



3/2012 (150)



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE



INSTYTUT TECHNICZNY WOJSK LOTNICZYCH

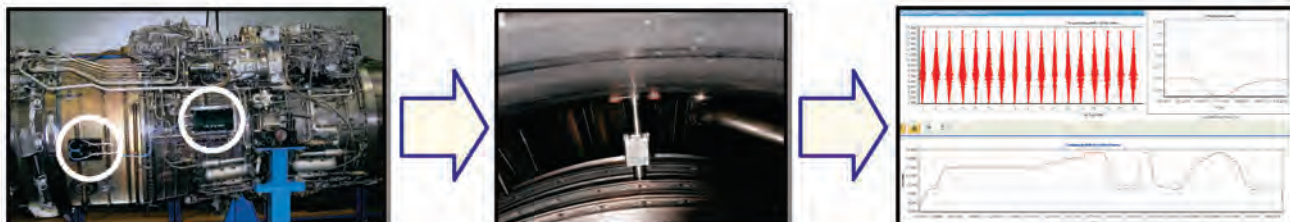
ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, skr. poczt. 96

tel.: 22 685 10 13; tel./faks: 22 836 44 71

www.itwl.pl

e-mail: poczta@itwl.pl

MONITOROWANIE STANU TECHNICZNEGO SILNIKÓW



Monitorowanie odkształceń piór łopatek w czasie rzeczywistym na podstawie czasów przyścia łopatek, mierzonych przez czujniki magnetyczne i precyzyjne liczniki, taktowane zegarem 200 MHz.

KORZYŚCI:

- ♦ Wczesne wykrywanie pęknięć zmęczeniowych;
- ♦ Monitorowanie obciążeń i prognozowanie/ zwiększanie trwałości podzespołów wirujących (łopatek, tarcz i integralnych stopni);
- ♦ Ochrona przed uszkodzeniami związanymi z obecnością ciał obcych;
- ♦ Monitorowanie drgań asynchronicznych łopatek (oderwania, flutter, pompaż).

CZUJNIKI DRGAŃ ŁOPATEK

Pasywne czujniki wiroprowadowe do pomiaru czasu przyścia łopatek, zaprojektowane do długotrwałej pracy w niekorzystnych warunkach.



CI-1B – czujnik przeznaczony dla tytanowych łopatek sprężarki wojskowego silnika dwuprzepływowego RD-33.

TF-2 – czujnik dla łopatek tytanowych wentylatora silnika wojskowego. Wbudowany wzmacniacz z dwoma wyjściami analogowymi (XY). Możliwość pomiaru skręcenia łopatki.



HPTT – czujnik dla łopatek wentylatora silnika cywilnego, przygotowany do pracy z dużym luzem wierzchołkowym (do 0.5") na dużym promieniu wirowania. Wbudowany wzmacniacz z dwoma wyjściami: analogowym i cyfrowym (tip-timing).

CCM-2b – czujnik dla łopatek turbiny wysokiego ciśnienia wojskowego silnika dwuprzepływowego, pracujących w temperaturze przekraczającej 1000°C. Chłodzony pasywnie przez powietrze kanału zewnętrznego.



CCM-1a – wytrzymały czujnik dla turbiny wojskowego silnika odrzutowego. Generuje sygnał pochodzący od łopatek turbinowych, pracujących w temperaturze przekraczającej 800°C. Chłodzony pasywnie przez powietrze atmosferyczne.

Komputer wbudowany (pokładowy)

Monitorowanie drgań łopatek w czasie rzeczywistym, rejestracja i podstawowa analiza danych. Wykonany w architekturze FPGA, zapis danych na kartach SD.





COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

3/2012 (150)

Rok XLXI

PL ISSN 0138-0346

Editor/Wydawca:

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

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

tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

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

Scientific Board/Rada Programowa:

Prof. Krzysztof Wisłocki – Chairman, Poland

Prof. Bernard Challen – UK

Prof. Zdzisław Chłopek – Poland

Prof. Giovanni Cipolla – Italy

Prof. Karol Cupiał – Poland

Prof. Jan Czerwiński – Switzerland

Prof. Vladimír Hlavna – Slovakia

Prof. Kazimierz Lejda – Poland

Prof. Hans Peter Lenz – Austria

Prof. Helmut List – Austria

Prof. Jan Macek – Czech Republic

Prof. Janusz Mysłowski – Poland

Prof. Andrzej Niewczas – Poland

Prof. Marek Orkisz – Poland

Prof. Dieter Peitsch – Germany

Prof. Leszek Piaseczny – Poland

Prof. Stefan Pischinger – Germany

Prof. Roger Sierens – Belgium

Prof. Andrzej Sobiesiak – Canada

Prof. Maciej Sobieszcański – Poland

Prof. Richard Stobart – UK

Prof. Robin Vanhaelst – Germany

Prof. Michael P. Walsh – USA

Prof. Piotr Wolański – Poland

Prof. Mirosław Wyszynski – UK

Editorial/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 61 6652207, 61 6652118

E-mail: silniki@ptnss.pl

prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz (Editor-in-Chief/redaktor naczelny)

mgr Krystyna Bubacz (Editorial Office/sekretarz redakcji)

redakcja@ptnss.pl

dr inż. Ireneusz Pielecha, dr inż. Mirosław Kozak

prof. dr hab. inż. Marek Brzeżański, dr inż. Jacek Pielecha

Collaboration/Współpraca:

mgr T. Pawlak, mgr inż. M. Nowak

Editorial

Dear readers,

The management of Polish Scientific Society of Combustion Engines (PTNSS), providing you with the content of the Combustion Engines/*Silniki Spalinowe* magazine are aware that even the best scientific journal is not capable of replacing direct contact and scientific discussion. One of the activities that confirm the above, which is also listed in the society's statutory activity, is the organization of conferences, symposiums seminars and scientific workshops. In this context we wish to draw particular attention to the V International Congress on Combustion Engines to be held in June 2013. As in previous years, we would ideally have the congress as a platform for the exchange of experience among specialists representing science, research and development and industrial sectors. Earlier, in November 2012 a specialized international symposium OptiCom is to be held devoted to the optical methods of investigations of engine processes. We encourage you to take part in both events and present detailed information about both conferences in this issue of the magazine.

Currently conducted research and development works are frequently interdisciplinary. This requires collaboration of engineers from many fields of science. Recently, we have seen a more frequent participation in our events of not only engine-related industry scientists but also scientists from other fields. It is our mission to make available the pages of our magazine to authors who wish to publish papers on all kinds of combustion engines and we are proud to inform that in this issue of Combustion Engines/*Silniki Spalinowe* we included two papers on turbine marine and helicopter engines.

Finally, we wish to draw your attention to our report from the international seminar 'Particulate Matter Emissions from Engine and Automotive Sources'. With this issue of the magazine you will also find a CD with the seminar materials.

Management PTNSS and editorial of
Combustion Engines/Silniki Spalinowe

Szanowni Czytelnicy,

Zarząd Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych, (PTNSS), dając do dyspozycji autorów łamy kwartalnika „Combustion Engines/*Silniki Spalinowe*” zdaje sobie sprawę, że nawet najlepsze czasopismo naukowe nie zastąpi całkowicie bezpośredniego kontaktu i dyskusji naukowej. Jednym z przejawów takiego przekonania, zapisanym także wśród statutowych celów towarzystwa, jest organizowanie przez PTNSS konferencji, sympozjów, seminariów i warsztatów naukowych. W tym kontekście chcemy zwrócić szczególną uwagę na organizowany w czerwcu 2013 r. V Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych. Chcielibyśmy, aby wzorem poprzednich edycji kongresu był on międzynarodowym forum wymiany doświadczeń pomiędzy specjalistami reprezentującymi naukę, badania i przemysł. Wcześniej, bo już w listopadzie 2012 r., odbędzie się specjalistyczne międzynarodowe sympozjum OptiCom, poświęcone optycznym metodom badań procesów silnikowych. Zachęcając serdecznie do udziału w sympozjum, zwracamy uwagę, że w bieżącym numerze kwartalnika zostały zamieszczone szczegółowe informacje na temat obu konferencji.

Prowadzone obecnie prace naukowo-badawcze często dotyczą problemów interdyscyplinarnych, wymagających współdziałania w różnych obszarach nauki. Dlatego coraz częściej obserwujemy udział w organizowanych przez PTNSS konferencjach nie tylko specjalistów z branży silników spalinowych, ale także z dziedzin pokrewnych. Starając się udostępnić łamy kwartalnika dla prac dotyczących wszelkich rodzajów silników spalinowych, z zadowoleniem odnotowujemy, iż w bieżącym numerze „Combustion Engines/*Silniki Spalinowe*” opublikowane są dwa artykuły poświęcone silnikom turbinowym – okrętowym i śmigłowcowym. Kontynuując tematykę konferencyjną, zwracamy uwagę Czytelników na zamieszczonej relacji z międzynarodowym seminarium pt. „Analiza trendów rozwojowych dotyczących pomiarów i ograniczania emisji cząstek stałych z silników spalinowych” oraz dołączonej do czasopisma płytę CD z materiałami seminarium.

Zarząd PTNSS oraz Redakcja
Combustion Engines/Silniki Spalinowe

Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji	1
<i>A. Mayer, J. Czerwinski, P. Zelenka: Conditions of NO₂-production in catalyzed DPF-systems/Warunki tworzenia NO₂ w filtrach cząstek stałych z katalityczną warstwą aktywną (2012-SS3-301)</i>	3
<i>W. Gis, E. Menes, J. Waśkiewicz: The analysis of the potential for the use of gaseous fuels in the municipal bus transport in Poland – part 2/Analiza możliwości zastosowania gazowych paliw w miejskim transporcie autobusowym w Polsce – część 2 (2012-SS3-302)</i>	17
<i>Z. Korczewski: Diagnosing marine turbine engines through energy characteristics of their flow sections/Diagnozowanie okrętowego turbinowego silnika spalinowego na podstawie charakterystyki energetycznej jego części przepływowej (2012-SS3-303)</i>	27
<i>J. Kropiwnicki: Comparison of energy efficiency of vehicles powered by different fuels/Porównanie efektywności energetycznej pojazdów samochodowych zasilanych różnymi paliwami (2012-SS3-304)</i>	34
<i>J. Dutczak, J. Magier: The assessment of the technical condition of the bearing seals of the rotor shaft in a turbine helicopter engine based on the PM content in the exhaust gases/Ocena stanu technicznego uszczelnień układu łożyskowania wałów wirnika turbinowego silnika śmigłowego na podstawie zawartości cząstek stałych w gazach wylotowych (2012-SS3-305)</i>	44
<i>W. Kamela, S. Kruczyński: A comparative analysis of platinum and oxide-based catalytic converters in terms of NO_x reduction with ammonia/Analiza porównawcza reaktorów z katalizatorem platynowym i tlenkowym w procesie redukcji NO_x amoniakiem (2012-SS3-306)</i>	55
<i>J. Hunicz, M. Gęca: An investigation of supercharged CAI engine with internal gas recirculation and direct gasoline injection/Badania doladowanego silnika CAI z wewnętrzną recyrkulacją spalin i bezpośrednim wtryskiem benzyny (2012-SS3-307)</i>	63
<i>G.M. Szymański, F. Tomaszewski: Experimental method for the selection of points of measurement diagnostic vibration signals on internal combustion engine/Eksperymentalna metoda wyboru punktów pomiaru diagnostycznych sygnałów drganiowych na silniku spalinowym (2012-SS3-308)</i>	72
<i>J. Merkisz, M. Kozak, P. Molik, D. Nijak, M. Andrzejewski, M. Nowak, Ł. Rymaniak, A. Ziółkowski: The analysis of the emission level from a heavy-duty truck in city traffic/Analiza emisyjności samochodu ciężarowego w ruchu miejskim (2012-SS3-309)</i>	80
<i>P. Bielaczyc, J. Czerwinski, J. Woodburn: Current trends in measurement and control of particle emissions from engines/Analiza trendów rozwojowych dotyczących pomiarów i ograniczania emisji cząstek stałych z silników spalinowych</i>	89
Professor titles/Nadanie tytułu profesora	99
Editorials/Redakcyjne	100

Editor/Wydawca

Polskie Towarzystwo Naukowe
Silników Spalinowych

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska
tel.: 33 8130402, fax: 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, photocopied or otherwise without prior consent 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 a single issue PLZ25 + postage and packing. Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy. Cena numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.

Preparation for print/Przygotowanie do druku

ARS NOVA Publishing House/Wydawnictwo ARS NOVA
60-782 Poznań, ul. Grunwaldzka 17/10A

Circulation/Nakład: 600 egz.

Printing and binding/Druk i oprawa

Zakad Poligraficzny Moś i Łuczak, sp.j.
Poznań, ul. Piwna 1

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

Wydawnictwo rejestrowane
w bazie danych o zawartości
polskich czasopism technicznych



– BAZTECH www.baztech.icm.edu.pl

As recommended by the Ministry of Science and Higher Education, the panel of associate paper reviewers will be listed in each year's last issue of the magazine./Zgodnie z zaleceniami Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego lista recenzentów współpracujących publikowana będzie w ostatnim w danym roku numerze czasopisma.

Cover/Okladka

I – 3D Model of 2013 Ford Shelby GT500 V8 Engine
([fot. gandoza.com](http://fot.gandoza.com)), background (© JackF – Fotolia.com)
IV – Subaru XV Crosstrek 2.0-litre engine
([fot. www.syiir.com](http://fot.www.syiir.com))

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku

Combustion Engines/Silniki Spalinowe

otrzymują 9 punktów

zgodnie z Komunikatem nr 16/2010 Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 21 czerwca 2010 r.

Conditions of NO_2 -production in catalyzed DPF-systems

NO_2 is much more toxic than NO . Due to the use of oxidation catalysts and catalytic coatings in the exhaust gas systems in the last decades and due to the use of low sulphur fuels the average NO_2 -portion in exhaust gases of vehicles increases.

Diesel oxidation catalysts (DOC) and Pt-containing DPF-coatings are generally used to support the regeneration of particle filters, which can be a source of strongly increased NO_2 -production.

The present work shows some examples and summarizes the experiences in this matter elaborated at the Laboratories for IC-Engines & Exhaust Emissions Control (AFHB) of the University of Applied Sciences Biel-Bienne, Switzerland, during some research activities on engine dynamometers in the years 2010-2012.

In general it can be stated: 1) with a Pt-coated catalyst (DOC), or with catalytic surface filter (CSF) there is a maximum of NO_2/NO_x – ratio typically in the exhaust gas temperature range around 350 °C, 2) with higher Pt-content in the coating there is a higher potential for NO_2 -formation, 3) lower NO_2 -production appears with: higher spatial velocity, higher S-content in fuel and with DOC/DPF used and/or soot loaded, 4) in some cases of semi active regeneration systems, or with the use of RME conditions with higher NO_2 -rates can appear.

Key words: combustion engine, Diesel Particulate Filter, Diesel Particulate Filter regeneration

Warunki tworzenia NO_2 w filtrach cząstek stałych z katalityczną warstwą aktywną

W ostatnich dziesięcioleciach w układach wylotowych silników spalinowych zastosowano reaktory utleniające z powłokami katalitycznymi oraz wprowadzono paliwa o niskiej zawartości siarki, czego wynikiem jest wzrost zawartości NO_2 w gazach wylotowych silników spalinowych. NO_2 jest znacznie bardziej toksycznym związkiem niż NO . Katalityczne reaktory utleniające i filtry cząstek stałych z naniesionymi powłokami zawierającymi platynę są przeważnie wykorzystywane w celu ułatwienia regeneracji filtrów cząstek stałych.

W niniejszej pracy zawarto wyniki badań podsumowujące działalność badawczą Laboratoriów Silników Spalinowych i Pomiarów Emisji Spalin, prowadzoną na uniwersytecie w Biel-Bienne (Szwajcaria) w latach 2010-2012. Na podstawie wykonanych badań stwierdzono, że: 1) stosując reaktory utleniające z powłokami zawierającymi platynę lub inny materiał katalityczny maksymalna wartość proporcji NO_2/NO_x jest osiągana przy temperaturze gazów wylotowych wynoszącej ok. 350 °C, 2) zwiększenie zawartości platyny w powłoce katalitycznej sprzyja zwiększeniu intensywności tworzenia NO_2 , 3) mniejsza intensywność tworzenia NO_2 następuje wraz ze zwiększeniem względnej prędkości przepływu spalin, zwiększeniem zawartości siarki w paliwie oraz dzięki zastosowaniu reaktora utleniającego/filtra cząstek stałych i/lub zapelniony filtr cząstek stałych, 4) w niektórych przypadkach regeneracji półaktywnej oraz podczas stosowania estrów metylowych kwasów tłuszczowych może nastąpić zwiększenie emisji NO_2 .

