów geometrycznych silnika oraz innych parametrów związanych z procesem napelnienia cylindrów powietrzem. Analizę przeprowadzono, opierając się na badaniach symulacyjnych układu dolotowego silnika. Rezultatem tych badań było określenie stopnia napelnienia silnika przy założonych parametrach geometrycznych układu dolotowego oraz parametrach charakteryzujących przepływ powietrza w tym układzie.

Badania symulacyjne dawały możliwości sprawdzenia bardzo dużej liczby wariantów wspomnianych parametrów, w związku z tym zastosowano metodę splanowania eksperymentu w celu określenia przedziałów zmienności badanych parametrów oraz wyboru punktów badawczych wewnątrz określonych przedziałów zmienności. Wyniki badań przedstawiono w postaci wykresów przestrzennych map wpływu zmienności badanych parametrów na wielkość stopnia napelnienia w całym zakresie użytecznych prędkości obrotowych silnika.

Analizę uzyskanych wyników przeprowadzono pod kątem poprawy parametrów roboczych silnika z uwzględnieniem możliwości praktycznego zastosowania na rzeczywistym obiekcie bez znaczącej ingerencji w jego konstrukcję. Jednocześnie opracowano zminimalizowany ilościowo zestaw map stopnia napelnienia, umożliwiając potwierdzenie zawartych w nich danych podczas badań hamownianych silnika.

Opracowany algorytm postępowania i procedury badawcze pozwalają zastosować je dla dowolnego silnika spalinowego o typowej konstrukcji, gdyż wystarczy przyjęcie odpowiednich wartości dla parametrów określających procesy ciepło-przepływowe czynnika doprowadzanego przez układ dolotowy do cylindrów.

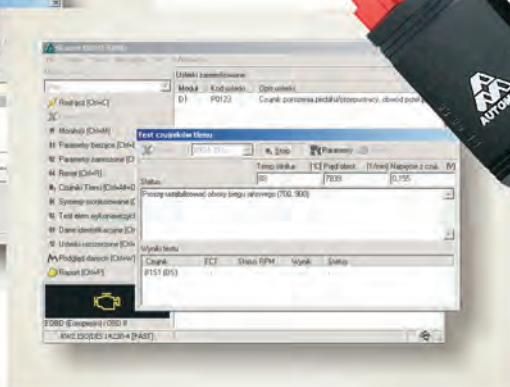
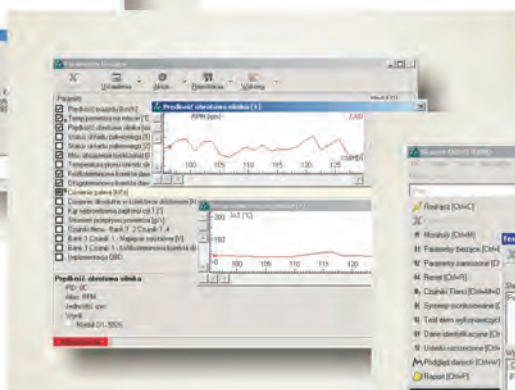
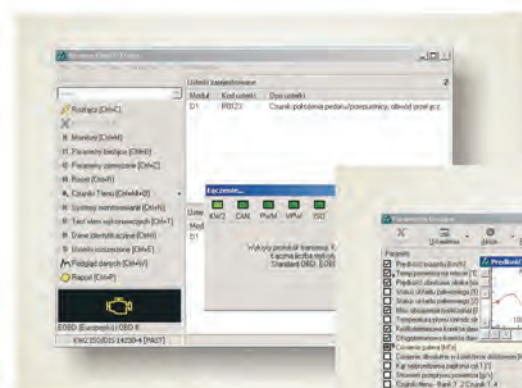
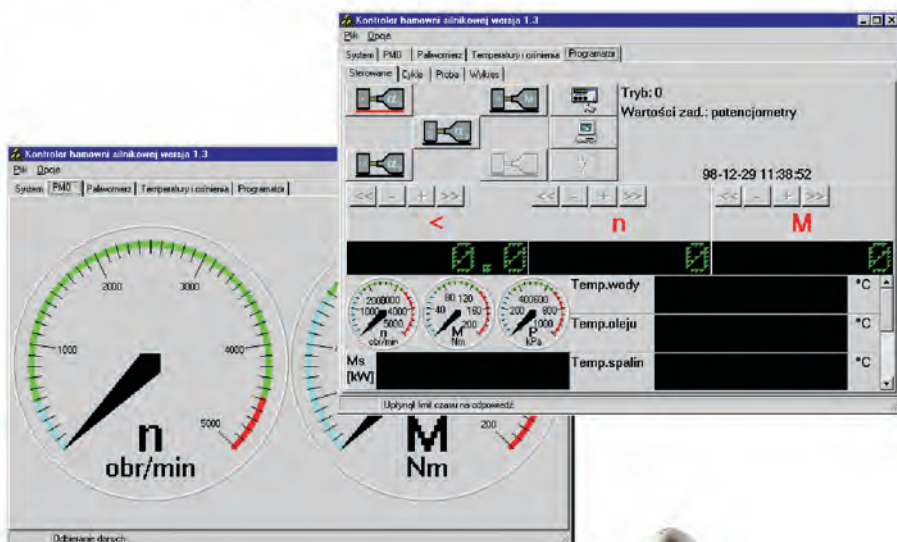
# Urządzenia i oprogramowanie diagnostyczno-badawcze dla motoryzacji