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, filtr cząstek stałych, regeneracja filtra cząstek stałych

1. Introduction

NO_x are a complex mixture of diverse oxides of nitrogen, mainly NO and NO_2 in proportions varying with engine types and their operating conditions, nature of the exhaust control devices and measuring protocols. NO_x as a whole family is said to be easy to measure, as well as NO alone, which leads to express NO_2 by calculation according to equation $\text{NO}_x - \text{NO} = \text{NO}_2$.

In the present exhaust gas legislations for on-road vehicles the nitric oxides are measured in summary as volumetric NO_x -concentration and recalculated in the mass-emission by means of the density of NO_2 , even if there is usually a relatively low NO_2 content in NO_x at engine-out.

As combined effect of: increasing fleet of Diesel vehicles with oxidation catalysts (DOC), use of low Sulfur fuels and of passive DPF regeneration systems an increase of atmospheric pollution with NO_2 and ozone can be observed in

1. Wstęp

Jako tlenki azotu (NO_x) rozumie się tu złożoną mieszaninę różnych tlenków azotu, głównie tlenku azotu (NO) i dwutlenku azotu (NO_2) w proporcjach zależnych od rodzaju silnika oraz jego warunków pracy i właściwości układów pomiarowych emisji spalin. Pomiar emisji mieszaniny tlenków azotu NO_x nie jest skomplikowany, podobnie jak pomiar emisji tlenku azotu NO . Natomiast emisję dwutlenku azotu można obliczyć w następujący sposób: $\text{NO}_x - \text{NO} = \text{NO}_2$.

Obecne ustawodawstwo określające limity emisji związków toksycznych dla pojazdów drogowych określa pomiar emisji tlenków azotu jako objętościowe stężenie NO_x , natomiast emisja masowa jest obliczana przez pomnożenie uzyskanej wartości przez gęstość NO_2 , pomimo że zawartość tego związku w NO_x jest niewielka. W strefach o dużej gęstości ruchu pojazdów obserwuje się zwiększenie stężenia NO_2 w powietrzu atmosferycznym, pomimo generalnego zmniejsz-

the dense traffic areas, in spite of general reduction of NO [1 – 5]. An oxidation catalyst, which often is used as a key element of the DPF regeneration concept, can increase the NO₂-portion in the exhaust gas, which is of big concern, since NO₂ is more toxic than NO.

Some particulate filters technologies are especially problematic as they form NO₂ on purpose to regenerate the filter continuously. The process would be attractive as long as there would be a stoichiometric equilibrium between PM and NO₂, but the good operation of such DPF requires an excess of NO₂ and therefore emit a large excess of unconsumed NO₂.

Most known is the continuously regenerating trap CRT, a technology, which uses NO₂ as the only oxidizing agent to continuously burn the soot. This technology is used to retrofit buses in several European cities and it also is one of the reasons of locally increased NO₂-level [6].

The SCR deNO_x-systems, a very important technology especially in the HD-segment, attain the best NO_x reduction rates when a half of NO_x is converted to NO₂ before entering the SCR-catalyst. In some operating conditions NO₂-slip is possible [7 – 13].

NO₂ is limited in the air protection legislation [14] i.e. Germany since 1.01.2010 restricted limit values: yearly average < 40 µg/m³ (respiration of concentrations 10 – 100 µg/m³ over longer time leads to durable health damages). Due to these efforts the reasons of NO₂-production were extensively investigated by the concerned industry [13 – 15]. It results that the lower spacial velocity and the higher content of Pt-coating increase NO₂.

Interesting results about durability of the catalytic coatings are given in [15]. The NO₂/NO_x ratio after DOC+cDPF, at certain operating condition of the engine, is reduced with the number of active regenerations, due to similar reduction of specific active surface of the washcoat. This can be represented with the following Table 1.

Table 1. Influence of number of active regenerations on NO₂/NO_x-ratio after DOC+cDPF; example from [15]

Tabela 1. Wpływ liczby aktywnych regeneracji filtra cząstek stałych na stosunek stężeń NO₂/NO_x za układami DOC+cDPF [15]

Nbr. of active regenerations/ ilość regeneracji aktywnych	0	100	200	300
NO ₂ /NO _x [%]	67	51	47	46

The objectives of the present paper are to verify some known influences on NO₂-formation and to add some specific new examples which are from interest in order to minimize the emissions of NO₂.

2. Test engines

The presented results are obtained on two Diesel engines: Iveco F1C version Euro 4 and Liebherr D934S. The Iveco engine is attached to a dynamic brake, which enables to perform all kind of dynamic testing.

Figure 1 shows the engines in the laboratory for IC-engines, University of Applied Sciences, Biel-Bienne and Table 2 summarizes the most important data.

szenia stężenia NO [1 – 5]. Spowodowane jest to nałożeniem się następujących zjawisk: zwiększania udziału pojazdów z silnikami o zapłonie samoczynnym wyposażonych w reaktory utleniające (DOC), stosowania paliw o obniżonej zawartości siarki oraz pasywnej regeneracji filtrów cząstek stałych.

Reaktor utleniający, będący zazwyczaj podstawowym elementem wspomagającym regenerację filtrów cząstek stałych może przyczynić się do zwiększenia stężenia NO₂ w spalinach. Efekt ten jest znaczącym problemem, ponieważ NO₂ jest bardziej toksyczny niż NO. Niektóre rozwiązania technologiczne stosowane w budowie filtrów cząstek stałych są niekorzystne, gdyż wytwarzane w nich NO₂ jest następnie wykorzystywane do ciągłej regeneracji filtra cząstek stałych. Proces ciągłej regeneracji filtra cząstek stałych jest najbardziej efektywny dopóty, dopóki jest zachowana stechiometryczna równowaga między ilością PM i NO₂. Nadmiar NO₂, który jest wymagany do prawidłowego przebiegu procesu ciągłej regeneracji filtra cząstek stałych powoduje zwiększenie emisji tego składnika spalin. Najbardziej rozpowszechnionym filtrem cząstek stałych, wykorzystującym zjawisko ciągłej regeneracji, jest układ typu CRT. Dla tego rozwiązania jedynym składnikiem utleniającym, do podtrzymania procesu ciągłej regeneracji filtra cząstek stałych, jest NO₂. Filtry typu CRT są najczęściej wykorzystywane w celu zmniejszenia emisji cząstek stałych autobusów miejskich będących już w eksploatacji w niektórych miastach Europy, co lokalnie zwiększa emisję NO₂.

Układy SCR deNO_x jest ważnym elementem stosowanym do zmniejszania emisji z pojazdów klasy HD. Największą sprawność układy te osiągają, kiedy połowa NO_x przed trafieniem do reaktora SCR jest konwertowana do NO₂. Jednak w niektórych warunkach pracy silnika spalinowego możliwy jest niedobór NO₂ [7 – 13].

Dopuszczalne stężenie NO₂ w powietrzu jest ustalone przez ustawodawców zajmujących się ochroną środowiska [14], np. w Niemczech od 1.01.2010 r. dopuszczalna wartość średniego stężenia NO₂ w powietrzu wynosi 40 µg/m³ (oddychanie przez dłuższy czas powietrzem, którego stężenie NO₂ wynosi 10 – 100 µg/m³ prowadzi do trwałych uszkodzeń zdrowia). Ze względu na te ograniczenia konieczne było podjęcie badań dotyczących rozpoznania zjawisk sprzyjających powstawaniu NO₂ [13 – 15]. Analiza wyników badań umożliwiła stwierdzenie, że mniejsza względna prędkość przepływu gazów wylotowych oraz większa zawartość platyny w powłoce katalitycznej układu oczyszczania spalin skutkują zwiększeniem emisji NO₂.

Interesujące dane dotyczące trwałości powłok katalitycznych zawarto w publikacji [15]. Stosunek stężeń NO₂/NO_x w spalinach za układami DOC+cDPF w pewnych warunkach pracy silnika maleje wraz ze zwiększeniem liczby aktywnych regeneracji filtra cząstek stałych, co jest spowodowane zmniejszaniem powierzchni warstwy aktywnej. Wyniki tych badań przedstawiono w tabeli 1.

Celem niniejszego artykułu jest zweryfikowanie wpływu niektórych warunków pracy silnika spalinowego na tworzenie NO₂ oraz zaproponowanie nowych metod zmniejszania emisji NO₂.

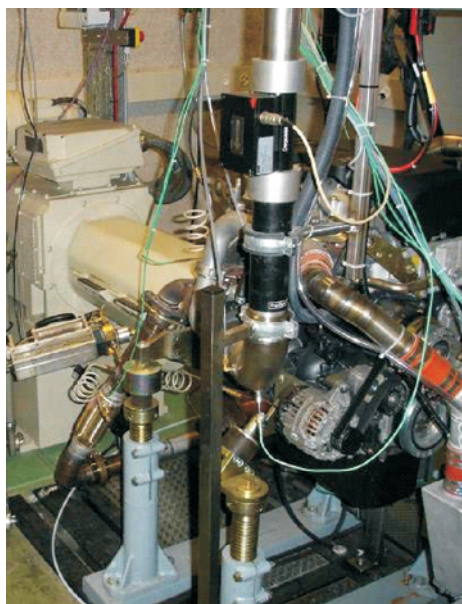


Fig. 1a. Iveco engine FIC in the engine room
Rys. 1a. Silnik Iveco FIC na stanowisku badawczym

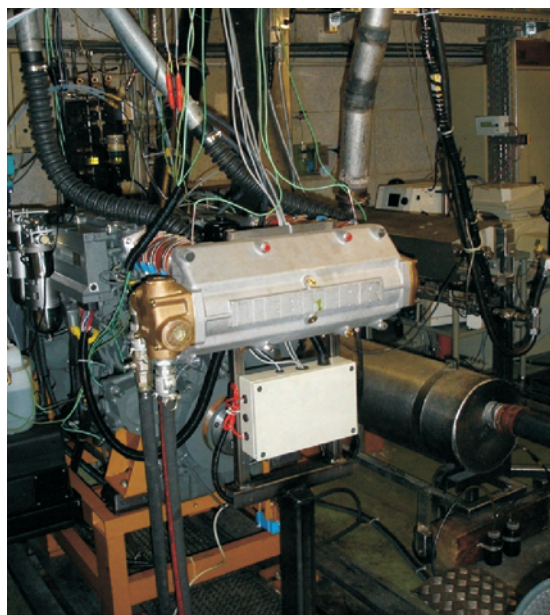


Fig. 1b. Liebherr engine D934 in the engine room
Rys. 1b. Silnik Liebherr D934 na stanowisku badawczym

Table 2. Data of the tested engines

Tabela 2. Dane techniczne badanych silników

Manufacturer/producent	Iveco, Torino Italy	Liebherr Machines Bulle S.A., Bulle/Fribourg
Type/model	FIC Euro 4 ^{*)}	D934 S
Displacement/objętość skokowa [dm ³]	3.00	6.36
RPM/prędkość obrotowa [rpm/obr/min]	max. 4200	2000
Rated power/moc maksymalna	105 kW	111 kW
Model/liczba cylindrów/układ	4 cylinder in-line/rzędowy	4 cylinder in-line/rzędowy
Combustion process/wtrysk	direct injection/bezpośredni	direct injection/bezpośredni
Injection system/układ wtryskowy	Bosch Common Rail (CR) 1600 bar	Bosch unit pumps
Supercharging/doladowanie	Turbocharger with intercooling/turbodoladowany z chłodnicą powietrza doladującego	Turbocharger with intercooling/turbodoladowany z chłodnicą powietrza doladującego
Emission control/układy obniżające emisję związków szkodliwych	Cooled/chłodzony EGR ^{**)}	none (exhaust gas aftertreatment according to the requirements)/oczyszczanie spalin w zależności od wymagań
Development period/projekt i rozwój	Until/przed 2005	2005

^{*)} light duty and heavy duty/dla pojazdów typu LDV i HDV

^{**)} in present tests engine was used with closed E(4) EGR/w opisywanych badaniach układ EGR został zaślepiony

As fuel the Swiss market Diesel fuel according to SN EN 590, with S < 10 ppm w/w is used.

3. Measuring set-up & instrumentation

Figure 2 shows the scheme of installation, the measured control parameters and emissions in the exhaust of Iveco engine. The Euro 4 version is equipped with EGR, which nevertheless was kept closed in the presented tests by means of the access to the engine ECU. The installation and the control parameters of the Liebherr engine are nearly equal and are not represented separately. The used measuring systems for exhaust emissions are the same as for Iveco.

2. Silniki badawcze

Badania, których wyniki przedstawiono w niniejszym artykule przeprowadzono na dwóch silnikach typu ZS: Iveco FIC spełniający wymogi normy Euro 4 i Liebherr D934S. Silnik Iveco był zamontowany na stanowisku badawczym wyposażonym w hamulec dynamiczny, umożliwiającą odzwierciedlenie różnych warunków pracy silnika.

Na rysunku 1 przedstawiono silniki w Laboratorium Silników Spalinowych Uniwersytetu Nauk Stosowanych w Biel-Bienne. W tabeli 2 podano najistotniejsze dane techniczne tych silników.

Paliwo użyte do zasilania silników badawczych było zgodne ze szwajcarską normą SN EN 590 i zawierało mniej niż 10 ppm siarki.

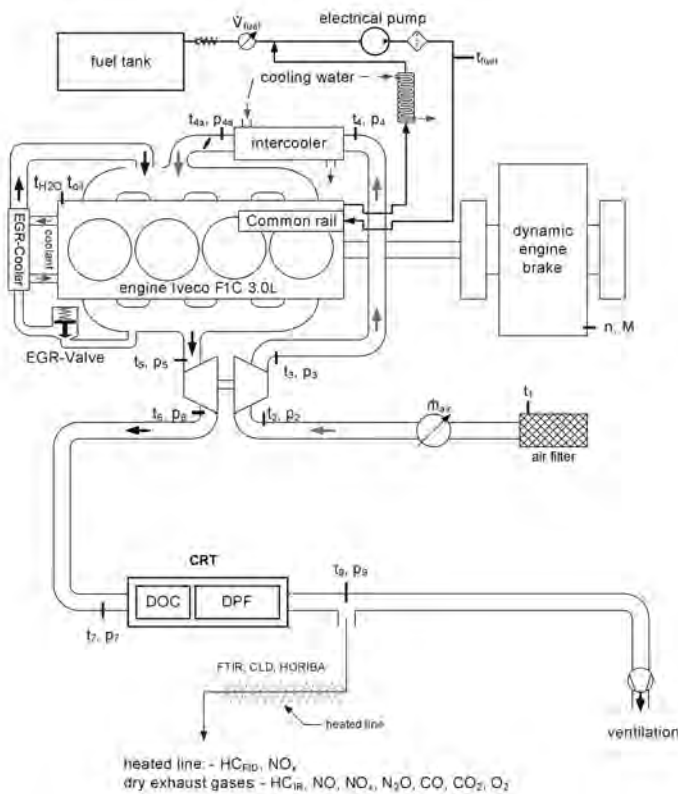


Fig. 2. Engine measuring set-up on the dynamic dynamometer

Rys. 2. Schemat stanowiska badawczego

4. Test equipment for exhaust gas emissions

The measurement is performed according to the Swiss exhaust gas emissions regulation for heavy duty vehicles (Directive 2005/ 55/ECE & ISO 8178):

- Volatile components:
 - Horiba exhaust gas measurement devices
 - Type VIA-510 for CO_2 , CO , $HCIR$, O_2 ,
 - Type: Eco Physics CLD 822 for NO , NO_x ,
 - Amluk exhaust gas measurement device Type FID 2010 for HC-FID,
- FTIR (Fourier Transform Infrared) Spectrometer (AVL SESAM) with possibility of simultaneous, time-resolved measurement of 25 emission components – among others: NO , NO_2 , NO_x , NH_3 , N_2O , HCN , $HNCO$.

5. Test procedures

On both engine dynamometers stationary operating points (OP), so called steps-tests were performed. An example is given in Fig. 3. All steps-tests were performed with a warm engine and for each research task always in the same sequence and with the same operating duration of

3. Stanowisko badawcze oraz użyta aparatura

Na rysunku 2 przedstawiono schemat stanowiska badawczego z silnikiem Iveco oraz wymieniono mierzone podczas badań parametry. Silnik wykorzystywany do badań, aby spełnić normę Euro 4, wyposażony został w chłodzony układ EGR, jednak na potrzeby badawcze układ ten został dezaktywowany przez wprowadzenie zmian w jednostce sterującej pracą silnika. Stanowisko badawcze z silnikiem Liebherr oraz mierzone na nim parametry były niemal identyczne jak dla silnika Iveco, dlatego nie zostały przedstawione oddzielnie. Użyta aparatura badawcza do pomiaru emisji spalin była taka sama jak dla silnika Iveco.

4. Aparatura badawcza do pomiaru emisji spalin

Pomiary wykonano zgodnie ze szwajcarskim rozporządzeniem dla pojazdów typu HDV odnośnie do emisji spalin (Dyrektywa 2005/55/ECE & ISO 8178), wykorzystując:

- do pomiaru składników gazowych:
 - urządzenie do pomiaru emisji spalin firmy Horiba: typ VIA-510 dla CO_2 , CO , $HCIR$, O_2 oraz typ Eco Physics CLD 822 dla NO , NO_x ,
 - urządzenie do pomiaru emisji HC, wykorzystujące metodę pomiarową FID firmy Amluk, model FID 2010,
 - spektrometr AVL SESAM wykorzystujący metodę pomiarową FTIR (Fourier Transform Infrared), umożliwiającą jednoczesny pomiar emisji 25 składników spalin (między innymi NO , NO_2 , NO_x , NH_3 , N_2O , HCN , $HNCO$).

5. Procedury badawcze

Na obu stanowiskach badawczych przeprowadzono test stacjonarny w punktach pracy silnika przedstawionych na rys. 3. Pomiary prowadzono zawsze na rozgrzanym silni-

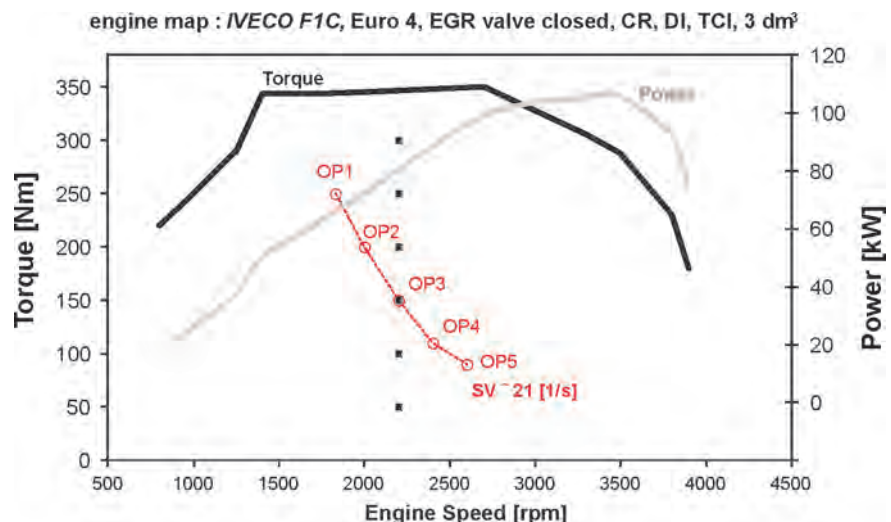


Fig. 3. Operating points in step test and at $SV = const$ on the Iveco engine

Rys. 3. Punkty pomiarowe w teście stacjonarnym i przy $SV = const$ na silniku Iveco

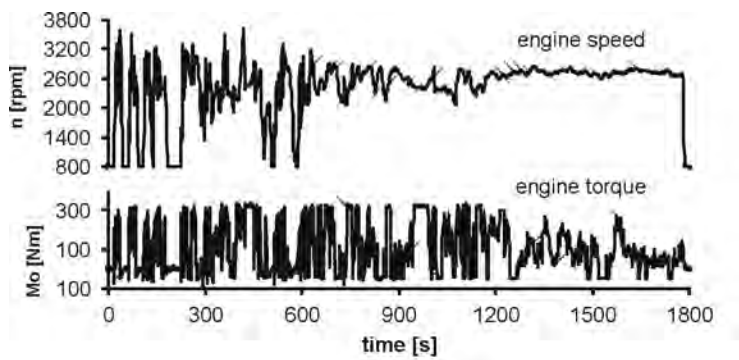


Fig. 4. Torque & speed in ETC Iveco F1C

Rys. 4. Moment obrotowy i prędkość obrotowa w teście ETC, silnik Iveco F1C

the OP's. Similar step test were also performed on Liebherr engine at different engine speeds according to the size of the investigated DPF's.

ku. Realizacja wszystkich punktów pomiarowych następowała zawsze w tej samej kolejności i czas pracy silnika w każdym punkcie pomiarowym był jednakowy. Podobny test przeprowadzono również na silniku LIEBHERR, przy różnych prędkościach pomiarowych w zależności od wielkości badanego filtra cząstek stałych.

W jednej serii pomiarowej na silniku Iveco badania wykonywane były przy różnych temperaturach spalin, lecz przy stałej względnej prędkości gazów wylotowych (spatial velocity = const). Na silniku tym badania w warunkach dynamicznych przeprowadzono wg testu ETC (*European Transient Cycle*), którego warunki określono na podstawie mapy parametrów z jednostki sterującej pracą silnika, dla odmiany E3 (rys. 4). Przebieg testu nie został zmieniony dla wersji silnika E4, aby można było porównywać wyniki.

Table 3. Data of the tested DPF systems

Tabela 3. Dane badanych filtrów cząstek stałych

Lp.	DOC Pt [g] Pd [g]	DPF Pt [g]	Regeneration/regene- racja	Active volume/ objętość aktywna [feet ³ /stopa ³]	Summary/ sumaryczna ilość Pt [g]
Passive regeneration/regeneracja pasywna					
1	8,33 4,16 SiC ø 144 mm x 102 mm	1,45 SiC ø 144 mm x 254 mm	CRT	0,2	9,78
2	5,58 1,39 SiC ø 144 mm x 102 mm	1,45 SiC ø 144 mm x 254 mm	CRT	0,2	7,03
3	1,16 1,16 SiC ø 144 mm x 102 mm	1,45 SiC ø 144 mm x 254 mm	CRT	0,2	2,61
4	8,33 4,16 SiC ø 144 mm x 102 mm	0 SiC ø 144 mm x 254 mm	CRT	0,06	8,33
5	2,94 1,47 SiC ø 229 mm x 152 mm	4,41 SiC ø 229 mm x 305 mm	CRT	0,66	7,35
6	4,41 4,41 SiC ø 229 mm x 152 mm	4,41 SiC ø 229 mm x 305mm	CRT	0,66	8,82
7	–	4,41 SiC ø 229 mm x 305 mm	cDPF	0,44	4,41
8	4,41 4,41 SiC ø 229 mm x 152 mm	– SiC ø 229 mm x 305 mm	CRT	0,22	4,41
9	Pt/Pd/Rh Metal ø 283,5 mm x 130 mm	Pt/Pd/Rh SiC ø 283,5 mm x 355 mm	CRT	0,81	n/a/brak danych
10	–	V2O5 SiC ø 275 mm x 584 mm	cDPF	1,22	–
11	3,8 SiC ø 151 mm x 120 mm	V2O5 (14g/L) SiC ø 151 mm x 300 mm	CRT	0,24	3,8
Semi active regeneration/regeneracja półaktywna					
12	3 3 SiC ø 190 mm x 152 mm	– SiC ø 210 mm x 203 mm	Fuel aerosol generator + DOC/rozpylacz paliwa + DOC	0,35	3

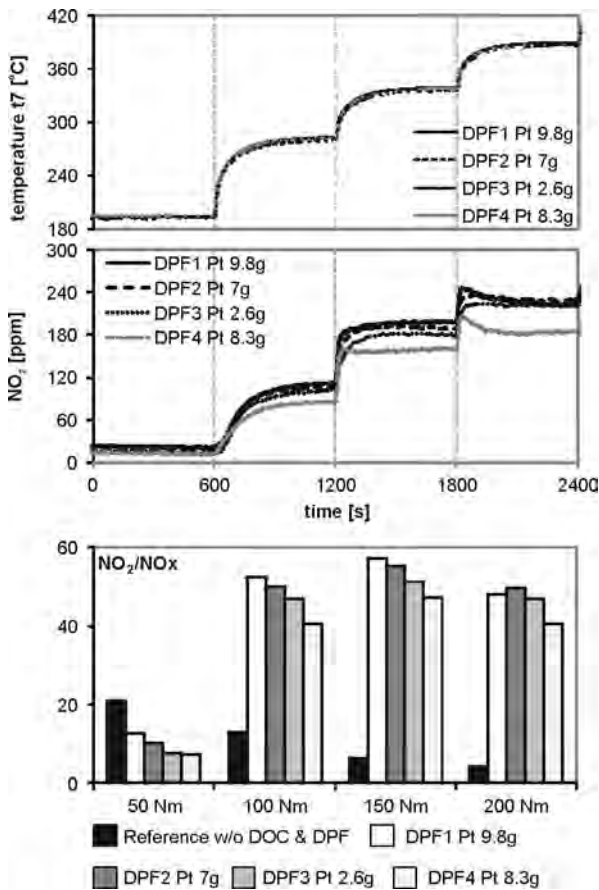


Fig. 5. NO₂-production in step-test with different content of Pt in the catalytic coating, smaller DPF's, Iveco engine FIC

Rys. 5. Tworzenie NO₂ w teście stacjonarnym dla różnych zawartości platyny w powłoce katalitycznej, „mniejszy” filtr cząstek stałych, silnik Iveco FIC

In one test series on Iveco engine operating points with different exhaust gas temperatures, but with constant spatial velocity (SV = const) were driven. On Iveco engine the dynamic testing was performed mostly with the ETC (European Transient Cycle), which was defined on the basis of the non limited engine operation map (NEM), for the engine version E3 (Fig. 4). The definition of ETC was not changed for the engine version E4 to keep a better comparability with the previous results.

Before the start of each dynamic cycle the same procedure of conditioning (a preliminary ETC) was used to fix as well as possible the thermal conditions of the exhaust gas aftertreatment system.

6. Tested DPF systems

The investigated DPF systems are represented in the Table 3.

The DPF's 1 to 8 were tested on Iveco engine: DPF's 1 to 4 are called “small” and DPF's 5 to 8 are called “big”. DPF's 9 to 12 were investigated on Liebherr engine.

7. Results

7.1. DPF system coating

Figure 5 shows the time plots of exhaust gas temperature before DPF and of NO₂ in the steptest with different Pt- and

Przed rozpoczęciem każdego testu dynamicznego wykonana została jednakowa procedura kondycjonowania, by uzyskać możliwie jednakowe warunki termiczne układów oczyszczania spalin.

6. Rodzaje badanych filtrów cząstek stałych

Filtry cząstek stałych, które poddano badaniom, przedstawiono w tabeli 3. Filtry cząstek stałych nr 1–8 były zamontowane w układzie wylotowym silnika Iveco: filtry cząstek stałych nr 1–4 określono jako “małe”, a te oznaczone numerami 5–8 jako „duże”. Filtry cząstek stałych o numerach 9–12 były testowane na stanowisku wyposażonym w silnik Liebherr.

7. Wyniki badań

7.1. Powłoki filtrów cząstek stałych

Na rysunku 5 przedstawiono przebiegi temperatury przed filtrem cząstek stałych, stężenia NO₂ w funkcji czasu oraz udział NO₂ w NO_x przy różnych obciążeniach silnika spalinowego dla “małych” filtrów cząstek stałych o różnej zawartości Pt i Pd w powłoce aktywnej. Dla zadanego obciążenia z prawie jednakowym przebiegiem temperatury i tą samą względną prędkością przepływu gazów wylotowych większa zawartość metali szlachetnych powoduje zwiększenie zawartości NO₂ w spalinach.

W dolnej części rys. 5 zamieszczono wykres słupkowy przedstawiający zawartość NO₂ w NO_x w pierwszych czterech fazach testu dla różnych powłok aktywnych. Filtr cząstek stałych oznaczony DPF4, z taką samą powłoką aktywnej reaktora DOC jak dla DPF1, jednak bez warstwy aktywnej w części DPF, wykazuje znacznie mniejszą objętość aktywną (krótszy czas oddziaływania katalizatorów na związki zawarte w gazach wylotowych silnika) i charakteryzuje się znacznie mniejszą zawartością NO₂ w NO_x. W pierwszej części testu, kiedy nie osiągnięto temperatury light-off reaktora katalitycznego, można zauważyć zmniejszenie zawartości NO₂ za filtrem cząstek stałych. Jest to dobrze znane zjawisko, które objawia się częściowym rozkładem NO₂ do NO i O oraz niewielkim zmniejszeniem zawartości CO i HC w gazach wylotowych.

Na rysunku 6 przedstawiono porównanie stężeń NO₂, zawartości NO₂ w NO_x oraz zmianę zawartości NO₂ w NO_x (ΔNO₂/NO_x) w teście stacjonarnym z „większym” filtrem cząstek stałych. Można zauważyć, że układ oznaczony DPF6, który charakteryzuje największą zawartość Pt/Pd, wytwarza NO₂ z największą intensywnością. Filtr cząstek stałych oznaczony DPF8, w którym część filtrująca nie posiada powłoki aktywnej i jest z takim samym reaktorem DOC jak układ oznaczony DPF6, wytwarza najmniej NO₂, zwłaszcza przy wyższych temperaturach przed układem oczyszczania spalin. Układ oczyszczania spalin, oznaczony DPF8 cechuje najmniejsza objętość aktywna i szczególnie przy dużych obciążeniach silnika – duża względna prędkość przepływu gazów wylotowych.

Szwajcarskie procedury kontroli sprawności działania filtrów cząstek stałych wykorzystują procedury VERT & OAPC, w których uwzględniany jest współczynnik

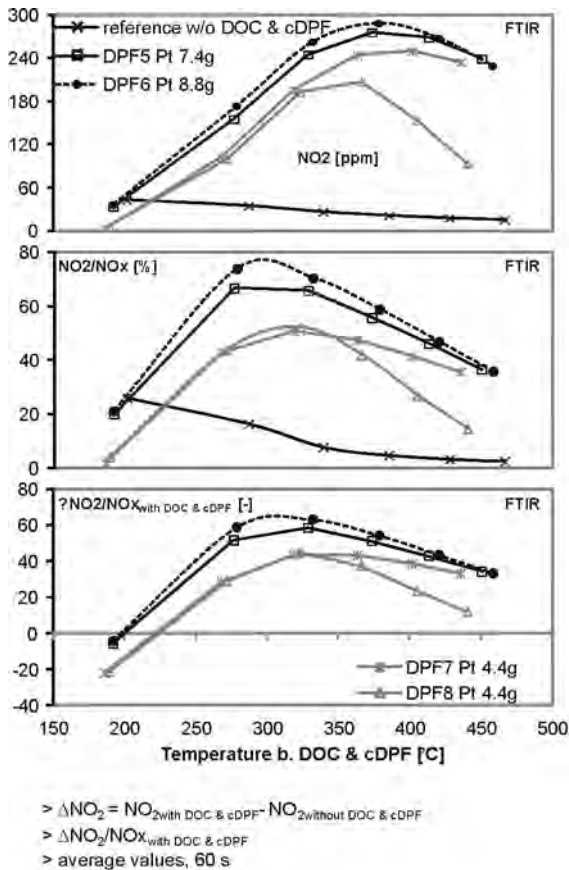


Fig. 6. NO₂ & ΔNO₂ versus temperature with different Pt-content and different active volume of the bigger DPF's, Iveco FIC

Rys. 6. NO₂ i ΔNO₂ w funkcji temperatury dla różnych zawartości Pt i różnych objętości aktywnych „większego” filtra cząstek stałych, silnik Iveco FIC

Pd-content in the catalytic coating of the smaller DPF's. At a given load jump, with nearly identical temperature profile and with the same spatial velocity (SV) the higher content of the catalytic precious metals increases quicker the NO₂ to slightly higher values – see steps 3&4.