- hamownie silnikowe i podwoziowe z hamulcami elektrowirowymi o mocach 30kW– 400 kW
- paliwomierze grawimetryczne
- serwomechanizmy przepustnicy
- układy zabezpieczeń hamulca i silnika
- oprogramowanie do automatyzacji i nadzorowania badań, oraz akwizycji, archiwizacji i wizualizacji danych
- kompletne systemy hamowni silnikowych i podwoziowych

- urządzenia diagnostyczne do akwizycji danych z pokładowych systemów diagnostycznych zgodnych ze standardami OBDII/EODB oraz w standardach fabrycznych wybranych producentów pojazdów

- integracja z systemami hamowni silnikowych i podwoziowych



Automex Sp. z o.o.  
ul. Marynarki Polskiej 55d  
80-557 Gdańsk  
NIP: PL5841023077  
REGON: 00848495 KRS:0000167702



tel. +48 58 522 06 20  
tel. +48 58 348 55 27  
fax +48 58 522 06 21  
www.automex.pl  
automex@automex.pl

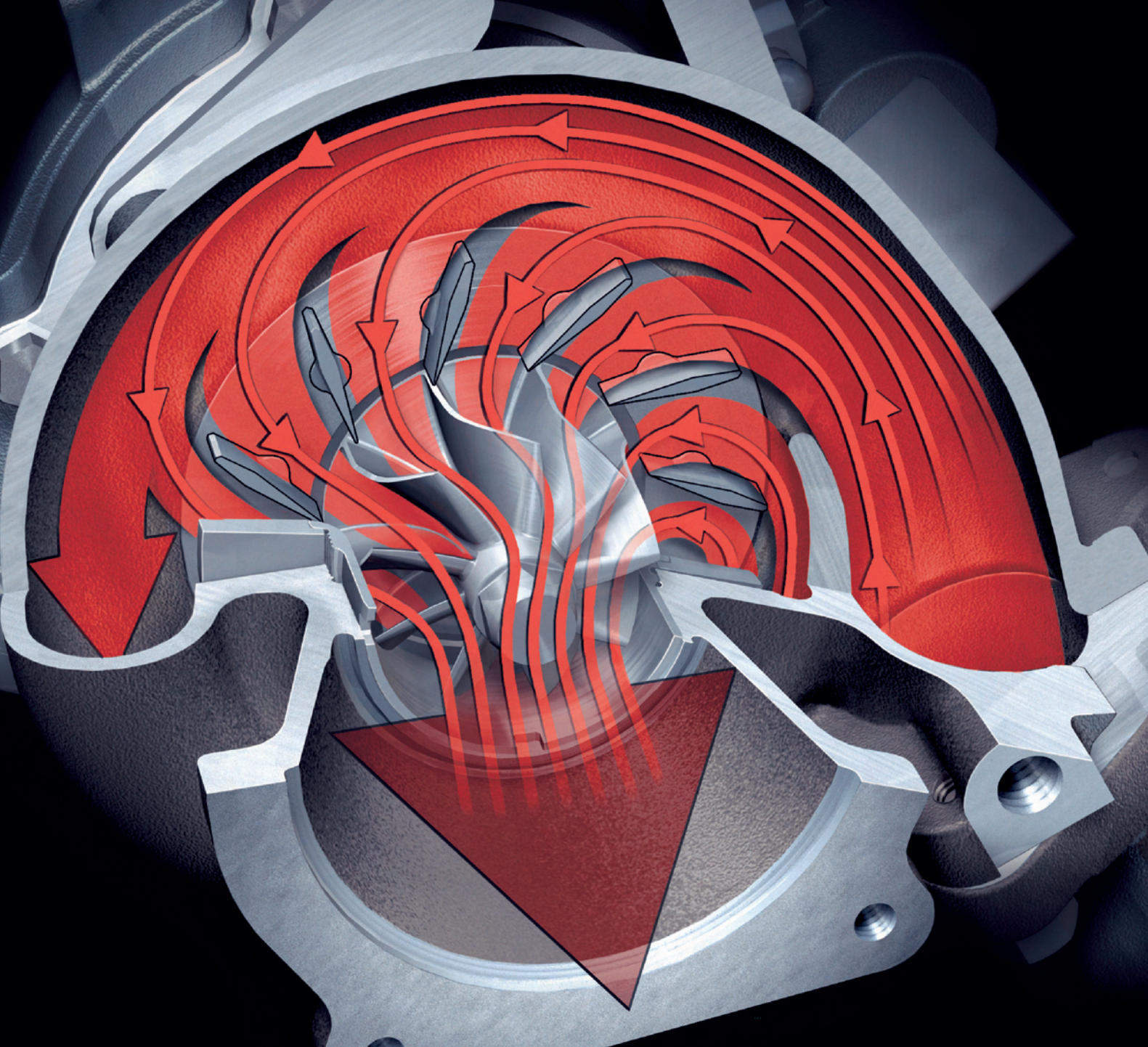


## AVL. MEASUREMENT AND TEST SOLUTIONS AS VERSATILE AS A KALEIDOSCOPE.



AVL Instrumentation & Test Systems supports and fosters its customers with the widest range of measurement and testing technology at the highest level: Solutions to increase productivity and reduce development times. The extraordinary technology competence, the long-term experience in all fields of application and distinct customer orientation enable AVL Instrumentation & Test Systems to offer tailored solutions, reflecting the innovative strength of the company. Fascinating and diverse, just like a Kaleidoscope.