The bars in the lower part of this figure represent the NO₂/NO_x-ratio in the first four steps with the different coatings. DPF4 with the same coating of DOC, as DPF1, but with uncoated DPF-part has a significantly lower active volume (less residence time of gas in the proximity of catalytic substance) and shows respectively less NO₂-production.

In the 1st step with temperature below the light-off of the catalysts there is a lowering of NO₂ with DPF. This is a well known and repetitive effect, which is explained by partial decomposition of NO₂ to NO+O and a slight reduction with the present CO & HC.

Figure 6 compares the results of NO₂, NO₂/NO_x-ratio and ΔNO₂/NO_x-ratio in stepstests with the bigger DPF's. It is clearly to see, that the DPF6 with the highest Pt/Pd-content produces more intensely NO₂. The DPF8 with uncoated DPF-part and with the same DOC, as DPF6 produces the lowest values of NO₂ especially in the higher temperature range (higher steps). The DPF8 has the lowest active volume and especially at higher load-steps a high spatial velocity.

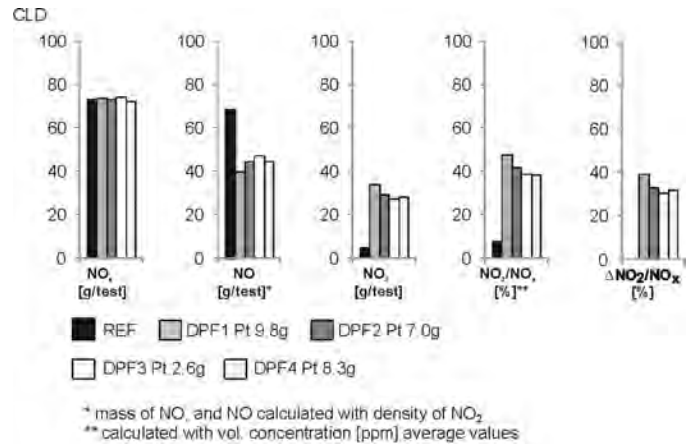


Fig. 7. NO_x, NO & NO₂ in ETC with different Pt-content, smaller DPF's, Iveco FIC

Rys. 7. NO_x, NO i NO₂ w teście ETC dla różnych zawartości Pt, „mniejszy” filtr cząstek stałych, silnik Iveco FIC

ΔNO₂/NO_x, zgodnie ze szwajcarską normą SN 277 206. Układy produkujące NO₂ są niewskazane do stosowania w środowiskach zamkniętych, jak np. budynki lub podziemia. Na rysunku 7 przedstawiono przykład wyników badań przeprowadzonych z „mniejszym” filtrem cząstek stałych w teście ETC. Także tutaj widać wyraźną zależność zwiększenia emisji NO₂ wraz ze zwiększeniem zawartości metali szlachetnych w powłoce aktywnej.

7.2. Wielkość filtra cząstek stałych

Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono, jaki wpływ ma rozmiar filtra cząstek stałych na emisję NO₂. „Mniejszy” filtr cząstek stałych oznaczony DPF4, nie posiada powłoki katalizacyjnej i z tego powodu ma najmniejszą objętość aktywną. W obu porównaniach: w teście statycznym (rys. 8) i teście ETC (rys. 9) temperatura gazów wylotowych osiągała w przybliżeniu jednakową wartość, jednak „większy” filtr cząstek stałych, oznaczony DPF6, miał 10 razy mniejszą względną prędkość przepływu gazów wylotowych (SV). Sumaryczna

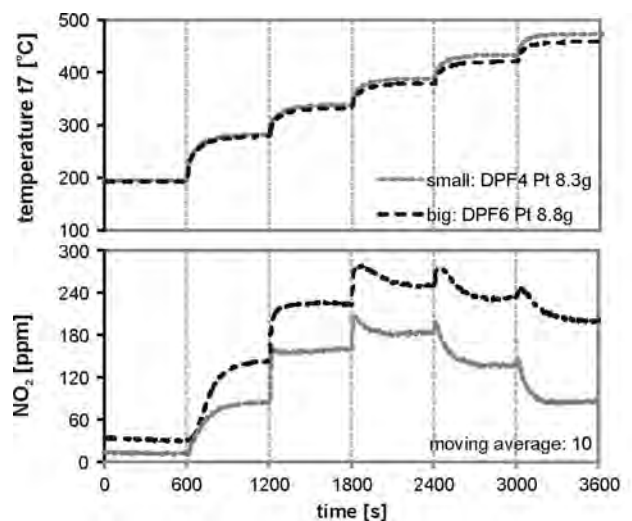


Fig. 8. NO₂ in step-test with different DPF size, Iveco FIC

Rys. 8. Stężenie NO₂ w teście statycznym dla różnych wielkości filtrów cząstek stałych, silnik Iveco FIC

The Swiss DPF-quality systems VERT & OAPC consider the ratio $\Delta\text{NO}_2/\text{NO}_x$ according to the Swiss Norm SN 277 206 and indicate it in the results. The NO₂-producing DPF-systems are recommended not to be used in closed environments like in buildings, or in underground.

Figure 7 gives an example of results with the smaller DPF's in ETC. There is again a clear tendency of high-est NO₂-values with the strongest catalytic coating of the DPF1.

7.2. DPF system size

Figures 8 & 9 represent an extreme influence of DPF-system size on NO₂. The smaller DPF4 has uncoated DPF-part and due to that, the smallest active volume.

Both comparisons: in step-test (Fig. 8) and in ETC (Fig. 9) are at approximately the same exhaust gas temperatures, but the bigger DPF6 has 10 times lower spacial velocity (SV). The summary amount of precious metals Pt/Pd in the coating of both DPF-systems is similar and so it can be concluded, that the lower SV of the bigger DPF6 is the mayor factor of increased NO₂-production.

7.3. Spatial velocity (SV)

SV is the ratio of the volumetric exhaust gas flow to the reference volume of the aftertreatment device. Here the summary catalytically active volume was considered. The reciprocal value of SV is the residence time of gas element in this device. Higher spatial velocity means shorter residence time.

A trial was performed with different operating points of the engine, but with a constant SV (see operating points in Fig. 3). The value of SV = 21 1/s was chosen, as representative for the highest NO – NO₂ conversion in the step-tests.

Table 4 summarizes the results: the exhaust gas mass flow, exhaust gas temperature and the NO_x-emissions are connected to the engine OP. The NO₂/NO_x-ratio has a maximum at t₇ = 336 °C, but the absolute values of NO₂ depend also on NO_x.

It can be summarized, that on an engine there is no liberty to separate the parameters: engine-out NO_x-emission and exhaust gas temperature. This trial confirms nevertheless the maximum intensity of NO₂-production in the temperature range around 350 °C.

ilość metali szlachetnych Pt/Pd w powłoce aktywnej obu filtrów cząstek stałych jest podobna i z tego powodu można wywnioskować, że mniejsza względna prędkość przepływu gazów wylotowych w "większym" układzie DPF6 jest głównym czynnikiem zwiększonej emisji NO₂.

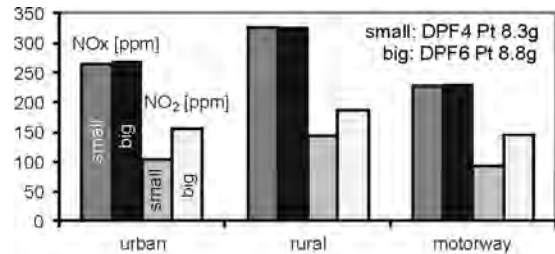


Fig. 9. NO_x & NO₂ in ETC with different DPF size, Iveco F1C
 Rys. 9. Stężenie NO_x i NO₂ w teście ETC dla różnych wielkości filtrów cząstek stałych, silnik Iveco F1C

7.3. Względna prędkość przepływu gazów wylotowych (SV)

Względna prędkość przepływu gazów wylotowych jest określona jako stosunek objętości strumienia spalin do objętości układu oczyszczania spalin. W tym aspekcie rozważana jest całkowita objętość katalityczna. Odwrotnością względnej prędkości przepływu gazów wylotowych jest czas przebywania cząstki gazu wylotowego w układzie oczyszczania spalin. Większa względna prędkość przepływu gazów wylotowych oznacza krótszy czas zajęcia reakcji katalitycznych w układzie oczyszczania spalin. Badania zostały przeprowadzone w różnych punktach pracy silnika, jednak przy stałej wartości względnej prędkości przepływu gazów wylotowych (rys. 3). Wartość parametru SV = 21 1/s została wybrana jako odpowiadająca największej konwersji NO – NO₂ w teście statycznym. W tabeli 4 zestawiono wyniki: masowego natężenia przepływu gazów wylotowych, temperatury gazów wylotowych oraz emisji NO_x w poszczególnych punktach pracy silnika. Współczynnik NO₂/NO_x osiąga wartość maksymalną przy t₇ = 336 °C, jednak wartość bezwzględna stężenia NO₂ zależy również od ilości NO_x.

Table 4. Operating points and results at SV = const.; DPF2, Iveco F1C

Tabela 4. Wyniki pomiarów w poszczególnych punktach pracy silnika przy stałej względnej prędkości przepływu gazów wylotowych SV = const; DPF2, silnik Iveco F1C

Operating point/punkt pracy	Unit/jednostka	1	2	3	4	5
n	[rpm/obr/min]	1830	2000	2200	2400	2600
Mo	[Nm]	250	200	150	110	90
m _{exh} /m _{spal}	[kg/h]	228	245	267	277	290
T7	[°C]	434	384	336	297	278
Δp7	[Pa]	8400	8600	8600	7800	8100
V _{exh} /V _{spal}	[m ³ /h]	438	437	442	432	435
SV	1/s	21	21	21,3	20,8	20,9
NO ₂	[ppm]	295	268	186	115	87
NO _x	[ppm]	778	529	330	241	204
NO ₂ /NO _x	[%]	38	51	56	48	43

Figure 10 shows the NO_2 -emissions in steptests with the bigger DPF-systems dependent on spatial velocity and exhaust gas temperature. DPF's 5 & 6 with the biggest active volume have the lowest range of SV during the steptest. They reach also the highest maximum values of NO_2 .

The temperatures of NO_2 -maximum depend slightly on the SV-range: at higher SV (24 1/s) $\approx 360^\circ\text{C}$, at lower SV (8 1/s) $\approx 380^\circ\text{C}$. The represented points in the diagrams are

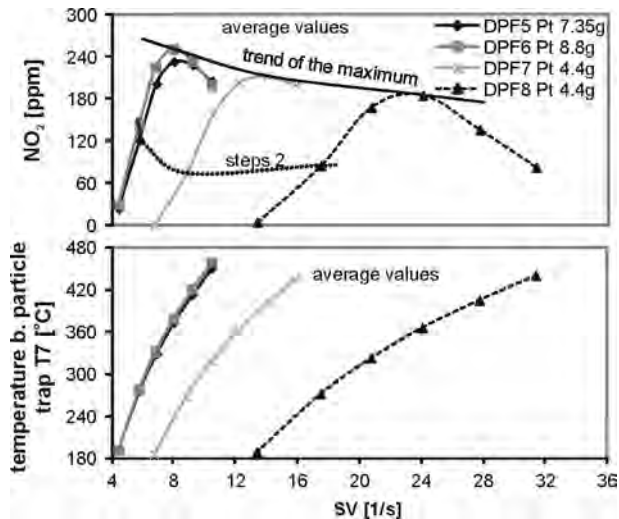


Fig. 10. NO_2 in step test, dependent on exhaust temperature and spatial velocity; DPF's big, Iveco FIC

Rys. 10. Zależność emisji NO_2 od temperatury gazów wylotowych i względnej prędkości przepływu gazów wylotowych w teście stacjonarnym; duże filtry cząstek stałych, silnik Iveco FIC

averages of the last 60 s of each step. Interesting is the comparison of parameters, which influence the NO_2 -production in both used testing methods: steptest and ETC, Figure 11.

The step tests with 10 min step duration represent a stationary testing, where the engine attains the emission- and the thermal stability and the exhaust system attains nearly the thermal stability. In opposite to that in a transient test, like ETC, neither the engine, nor the exhaust treatment system attain a thermal stability.

The range of tailpipe temperature in ETC starts at higher values than the step test, this because of conditioning before ETC (upper part of Fig. 11). The maximal tailpipe temperatures are higher in steptest, because of longer operation at high OP's and enough time to warm-up the exhaust system. In ETC also high OP's are realized, but only in transient way and there is no time to heat-up the system like in step test.

Any given constant value of tailpipe temperature in ETC represents a big number of different instantaneous operating points of the engine and also different values of NO_2 . The spatial velocity in ETC varies also in a larger spectrum, than in steps (see lower part of Fig 11), which is a result of strong variations of: exhaust mass flow, exhaust temperature (T_7 before DPF) and backpressure parameters influencing the instantaneous volumetric flow of exhaust gases. The

Podsumowując, w badaniach silnikowych nie ma możliwości rozdzielania parametrów: emisji NO_x oraz temperatury gazów wylotowych. Badania te potwierdzają, że największa intensywność tworzenia NO_2 występuje przy temperaturze gazów wylotowych wynoszącej ok. 350°C .

Na rysunku 10 przedstawiono emisję NO_2 w teście stacjonarnym z „większym” filtrem cząstek stałych w zależności od względnej prędkości przepływu gazów wylotowych oraz temperatury gazów wylotowych. Filtry cząstek stałych oznaczone DPF5 i 6 o największej objętości aktywnej charakteryzuje najmniejszy zakres względnej prędkości przepływu spalin (SV) podczas testu stacjonarnego. W układach tych największe wartości osiąga również emisja NO_2 .

Temperatura, przy której emisja NO_2 jest największa, w niewielkim stopniu zależy od wartości względnej prędkości przepływu gazów wylotowych: przy dużej wartości tego parametru (24 1/s) $\approx 360^\circ\text{C}$, przy małej wartości tego parametru (8 1/s) $\approx 380^\circ\text{C}$. Przedstawione punkty pomiarowe stanowią średnią z ostatnich 60 s trwania każdego punktu pomiarowego. Interesujące jest porównanie parametrów, które wpływają na intensywność tworzenia NO_2 zarówno w teście stacjonarnym, jak i w teście ETC (rys. 11).

Każdy punkt pomiarowy w teście stacjonarnym trwał 10 min, co umożliwiło uzyskanie w każdym punkcie pomiarowym stabilnych warunków temperaturowych silnika oraz układów oczyszczania spalin. Odwrotna sytuacja występowała w teście ETC, gdzie ani silnik, ani układ wylotowy nie uzyskiwały stabilności termicznej.

Zakres temperatur panujących w układzie wylotowym silnika spalinowego w teście ETC rozpoczyna się od wyższych wartości niż w teście stacjonarnym, z powodu kondycjonowania silnika przed testem ETC. Maksymal-

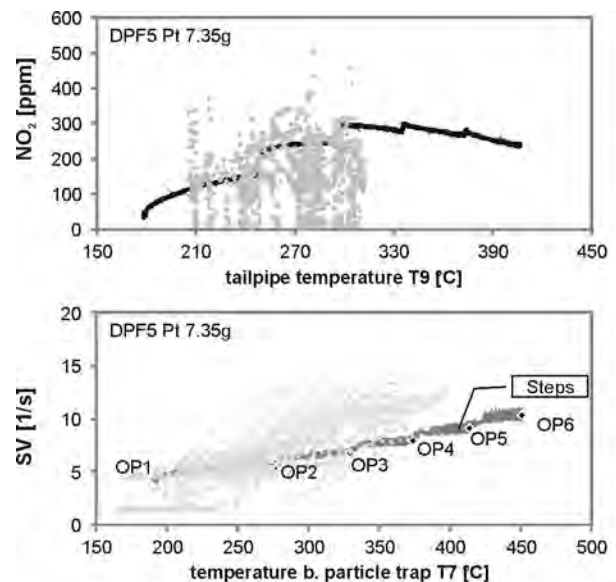


Fig. 11. Comparison of NO_2 , t_{exh} & SV in step test and in ETC, DPF5; Iveco FIC

Rys. 11. Porównanie zależności stężenia NO_2 w gazach wylotowych w funkcji temperatury gazów wylotowych za układem oczyszczania spalin oraz prędkości przestrzennej SV w funkcji temperatury przed układem oczyszczania spalin w teście stacjonarnym i teście ETC, DPF5; silnik Iveco FIC

lowest temperatures before DPF (T_7) are in ETC lower than at tailpipe (T_9). This is because the engine has transitory operation conditions in idling, or in braking mode, while the exhaust system is still warmer due to the conditioning and the thermal inertia.

Summarizing it can be stated, that the parameter which influence the NO_2 -formation – temperatures of exhaust gas and of exhaust system, spatial velocity and engine-out emissions (NO_x/NO_2) – vary very much in the transient test cycle. The resulting instantaneous NO_2 is an effect of overlapping of several influences connected with those parameters. The conditioning before testing plays important role for the temperature level of the exhaust system and for the repetitivity of emission results.

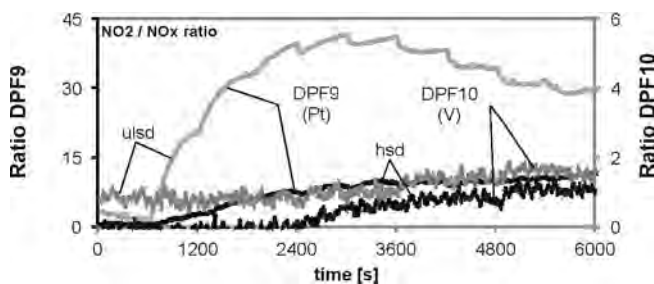


Fig. 12. Influence of high sulfur Diesel fuel (HSD) on the NO_2/NO_x -ratio with different coatings (Pt or V); Liebherr D 934S

Rys. 12. Wpływ zastosowania paliwa o dużej zawartości siarki (HSD) na zawartość NO_2 w NO_x dla różnych powłok aktywnych (Pt lub V); silnik Liebherr D 934S

7.4. Sulfur in fuel

Several attempts of soot loading and regenerations were performed with DPF-systems on Liebherr engine. Figure 12 shows a comparison of NO_2/NO_x -ratios obtained in steps tests with different sulfur content (ULSD < 10 ppm S and HSD \approx 1250 ppm S) and with different coatings. With Pt-coating (DPF9) there is a significant production of NO_2 with sulfur-free fuel (ULSD). With V-coating (DPF10) this problem does not exist, but there are some strict limits of high temperature operation with V-coating. Nevertheless, there are some important progresses in development and the V-based coatings can be still regarded as an important option to lower NO_2 .

With HSD the NO_2 -production did not appear even with strong Pt-coatings, because there was a preference of oxidation of sulfur in the catalyst.

7.5. DPF soot load

Figure 13 shows the regeneration attempts of a passive catalytic system (DPF11) with different soot load. In the stepest with unloaded DPF (reg. nr. 2) the NO_2 -production is most intense and in the largest range of operating load steps. The variants with soot-loaded DPF have two reasons for lower NO_2 : less NO_2 -formation due to masking of catalytic surface and NO_2 consumption for soot oxidation.

7.6. Use of RME

Examples of regenerations of the system DPF11, which was charged to the same backpressure with different fuels (B0, B20 & B100) are represented in Fig. 14.

ne temperatury w układzie wylotowym osiągają wyższe wartości w teście statycznym ze względu na dłuższy czas trwania punktów pomiarowych o dużym obciążeniu silnika oraz dostatecznej ilości czasu, aby układ wylotowy mógł osiągnąć wysokie temperatury. W teście ETC również silnik pracuje w punktach pracy charakteryzujących się dużym obciążeniem, jednak parametry jednostki napędowej w tym teście zmieniają się dynamicznie, przez co układ wylotowy nie osiąga tak wysokich temperatur jak w teście statycznym. Wszelkie podawane stałe wartości temperatury układu wylotowego silnika oraz stężenia NO_2 w gazach wylotowych w teście ETC są wartościami chwilowymi i kolejność ich prezentacji może odbiegać od rzeczywistego przebiegu testu. Względna prędkość przepływu gazów wylotowych w teście ETC zmienia się również w większym zakresie niż w teście statycznym, co jest wynikiem dużych zmian masowego natężenia przepływu gazów wylotowych, temperatury w układzie wylotowym przed filtrem cząstek stałych oraz przeciwiśnienia, które wpływa na chwilowe zmiany objętościowego przepływu spalin. Temperatury przed filtrem cząstek stałych (T_7) w teście ETC są najniższe, tzn. niższe niż za układami oczyszczania spalin (T_9). Spowodowane to jest dynamicznie zmiennymi warunkami pracy silnika spalinowego, który podczas trwania testu pracuje także na biegu jałowym oraz w fazie hamowania, podczas gdy układ wylotowy oraz układy oczyszczania spalin są jeszcze rozgrzane. Podsumowując można stwierdzić, że parametry, które wpływają na tworzenie NO_2 – temperatura gazów wylotowych i układu wylotowego, względna prędkość przepływu gazów wylotowych oraz emisja związków szkodliwych (NO_x/NO_2) – ulegają dużym zmianom podczas trwania testu dynamicznego. Chwilowe stężenie NO_2 jest efektem nałożenia się jednocześnie kilku czynników wpływających na tworzenie tego związku. Kondycjonowanie układu badawczego przed rozpoczęciem pomiarów odgrywa istotną rolę dla temperatury układu wylotowego, a zatem dla wyników emisji związków szkodliwych spalin.

7.4. Obecność siarki w paliwie

Na silniku Liebherr przeprowadzono wiele prób zapelnienia filtra cząstek stałych oraz jego regeneracji. Na rysunku 12 przedstawiono porównanie procentowego udziału NO_2 w NO_x uzyskane w teście stacjonarnym dla paliw o różnej zawartości siarki (ULSD < 10 ppm S i HSD \approx 1250 ppm S) oraz z różnymi powłokami aktywnymi. Układ z platynową powłoką (DPF9) wykazuje zwiększoną podatność do tworzenia NO_2 podczas spalania paliwa o obniżonej zawartości siarki (ULSD). Układ z wanadową powłoką aktywną (DPF10) nie wykazuje takich skłonności, jednak tego typu powłoka wykazuje ograniczenia dopuszczalnych temperatur. Niemniej jednak w ostatnich czasach nastąpił znaczący postęp w rozwoju powłok wanadowych i powłoki te mogą stanowić dobre rozwiązanie w obniżaniu emisji NO_2 .

Spalając paliwo o dużej zawartości siarki (HSD), produkcja NO_2 nie występuje nawet po zastosowaniu powłok aktywnych o dużej zawartości platyny, ponieważ w reaktorze katalitycznym występuje skłonność do utleniania siarki.

RME (B100) was stated to produce more reactive soot with more SOF, which is easier to oxidize. B100 lowered also the exhaust gas temperature nearer to the temperature-window of the highest NO_2 -production in DOC. This made an easier NO - NO_2 oxidation; it intensified the NO_2 -supported regeneration, but also increased the system-out- NO_2 -emissions.

7.7. Regeneration with fuel injection + DOC

Fuel injection (FI) before an oxidation catalyst (DOC) at certain OP of the engine may strongly increase the exhaust gas temperature and is used as a semi-active regeneration support.

Figure 15 shows the NO_x -and NO_2 -emissions during the regenerations of the system DPF12 at two different operating points of the engine and with two different FI-strategies.

Regeneration 1 is performed with a double period of FI, which is visible by the longer period of high temperature before DOC. Regeneration 2 is performed at higher engine

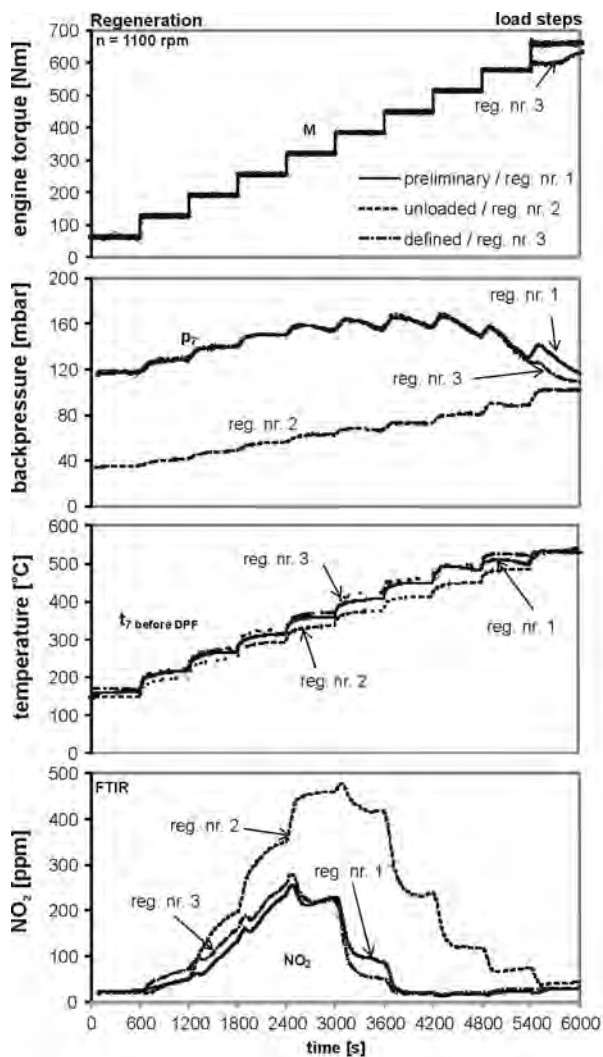


Fig. 13. Effect of different soot loading history on NO_2 -emissions during the regeneration procedure, DPF11; Liebherr D 934S

Rys. 13. Wpływ zapelnienia filtra cząstek stałych na emisję NO_2 podczas procesu regeneracji filtra cząstek stałych DPF11; silnik Liebherr D 934S

7.5. Ilość cząstek stałych osadzonych we wkładzie elementu filtrującego

Na rysunku 13 przedstawiono wyniki prób pasywnej regeneracji katalitycznego układu oczyszczania spalin (DPF11) dla paliw o różnej zawartości siarki. W teście statycznym z niezapełnionym filtrem cząstek stałych (regeneracja 2), tworzenie NO_2 jest najbardziej intensywne w najszerszym zakresie wartości obciążenia silnika spalinowego. Podczas badań z zapełnionym filtrem cząstek stałych emisja NO_2 jest mniejsza z dwóch powodów: gazy wylotowe mają ograniczony dostęp do powłoki katalitycznej oraz część NO_2 jest zużywana do utlenienia cząstek stałych.

7.6. Spalanie estrów metylowych kwasów tłuszczowych

Przykłady regeneracji filtra cząstek stałych oznaczonego DPF1, które wykonywano po jego jednakowym zapełnieniu, stosując różne paliwa (B0, B20 & B100), przedstawiono na rys. 14. Estry metylowe kwasów tłuszczowych (B100) wprowadzono, aby w wyniku procesu spalania powstawała sadza zawierająca większą ilość frakcji rozpuszczalnych (SOF), które łatwiej utlenić w układach oczyszczania spalin. Paliwo typu B100 przyczynia się również do zmniejszenia

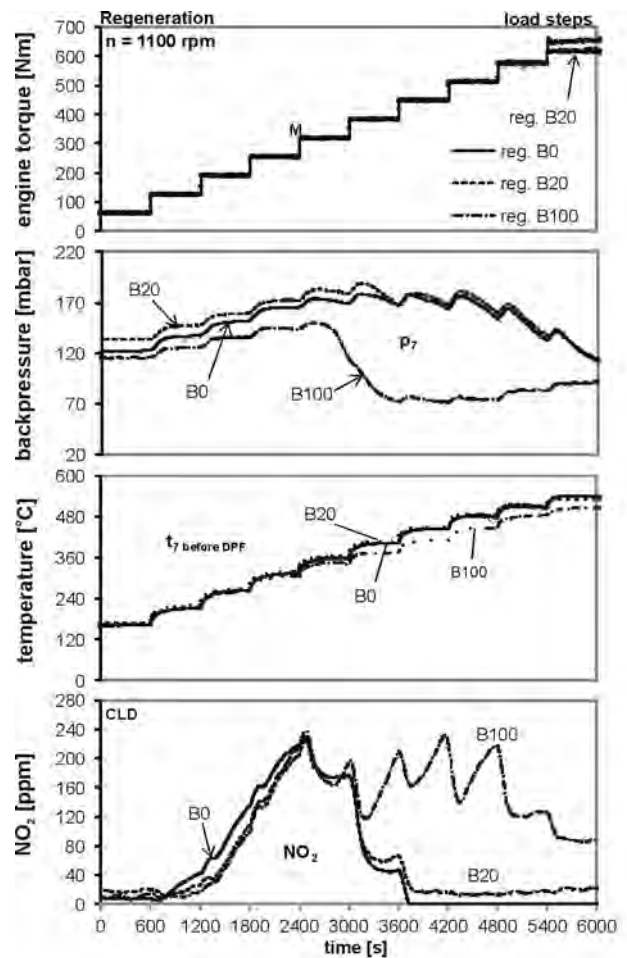


Fig. 14. Impact of bio-fuels (RME) on regeneration and NO_2 -emissions, DPF11; Liebherr D 934S

Rys. 14. Wpływ zastosowania estrów metylowych kwasów tłuszczowych (RME) na regenerację filtra cząstek stałych oraz emisję NO_2 , DPF11; silnik Liebherr D 934S

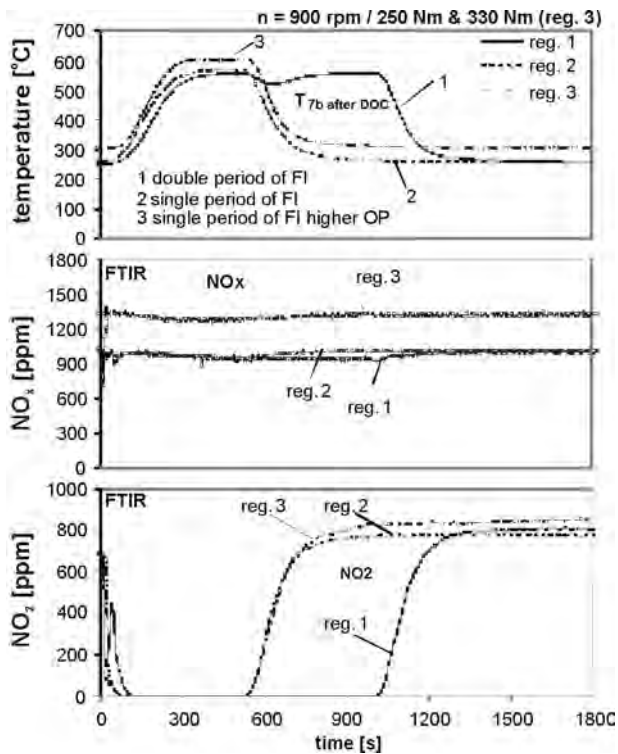


Fig. 15. NO_2 -production during the regeneration procedure with fuel injection (FI) and DOC; DPF12, Liebherr D 934 S; ULSD

Rys. 15. Tworzenie NO_2 podczas regeneracji filtra cząstek stałych wymuszonego wtryskiem paliwa (FI) przed reaktor utleniający (DOC); DPF12, silnik Liebherr D 934 S; ULSD

operating point and with a single FI. At higher OP there are higher NO_x -values and the maximum temperature of exothermic heating (T_{7b}) after DOC reaches higher values (approximately 600 °C).

After stopping the FI the temperature after DOC decreases to the range of high NO_2 -production, which causes a considerable increase of NO_2 concentration. With double FI (reg. 1) this effect is respectively retarded.

It can be concluded, that the strong DOC is necessary for this regeneration concept to produce the desired exothermic heating, but simultaneously it becomes a source of intense NO_2 -emissions.

8. Conclusions

Several examples and influences on NO_2 -formation in the catalytically active Diesel particle filter systems were presented in this work. The conclusions can be given with following statements:

- with presence of Pt-coating in DOC, in DPF, or in both, there is an oxidation $\text{NO}-\text{NO}_2$ and a typical maximum of the NO_2/NO_x -ratio in the temperature range around 350 °C,
- with higher Pt-content in the coatings, there is a higher potential of NO_2 -formation (larger temperature range and higher maximum values),
- in the low-temperature range (low-load engine operation) the catalysts are below the light-off temperature and the DPF's reduce slightly NO_2 ; the absolute values of NO_2

temperatury gazów wylotowych do poziomu sprzyjającego największej produkcji NO_2 w reaktorze utleniającym. Rezultatem jest bardziej efektywne utlenianie $\text{NO}-\text{NO}_2$, sprzyjające procesowi regeneracji filtra cząstek stałych, jednak powoduje to także zwiększenie emisji NO_2 .