Comprehensive know-how regarding the overall engine and powertrain development process, profound project experience, and related products turn AVL into an approved partner of the automobile industries worldwide.



Wydawca:

Polskie  
Towarzystwo  
Naukowe  
Silników  
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



**Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych**  
*Polish Scientific Society of Combustion Engines*

**O Towarzystwie**

Cele  
Statut  
Regiony

**Władze**

Zarząd  
Komisja Rewizyjna

**Członkowie**

Założyciele  
Honorowi  
Zwyczajni  
Wspierający

**Kontakt**

Kontakt

**Członkostwo**

Wniosek

**Z życia PTNSS**

Zebrania Zarządu  
Zebrania Członków  
Inicjatywy  
Komunikaty

**Konferencje**

Konferencje PTNSS  
Konferencje inne  
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Skład-osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

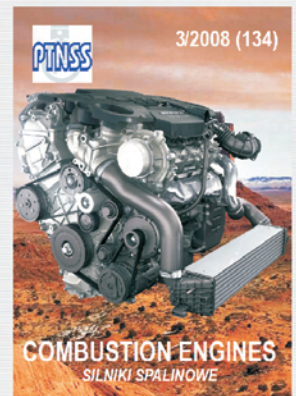
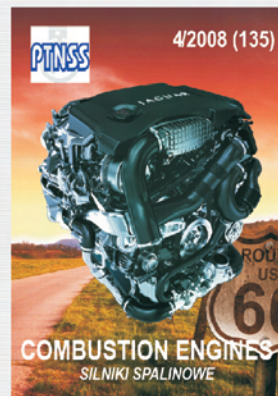
Zgłoszenia

Zapowiedź

Elektryczny numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



[www.ptnss.pl](http://www.ptnss.pl)