7.7. Regeneracja wymuszona wtryskiem paliwa + reaktor DOC

Wtrysk paliwa do układu wylotowego przed reaktor utleniający w określonym punkcie pracy silnika może znacząco zwiększyć temperaturę gazów wylotowych i jest wykorzystywany do podtrzymania procesu półaktywnej regeneracji filtra cząstek stałych. Na rysunku 15 przedstawiono emisję NO_x i NO_2 podczas regeneracji filtra cząstek stałych DPF12 dla dwóch różnych punktów pracy silnika spalinowego i dwóch różnych strategii wtrysku paliwa. Regeneracja nr 1 jest wykonywana dla podwójnej dawki paliwa wtryskiwanego do układu wylotowego silnika, czego skutkiem jest dłuższy czas utrzymywania się wysokiej temperatury gazów wylotowych przed reaktorem utleniającym. Regeneracja nr 2 wykonywana jest przy większym obciążeniu silnika z pojedynczym wtryskiem paliwa do układu wylotowego. Podczas badań silnika spalinowego na dużych obciążeniach zwiększeniu ulega emisja NO_x , a maksymalna temperatura reakcji egzotermicznych za reaktorem utleniającym osiąga wyższe wartości (ok 600 °C). Po zakończeniu wtrysku do układu wylotowego temperatura za reaktorem utleniającym ulega zmniejszeniu do poziomu sprzyjającemu intensywnemu tworzeniu NO_2 . Podwójna dawka wtryskiwanego paliwa (regeneracja 1) powoduje opóźnienie tego zjawiska.

Można stwierdzić, że dla tej koncepcji regeneracji filtra cząstek stałych wymagany jest wydajny reaktor utleniający w celu wytworzenia dużej ilości ciepła z reakcji egzotermicznych, jednak układ taki charakteryzuje się zwiększoną emisją NO_2 .

8. Wnioski

W niniejszej pracy przedstawiono kilka przykładów i czynników wpływających na tworzenie NO_2 w katalitycznych układach oczyszczania spalin z filtrami cząstek stałych. Na podstawie badań można wyciągnąć następujące wnioski:

- zastosowanie powłoki aktywnej zawierającej platynę w reaktorze utleniającym, filtrze cząstek stałych lub obu tych układach sprzyja utlenianiu NO do NO_2 , co przy temperaturze ok. 350 °C skutkuje wystąpieniem maksymalnej wartości współczynnika NO_2/NO_x ,
- większa zawartość Pt w powłoce aktywnej sprzyja większej intensywności tworzenia NO_2 (większy zakres temperatur i większe wartości maksymalne),
- w zakresie niskich temperatur (małe obciążenie silnika) katalityczne układy oczyszczania spalin nie osiągają temperatury light-off i filtry cząstek stałych zmniejszają tylko nieznacznie emisję NO_2 ; wartości bezwzględne stężenia NO_2 i NO_x są małe w tych warunkach pracy silnika spalinowego, a współczynnik NO_2/NO_x jest wskaźnikiem różnic stężenia NO_2 ,

- & NO_x are low in these operating conditions and the NO₂/NO_x-ratio gives an exaggerated picture of the NO₂-differences,
- the bigger size, or bigger active volume of the after treatment system causes a lower spatial velocity, longer residence times and a more intense NO₂-production,
 - the higher sulfur content in fuel inhibits the NO–NO₂ oxidation and gives preference to the SO–SO₂ oxidation; the Vanadium-based coatings have potential of lowering NO₂,
 - with used and/or soot-loaded DPF (DOC) there is less production of NO₂; the reasons are: masking, or ageing of the catalytic coating and use of NO₂ for soot oxidation,
 - with high portion of RME in fuel (or pure RME) higher NO₂ emissions can occur; the reasons for that are: higher engine-out NO_x-emissions, higher reactivity of RME-post products, lower exhaust temperatures and higher probability of exhaust temperature near to the range of maximum NO₂-production,
 - during, or after some active, or semi active regeneration procedures of catalytic DPF-systems, temperatures of maximum NO₂-formation are attained.
- większy rozmiar lub większa objętość aktywna układu oczyszczania spalin jest przyczyną mniejszej względnej prędkości przepływu spalin, czyli dłuższego czasu dla zajścia reakcji katalitycznych oraz większej intensywności tworzenia NO₂,
 - większa zawartość siarki w paliwie zmniejsza intensywność reakcji utleniania NO do NO₂ z uwagi na reakcje utleniania SO do SO₂, powłoki zawierające wanad sprzyjają obniżaniu stężenia NO₂ w gazach wylotowych,
 - używany i/lub zapełniony filtr cząstek stałych (z DOC) sprzyja zmniejszeniu intensywności wytwarzania NO₂; powodem jest zmniejszenie dostępu lub dezaktywacja materiałów katalitycznych oraz wykorzystanie NO₂ do utleniania cząstek stałych,
 - duża zawartość estrów metylowych kwasów tłuszczowych w paliwie (lub czyste estry) sprzyja zwiększeniu emisji NO₂; przyczynami takiej sytuacji są: większe stężenie NO_x w gazach wylotowych silnika spalinowego, większa aktywność produktów spalania estrów metylowych kwasów tłuszczowych, mniejsza temperatura gazów wylotowych i większe prawdopodobieństwo osiągnięcia temperatury gazów wylotowych, sprzyjającej maksymalnej intensywności tworzenia NO₂,
 - podczas lub po kilku aktywnych lub półaktywnych procesach regeneracji filtra cząstek stałych osiągnięte są temperatury maksymalnej intensywności tworzenia NO₂.

Acknowledgment

The authors acknowledge the contributions of the industrial partners by supplying the test material. Special thanks for valuable discussions and inspirations are due to Dr. Paul Zelenka, formerly TWINTEC.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Podziękowania

Autorzy dziękują partnerom przemysłowym za dostarczenie materiałów do badań. Specjalne podziękowania za cenne dyskusje i uwagi składają dr. Paulowi Zelence z firmy TWINTEC.

Abbreviations/Skróty

AFHB	Abgasprüfstelle FH Biel, CH/ <i>stanowisko do pomiarów emisji spalin – Wyższa Szkoła Techniczna w Biel</i>	HD	heavy duty/ <i>pojazd ciężarowy</i>
Air min	Stoichiometric air requirement/ <i>zapotrzebowanie na powietrze do wytworzenia mieszanki stechiometrycznej</i>	NEM	non limited engine map/ <i>jednostka sterująca pracą silnika, umożliwiającą zmianę algorytmów sterujących</i>
cDPF	Catalytic DPF/ <i>katalityczny filtr cząstek stałych</i>	OAPC	Ordinance on Air Pollution Control/ <i>rozporządzenie dotyczące kontroli zanieczyszczenia powietrza</i>
CLD	Chemiluminescence detector/ <i>analizator chemiluminescencyjny</i>	OEM	original equipment manufacturer/ <i>sprzęt rekomendowany przez producenta urzędzenia</i>
CRT	Continuously regenerating trap/ <i>filtr cząstek stałych o ciągłej regeneracji</i>	OP	operating point/ <i>punkt pracy silnika</i>
DOC	Diesel oxidation catalyst/ <i>reaktor utleniający</i>	RME	rapeseed oil methyl ester/ <i>estry metylowe kwasów tłuszczowych</i>
DPF	Diesel Particle Filter/ <i>filtr cząstek stałych</i>	SV	spatial velocity/ <i>względna prędkość przepływu gazów wylotowych</i>
ECU	Electronic control unit/ <i>układ sterujący pracą jednostki napędowej</i>	ULSD	ultra low sulfur Diesel/ <i>olej napędowy o bardzo niskiej zawartości siarki</i>
FI	fuel injection/ <i>wtrysk paliwa</i>	VERT	Verification of Emission Reduction Technology/ <i>weryfikacja technologii zmniejszających emisję związków szkodliwych</i>
FID	flame ionization detector/ <i>analizator płomieniowo-jonizacyjny</i>		
FTIR	Fourier Transform Infrared Spectrometer/ <i>analizator wykorzystujący zjawisko całkowitej absorpcji promieniowania podczerwonego</i>		

Bibliography/Literatura

- [1] Lemaire J. (AEEDA): NO_2 : A New Challenge ? 3. FAD, Dresden 10-11 November 2005.
- [2] Lemaire J.: How to Select Efficient Diesel Exhaust Emissions Control Strategies for Meeting Air Quality Targets in 2010? Österreichische Ingenieur- und Architekten-Zeitschrift (ÖIAZ), 152. Jg. Heft 1-3/2009, S. 40.
- [3] Czerwinski J., Pétermann J.-L., Comte P., Lemaire J., Mayer A.: Diesel $\text{NO}/\text{NO}_2/\text{NO}_x$ Emissions – New Experiences and Challenges. SAE Technical Paper 2007-01-0321, Detroit, April 2007.
- [4] Carslaw D.: Evidence of an Increasing NO_2/NO_x Emissions Ratio from Road Traffic Emissions. University of Leeds, *Atm. Envir.* 39 (2005) 4793-4802.
- [5] Kessler C. and al.: Estimation of NO_2/NO_x Relations with Traffic in Baden-Wurtemberg from 1995 to 2005. Poster at 2nd Conference Environment & Transport 12-14 June, 2006, Reims, proceedings n°2, pages 101 to 105, AVISO GmbH.
- [6] Emmenegger L. and al.: Emissions Measurements on CRT-Equipped City Buses on Chassis Dynamometer. EMPA report 411289/2, August 2004.
- [7] Frank W., Hüthwohl G, Maurer B.: SCR-Technologie für Nutzfahrzeuge. Purem Abgassysteme GmbH, MTZ 9/2004, S. 632.
- [8] Jacob E., Müller R., Scheeder A., Cartus T., Dreisbach R., Mai H.-P., Paulus M., Spengler J.: High Performance SCR Catalyst System: Elements to Guarantee the Lowest Emissions of NO_x . 27. Internationales Wiener Motorensymposium 2006. Bd.2.
- [9] Pischinger S., Körfer T., Wiartalla A., Schnitzler J., Tomazic D., Tatur M.: Combined Particulate Matter and NO_x Aftertreatment Systems for Stringent Emission Standards. SAE Techn. Paper 2007-01-1128.
- [10] Hosoya M., Kawada Y., Sato S., Shimoda M.: The Study of NO_x and PM Reduction Using Urea Selective Catalytic Reduction System for Heavy Duty Diesel Engine. SAE Techn. Paper 2007-01-1576.
- [11] Görsmann C.: Retrofit SCRT® – A retrofit system for the simultaneous reduction of carbon monoxide, hydrocarbon, soot particulate and oxides of nitrogen emissions from commercial vehicles, 4. FAD – Konferenz, Dresden, Nov. 2006, p. 155.
- [12] Czerwinski J., Zimmerli Y., Mayer A., Heeb N., Lemaire J., D’Urbano G., Bunge R.: Testing of Combined DPF+SCR Systems for HD_retrofitting VERTdePN. SAE Techn. Paper 2009-01-0284.
- [13] Spruk P. C., Frantz S., Schütze F.-W., Noack H.-D., Müller W.: NO_2 Formation on the DOC/DPF System – a System Thought. UMICORE, 6th International Exhaust Gas and Particulate Emissions Forum, AVL, Ludwigsburg, Germany, March 2010.
- [14] Zelenka-Eicher B., Wirth F., Zelenka P.: Auslegung von DPF-Systemen für die Nachrüstung im Hinblick auf NO_2 -Emissionen. Twintec, VDI-Fachkonferenz „Abgasnachbehandlungssysteme 2010“, Stuttgart-Bad Cannstatt, Dezember 2010.
- [15] Lanzerath P., Traebert A., Massner A., Gärtner U.: Effects of Catalyst Deactivation on the Performance of Exhaust After-Treatment Systems in Commercial Vehicles. Daimler AG. 19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2010. Band 1, p. 491.

Andreas Mayer, PhD. – Technik Thermische Maschinen (TTM), Switzerland.

Dr Andreas Mayer – Instytut Termodynamicznej Techniki Maszyn (TTM), Szwajcaria.

e-mail: tm.a.mayer@bluewin.ch



Prof. Jan Czerwiński, DEng. – Laboratorium for IC-Engines and Exhaust Gas Control, University of Applied Sciences Biel-Bienne, Switzerland.

Prof. dr Jan Czerwiński – Laboratorium Silników Spalinowych i Emisji Spalin, Uniwersytet Nauk Stosowanych w Biel-Bienne, Szwajcaria.

e-mail: jan.czerwinski@bfh.ch



Paul Zelenka, PhD. – VERT Association, Austria.

Paul Zelenka – Stowarzyszenie VERT (Weryfikacja Technologii Zmniejszających Emisję Związków Szkodliwych), Austria

e-mail: office@vert-certification.eu



The analysis of the potential for the use of gaseous fuels in the municipal bus transit in Poland – part 2

The paper discusses issues related to the use of compressed natural gas (CNG) in combustion engines particularly in municipal bus transport. The ecological aspects of the use of natural gas in road transport have been analyzed particularly the exhaust emissions in comparison to the emissions from diesel engines. Advantages and disadvantages of natural gas fueling as well as the current level of CNG use in transport have been presented both in Poland and worldwide. The authors have also indicated the motivating arguments for the use of natural gas.

Key words: combustion engines, natural gas, bus transport, city buses

Analiza możliwości zastosowania gazowych paliw w miejskim transporcie autobusowym w Polsce – część 2

W artykule omówiono problematykę wykorzystywania sprężonego gazu ziemnego (CNG) przez silniki spalinowe, przede wszystkim w obszarze miejskiej komunikacji autobusowej. Scharakteryzowano aspekty ekologiczne stosowania gazu ziemnego w transporcie samochodowym, szczególnie w porównaniu z poziomem emisji substancji toksycznych silników ZS. Przedstawiono wady i zalety napędu gazowego, obecny poziom wykorzystania CNG w transporcie zarówno w Polsce, jak i na świecie oraz argumenty motywujące do jego wykorzystania.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, gaz ziemny, transport autobusowy, autobusy miejskie

5. Tests in actual vehicle operating conditions (natural gas fueling)

As for fueling with natural gas, particularly interesting are the comparative investigations of the exhaust emissions from traditional diesel engines fueled with diesel oil and spark ignition engines fueled with natural gas performed under actual conditions of operation in city traffic. Interesting results are presented in works [7, 8]. These tests were carried out on a chassis dynamometer in driving tests developed with a view to simulating the city bus drive: Braunschweig (Fig. 7) and Orange County Bus (Fig. 8) [7, 8].

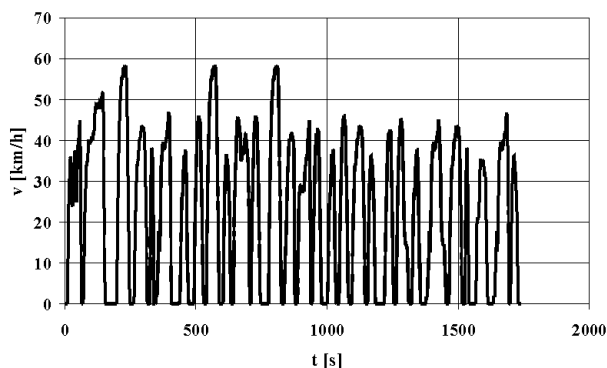


Fig. 7. Braunschweig test diagram
Rys. 7. Schemat testu Braunschweig

The tests were performed on bus engines of different capacities and different controllers of the air-fuel mixture

5. Badania w rzeczywistych warunkach ruchu pojazdów zasilanych gazem ziemnym

W kwestii zasilania pojazdów gazem ziemnym szczególnie interesujące są badania porównawcze emisji zanieczyszczeń z silników klasycznych o zapłonie samoczynnym zasilanych olejem napędowym i z silników o zapłonie iskrowym zasilanych gazem ziemnym, wykonywane w warunkach użytkowania autobusu w ruchu miejskim. Interesujące wyniki badań są przedstawione w pracach [7, 8]. Badania te przeprowadzono na hamowni podwoziowej w testach jezdnych opracowanych w celu symulacji ruchu autobusu miejskiego: Braunschweig (rys. 7) i Orange County Bus (rys. 8) [7, 8].

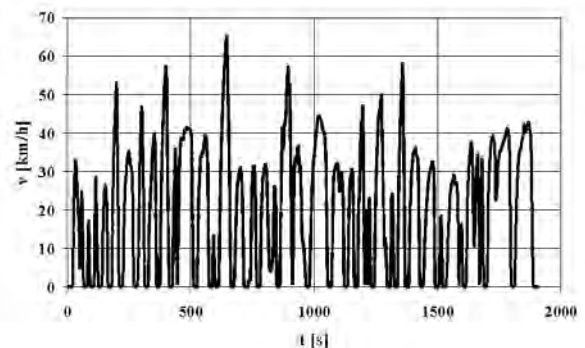


Fig. 8. Orange County Bus test diagram
Rys. 8. Schemat testu Orange County Bus

Badania były przeprowadzane na autobusach z silnikami o różnej objętości skokowej i z różnymi układami sterowania

compositions: controllers set to obtain stoichiometric and lean mixtures. The tests indicated a reduction of the emissions of carbon monoxide and nitric oxides and an almost entire elimination of PM due to the application of natural gas as a fuel. The results for carbon dioxide were ambiguous with a growing trend of the emission level when natural gas was applied. These results confirm the results presented in [9]. In that work the emission of total carbon dioxide was determined (resulting from the elementary fuel composition) from a diesel engine and a spark ignition engine (natural gas fueled) based on the dynamic ETC test results and following the fuel consumption measurement in the MZA test (Fig. 9), developed for the bus traffic conditions in Warsaw. The

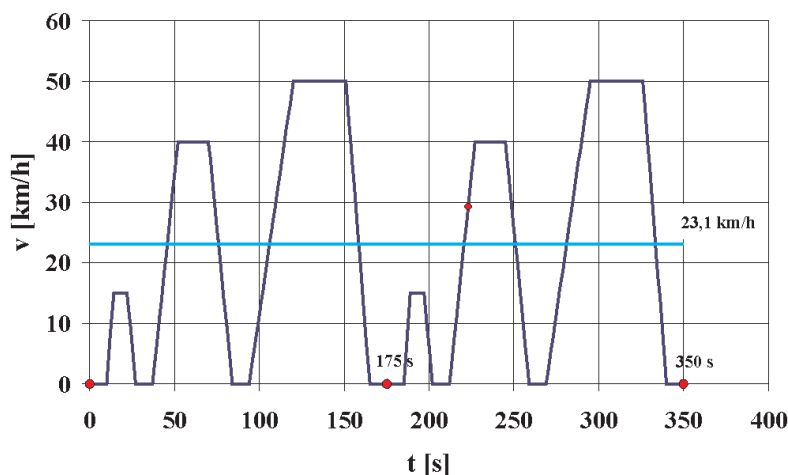


Fig. 9. MZA test diagram (with the average speed marked)

Rys. 9. Schemat testu MZA (z zaznaczoną wartością średnią prędkości)

results of the calculations indicated a relative growth of the road emission of carbon dioxide by almost 14% if natural gas is applied.

The increase in the emission of total carbon dioxide when using natural gas as a fuel results from a lower spark ignition engine overall efficiency in the first place, particularly under the conditions of low loads, which is common for city buses. The conclusions related to the emission of carbon dioxide pertain only to the total carbon dioxide – in the situation when biomethane is used, which is a renewable fuel, the emission of the fossil fuel originated carbon dioxide is almost zero and it is this particular emission that contributes to the greenhouse effect in the atmosphere [9].

According to publication [10] when comparing the emission from gasoline engines and CNG engines the following emission reductions take place:

- CO by approximately 70 – 90%,
- NMHC by approximately 85%,
- NO_x by approximately 50 – 80%,
- CO_2 by approximately 20%.

In comparison to diesel engines, the use of CNG reduces the following emissions:

składu mieszanki gazowo-powietrznej: stechiometrycznego i na mieszanki ubogie. Wskazywały one na zmniejszenie, dzięki zastosowaniu gazu ziemnego, m.in. emisji tlenku węgla i tlenków azotu oraz prawie całkowite wyeliminowanie emisji cząstek stałych. Przy emisji dwutlenku węgla wyniki były niejednoznaczne z tendencją zwiększenia się emisji przy zastosowaniu zasilania gazem ziemnym. Wyniki te potwierdzają rezultaty badań przedstawione w pracy [9]. W pracy tej wyznaczono emisję dwutlenku węgla całkowitego (wynikającą ze składu elementarnego paliwa) z silnika o zapłonie samoczynnym na olej napędowy i z silnika o zapłonie iskrowym na gaz ziemny na podstawie wyników badań emisji w teście dynamicznym ETC oraz wyników zużycia paliwa w teście jezdnym MZA (rys. 9), opracowanym dla warunków ruchu autobusów w Warszawie. Wyniki obliczeń wskazały na względne zwiększenie emisji drogowej dwutlenku węgla w sytuacji zastosowania gazu ziemnego o prawie 14%.

Zwiększenie emisji dwutlenku węgla całkowitego przy zastosowaniu gazu ziemnego wynika przede wszystkim z mniejszej sprawności ogólnej silnika o zapłonie iskrowym w stosunku do sprawności ogólnej silnika o zapłonie samoczynnym, szczególnie w warunkach niewielkich obciążeń, co występuje powszechnie w użytkowaniu silników autobusów miejskich. Wniosek odnośnie do różnic w emisji dwutlenku węgla dotyczy jedynie dwutlenku węgla całkowitego – w sytuacji używania biometanu, który jest paliwem odnawialnym; emisja dwutlenku węgla kopalnego jest prawie zerowa, a to właśnie emisja dwutlenku węgla kopalnego jest czynnikiem sprzyjającym intensyfikacji zjawiska cieplarnianego w atmosferze [9].

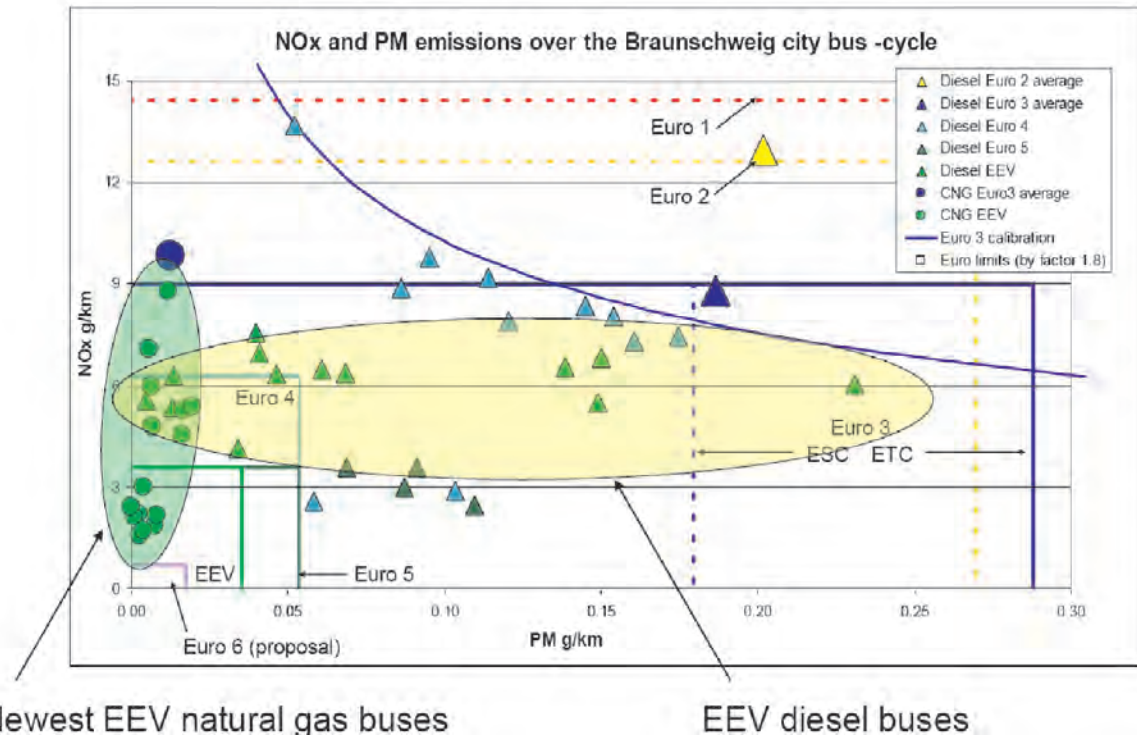
Według publikacji [10] przy porównaniu emisji spalin z silników pojazdów benzynowych, w pojazdach zasilanych CNG następuje zmniejszenie emisji:

- CO o ok. 70 – 90%,
- NMHC o ok. 85%,
- NO_x o ok. 50 – 80%,
- CO_2 o ok. 20%.

W porównaniu z silnikami ZS, stosowanie CNG zmniejsza emisję:

- CO o ok. 70 – 90%,
- NMHC o ok. 90%,
- NO_x o ok. 50%,
- PM o ok. 80 – 100%,
- CO_2 o ok. 20%.

Wydaje się, że powyższe dane nie są jednoznaczne. Wyniki innych badań prowadzonych w Finlandii [11] w 2009 r. na hamowni podwoziowej w teście Braunschweig najnowszych autobusów miejskich (spełniających normę emisji EEF), napędzanych silnikami zasilanymi CNG, potwierdzają korzystniejszą sytuację w aspekcie emisji NO_x i PM w porównaniu z emisją tych zanieczyszczeń przez



Newest EEV natural gas buses

EEV diesel buses

Fig. 10. Results of the road emission tests from the buses in the Braunschweig test (data from 2009) [11]

Rys. 10. Wyniki badań emisji drogowej zanieczyszczeń autobusów w teście Braunschweig (dane z 2009 r.) [11]

- CO by approximately 70 – 90%,
- NMHC by approximately 90%,
- NO_x by approximately 50%,
- PM by approximately 80 – 100%,
- CO₂ by approximately 20%.

autobusy miejskie z nowoczesnymi silnikami ZS (spełniające normę emisji EEV) – rys. 10.

Jednak emisja drogowa CO i HC np. dla badanych autobusów CNG EEV jest nieco większa niż dla autobusów napędzanych silnikami o zapłonie samoczynnym. Emisja

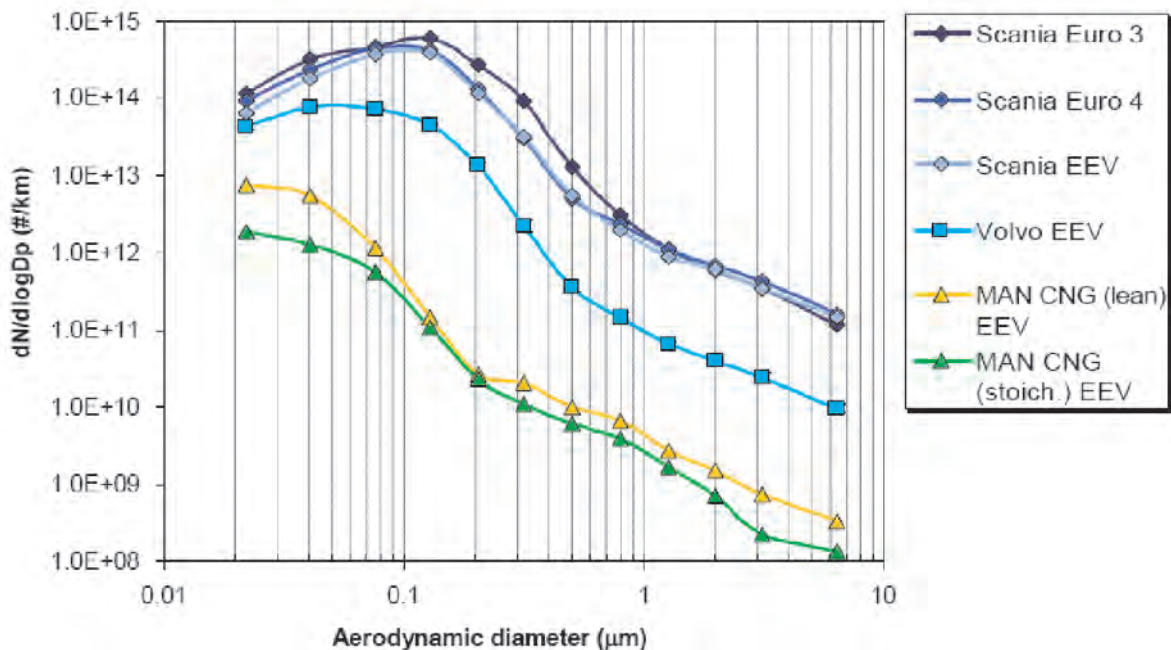


Fig. 11. Number of particulates in the exhaust gases of the buses examined in the Braunschweig test [11]

Rys. 11. Liczba cząstek stałych w spalinach autobusów badanych w teście Braunschweig [11]

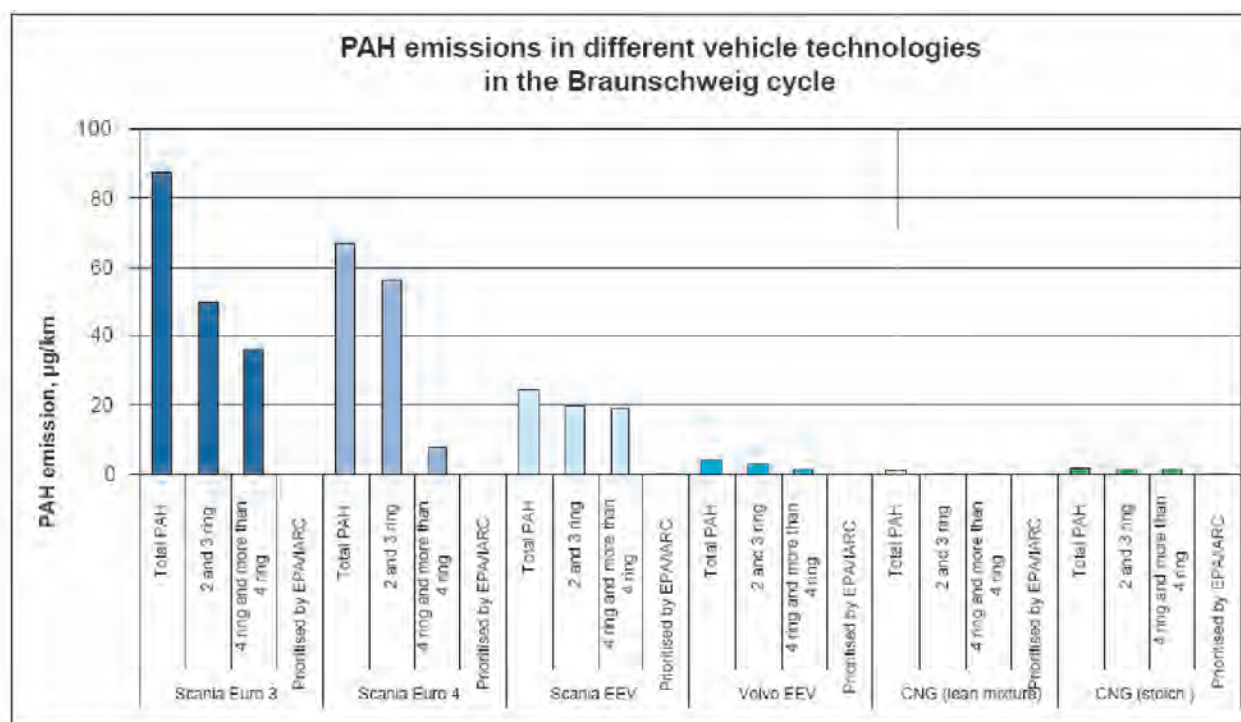


Fig. 12. PAH emission in the Braunschweig cycle [11]

Rys. 12. Emisja PAH w spalinach badanych w teście Brunschweig autobusów [11]

It seems, as thought the above data is not entirely unequivocal. The results of other research conducted in Finland [11] in 2009 on a chassis dynamometer in the Braunschweig test on modern city buses (EEV compliant) fitted with CNG engines, confirm the more advantageous situation in the aspect of the NO_x and PM emission as compared to the emission of these components by modern buses fitted with diesel engines (EEV compliant) – Fig. 10.

Yet, the road emission of CO and HC e.g. for the tested CNG EEV buses is a bit higher than it is in the case of buses fitted with diesel engines. The road emission of CO_2 is also a bit higher (by approximately 14%). Using compressed biomethane CBG instead of CNG, which is almost a 100% renewable fuel, could eliminate this. This is confirmed by the analyses conducted within the European project Baltic Biogas Bus.

The conclusions from the here presented investigations beehove the authors to state that [11]:

- currently homologated buses fitted with CNG engines are characterized by a lower emission of NO_x and PM and in the case of EEV they preserve the values obtained during homologation that are stable in operation,
- all buses (vehicles) fitted with CNG engines are characterized by a very low emission of PM,
- using methane for fueling of the bus engines (vehicles) provides substantial benefits in terms of PM emission (Fig. 11), aldehyde emissions, PAH (polycyclic aromatic hydrocarbons; Fig. 12) and direct NO_2 emission,
- a downside of CNG use is a bit higher energy consumption as compared to diesel oil.

drogowa CO_2 jest także nieco większa (o ok. 14%). Można to wyeliminować, stosując zamiast CNG do zasilania silnika autobusu sprężony biometan (CBG), będący niemal w 100% paliwem odnawialnym. Potwierdzają to analizy prowadzone w ramach europejskiego projektu Baltic Biogas Bus.

Wnioski z przedstawionych tu badań upoważniają m.in. do stwierdzenia, że [11]:

- obecnie homologowane autobusy napędzane silnikami zasilanymi CNG charakteryzują się mniejszą emisją NO_x i PM, zaś w wykonaniu EEV zachowują wykazywane podczas homologacji wartości emisji zanieczyszczeń, stabilne podczas eksploatacji,
- wszystkie autobusy (pojazdy) napędzane silnikami zasilanymi CNG charakteryzują się bardzo małą emisją PM,
- wykorzystywanie metanu do zasilania silników autobusów (pojazdów) daje znaczące korzyści w postaci małej liczby cząstek stałych (rys. 11), emisji aldehydów, PAH (policyklicznych węglowodorów aromatycznych; rys. 12) i bezpośredniej emisji NO_2 ,
- wadą stosowania CNG jest nieco większe zużycie energii w porównaniu ze stosowaniem ON.

W kwestii ekologiczności paliwa CNG należy jeszcze poruszyć temat hałasu generowanego przez pojazdy NGV. Otóż silniki pojazdów zasilanych CNG pracują znacznie ciszej niż silniki zasilane benzyną czy olejem napędowym. Ma to ogromne znaczenie zwłaszcza w gęstej zabudowie miast, przy dużym natężeniu ruchu drogowego. Prowadzone badania potwierdzają zmniejszenie poziomu hałasu dla pojazdów NGV w granicach 1 – 3 dB. W praktyce oznacza to, że z odległości 7 m od przejeżdżającego pojazdu hałas

In terms of CNG ecology we also need to discuss the question of noise generated by NGV vehicles. The engines fueled with CNG are much more quiet than gasoline or diesel engines. This is of particular importance especially in densely populated downtown areas at high traffic congestion. The performed research confirms a reduction of noise of the NGV vehicles from 1 – 3 dB. In practice that means that from a distance of 7 Meters from a passing bus the noise generated by vehicles fueled with natural gas is 40% lower as compared to conventional diesel engines.

With its unquestioned ecological advantages natural gas is also one of the cheapest fuels used in transport available in the market.

6. Potential applications of natural gas in Polish automotive transport

The potential applications of natural gas in Polish transport are in the following sectors:

- city bus transit – large operators in the first place,
- private bus carriers,
- taxi corporations,
- mail transport,
- logistics services,
- municipal services (garbage trucks, water trucks),
- railroad – shunting locomotives,
- marine transport – marine engines (including LNG fueled).

7. The place and the role of the city bus transit in the Polish transport system

Bus transit is one of the most important elements of the Polish public transport in the cities.

In Poland for the total number of 850 cities, public city transit operates in 300 of them, 280 of which is exclusively bus transit. Throughout the years the use of public transit has been decreasing. In 2009 the public city transit was 3779 million passengers, which was 93% of the figure from 2008 [2, 3].

The total seating and standing capacity in the public transit vehicles in Poland as at the end of 2009 was 1774,5 thousand, 1283,7 thousand in the buses and 473,6 thousand in the trams. This number has not been drastically changed in recent years.

The bus inventory in the city transit in Poland (city bus operators employing more than 9 persons) as at the end of 2009 was 11 755 vehicles. The total mileage of this fleet was 691 774 thousand vehicle-kilometers. An average mileage of a single bus per annum was 74 537 km.

The highest annual mileage of a city bus in 2009 was in the Mazowieckie province: 80 431 km and the lowest in the Podkarpackie province – 58 707 km at the national average of 74 537 km [4].

8. Advantages and disadvantages of maintaining of a CNG fleet

The advantages of the use of CNG as a fuel are as follows [14 – 16]:

jest mniejszy o ok. 40% dla pojazdów zasilanych gazem ziemnym w porównaniu z pojazdami wyposażonymi w silniki ZS.

Przy swoich niekwestionowanych zaletach ekologicznych gaz ziemny jest również jednym z najtańszych dostępnych na rynku paliw wykorzystywanych w transporcie samochodowym.

6. Potencjalne możliwości zastosowań gazu ziemnego w transporcie samochodowym w Polsce

Potencjalne możliwości wykorzystania gazu ziemnego w polskim transporcie dotyczą następujących sektorów:

- miejski transport autobusowy – przede wszystkim duże zajezdnie autobusowe,
- prywatni przewoźnicy autobusowi,
- korporacje taksówkowe,
- transport poczty,
- firmy kurierskie,
- gospodarka komunalna (np. śmieciarki, polewaczki),
- kolej – lokomotywy manewrowe,
- transport morski – silniki okrętowe (także zasilane LNG).

7. Miejsce i rola miejskiej komunikacji autobusowej w polskim systemie transportowym

Komunikacja autobusowa pozostaje najważniejszym elementem systemu transportu publicznego obsługującego potrzeby przewozowe w polskich miastach.

W Polsce na ogólną liczbę 850 miast, miejska komunikacja publiczna funkcjonuje w 300 miastach, z tego w ponad 280 miastach oparta jest wyłącznie na transporcie autobusowym. Od wielu lat zmniejszają się przewozy osób środkami miejskiego transportu publicznego. W roku 2009 przewozy pasażerów komunikacją miejską w kraju wyniosły 3779 mln pasażerów, co stanowiło 93% przewozów w roku 2008 [2, 3].

Ogólna liczba miejsc w pojazdach komunikacji publicznej w Polsce wyniosła wg stanu na koniec 2009 r. 1774,5 tys., w tym 1283,7 tys. miejsc w autobusach i 473,6 tys. miejsc w tramwajach. Liczba ta w ostatnich latach nie uległa zasadniczym zmianom.

Stan inwentarzowy autobusów w transporcie miejskim w Polsce (w przedsiębiorstwach i zakładach komunikacji miejskiej zatrudniających powyżej 9 osób) w końcu 2009 r. wyniósł 11 755 pojazdów. Łączny przebieg tego taboru wyniósł 691 774 tys. wozokilometrów. Przeciętny przebieg jednego autobusu w ciągu roku wyniósł 74 537 km.

Największy średni roczny przebieg autobusu miejskiego w 2009 r. osiągnięto w województwie mazowieckim: 80 431 km, a najniższy w województwie podkarpackim – 58 707 km, przy średniej krajowej 74 537 km [4].

8. Zalety i wady taboru zasilanego gazem ziemnym

Jako zalety wykorzystywania gazu ziemnego w transporcie autobusowym wymienia się [14 – 16]:

- low fuel cost in the average cost of 1 vehicle-kilometer as compared to traditional diesel oil,
- lower exhaust emissions,
- reduced engine noise.

The disadvantages of the use of CNG as a fuel are:

- low availability of the fueling stations,
- limited bus range (in kilometers),
- higher purchasing costs of the fleet,
- complicated registration procedures of the buses,
- limited availability of repair shops and spare parts/consumables,
- the threat of reducing of the tax relieves related to gaseous fuel.

9. Current NGV situation in Poland

The ideas related to the use of natural gas as a vehicle fuel in Poland have had their history. They have been mostly related to the public bus transit. The first fueling stations were built in the 1950s of the last century (Krosno, Rzeszów, Tarnów, Mysłowice, Zabrze, Gliwice, Sosnowiec, Bielsko-Biała). A significant input in the development of CNG vehicles had the Sanok Division of the GNiG PGNiG (Polish natural gas provider) that in 1950 and 1960 of the last century had a large fleet of vehicles fueled with CNG (Star, Dodge) for which they had a fueling station in Krosno. In 1970 all stations were disassembled (the last one in Gliwice) due to an adverse ratio of the prices of gasoline and natural gas.

The end of the 1980s and beginning of the 1990s of the last century

At the end of the 1980 of the last century the ideas of fueling buses with CNG found its advocates again. Once more, the Sanok facility in 1988 (at its own expense) built a CNG fueling station.

Kraków

In 1993 professional CNG fueling stations were opened in Krakow (and Warsaw) of the pumping efficiency of 600 m³/h. In Krakow 6 buses were operated until July 1999. Unfortunately these buses were deteriorated (even 16 years old) and as there was no money for new fleet the project came to an end.

Rzeszów

Przedsiębiorstwo Transportu Handlu Wewnętrznego (The Domestic Trade Transport Company) in Rzeszow in 1989 became interested in natural gas as a vehicle fuel and 18 used vehicles were converted to CNG fueling (Żuk, Polonez, Star, Fiat). Unfortunately in the time of structural changes PTHW ceased to exist and the gasification of the fleet was stopped. In 2004 once again natural gas became of interest in Rzeszów and in March of that year two modern buses were operated on this fuel (Jelcz with composite tanks on the roof). In the Bus depot in Rzeszów at Lubelska Street a public CNG fueling station was opened. The station is owned by the Rzeszów Gas Company; it has a compressor of the efficiency of 300 m³/h – manufactured by an English company AirCom. Later, with the help of NGV Autogas company from Krakow more buses were converted to the CNG fueling.

- niższy koszt paliwa gazowego w średnim koszcie 1 wozokilometra przebiegu w porównaniu z wariantem stosowania oleju napędowego,
- mniejszą emisję substancji szkodliwych do atmosfery,
- mniejszy hałas pracy silnika.

Wadami wykorzystywania gazu ziemnego w transporcie autobusowym są:

- trudny dostęp do stacji tankowania,
- ograniczony zasięg autobusu,
- wyższe koszty zakupu taboru,
- skomplikowana rejestracja autobusów,
- ograniczony dostęp do warsztatów i części wymiennych,
- możliwość ograniczenia ulg podatkowych związanych z paliwem gazowym.

9. Dotychczasowy rozwój NGV w Polsce

Zagadnienia wykorzystania gazu ziemnego do napędu pojazdów samochodowych mają w Polsce już kilkunastoletnią tradycję. Z reguły były one i są nadal związane z miejską komunikacją autobusową.

Pierwsze stacje tankowania powstały w połowie lat 50. ubiegłego wieku (Krosno, Rzeszów, Tarnów, Mysłowice, Zabrze, Gliwice, Sosnowiec, Bielsko-Biała). Istotny wkład w rozwój pojazdów zasilanych gazem ziemnym wniósł Oddział Sanocki Zakładu GNiG PGNiG, który w latach 50. i 60. XX w. miał duży tabor samochodowy zasilany gazem ziemnym (Star, Dodge), i dla których istniała stacja tankowania gazem ziemnym w Krośnie. W latach 70. zlikwidowano wszystkie stacje (ostatnią w Gliwicach) z powodu niekorzystnej relacji cen benzyny w stosunku do cen gazu.

Przełom lat 80. i 90. ubiegłego wieku

Pod koniec lat 80. XX w. idea autobusów napędzanych gazem ziemnym znalazła ponownie zwolenników. Również tym razem Sanocki Zakład w 1988 r. (z własnych środków) uruchomił pilotażową stację tankowania pojazdów gazem ziemnym.

Kraków

W roku 1993 uruchomiono w Krakowie (i w Warszawie) profesjonalne stacje tankowania o wydajności 600 m³/h. W Krakowie eksploatowano 6 autobusów do lipca 1999 r. Niestety, były to zużyte technicznie autobusy (nawet 16-letnie) i wobec braku decyzji o zakupie nowych autobusów eksperyment musiał się zakończyć.

Rzeszów

W Przedsiębiorstwie Transportu Handlu Wewnętrznego (PTHW) w Rzeszowie w 1989 r. zainteresowano się gazem ziemnym jako paliwem do samochodów i przystosowano do tego celu 18 używanych samochodów (Żuk, Polonez, Star, Fiat). Niestety, w dobie przemian strukturalnych PTHW przestało istnieć, gazyfikację taboru przerwano. W roku 2004 jeszcze raz postanowiono na gaz ziemny w Rzeszowie i od marca 2004 r. rozpoczęto eksploatację 2 nowoczesnych autobusów Jelcz (ze zbiornikami kompozytowymi na dachach), a na terenie bazy MPK w Rzeszowie przy ul. Lubelskiej uruchomiono ogólnodostępną stację tankowania CNG.

Przemyśl

The authorities, in collaboration with Sanok PGNiG (natural gas provider) using their own resources of natural gas, developed a comprehensive project 'Przemyśl – a clean city' consisting in the replacement of all city buses with CNG fueled vehicles. Currently, in Przemyśl there are 15 CNG buses in operation.

Warsaw

The Warsaw Gas Company once again in 1999 undertook to introduce NGV vehicles on a wide scale based on three principles:

- there would be no CNG conversions in a used bus fleet,
- the main objective are technical transport and public transit,
- start with 'your own backyard'.

In 1999 a new fueling station was opened and 19 new Gas Emergency vehicles were put into operation (they operate to date).

At the same time as a result of a promotional campaign Warsaw Gas Company began collaboration with PKS Grodzisk Mazowiecki. At the same time in Jelcz, the Jelcz bus manufacturer design works continued on a CNG bus and in September 2000 the first bus was sent to the Warsaw Gas Company and PKS Grodzisk for trials. After the testing period the manufacturer introduced necessary changes and PKS Grodzisk Mazowiecki purchased this first vehicle and as of 1 January 2001 put it into regular operation. The monthly consumption of natural gas by Jelcz CNG was a bit over 2000 Nm³. The vehicle consumed on average 43 Nm³ of natural gas per 100 km.

Wrocław

Wrocław Gas Company upon familiarizing with the Warsaw Gas Company Experiences purchased several Peugeot Partner CNG vehicles and built a fueling station and in 2003 extended the fleet of CNG vehicles. Volvo, having their bus assembly plant in Wrocław, used the CNG Gas Company fueling station. In 2004 within the premises of Wrocław Gas Company a new modern and more efficient CNG fueling station was opened.

Inowrocław

The Inowrocław bus operator in September 2002 built a CNG fueling station that was used by 6 buses including Berliet.

Gdańsk

The Gas Company in Gdańsk decided to promote natural gas as a vehicle fuel through construction of a CNG fueling station on its premises. 18 Renault Kangoo CNG vehicles were used. The CNG station was opened in 2004.

Zgorzelec

In Zgorzelec The Gas Company built a two compressor CNG fueling station. Also other CNG stations were constructed in Lubań, Kamienna Góra and Jelenia Góra.

Bielsko-Biała and Tychy

In 1991 the adaptation of GPW and RAK vehicles for CNG fueling was initiated in FSM Bielsko-Biała. By the end of 1997 in Bielsko-Biała and Tychy 140 of these vehicles

Stacja jest własnością Zakładu Gazowniczego w Rzeszowie; posiada sprężarkę o wydajności 300 m³/h – angielskiej firmy AirCom. W kolejnych latach przy pomocy firmy NGV Autogas z Krakowa przystosowano dalsze autobusy miejskie do zasilania CNG.

Przemyśl

Władze Przemyśla przy współpracy Sanockiego Zakładu PGNiG, wykorzystując własne złoża gazu ziemnego, opracowały kompleksowy program „Przemyśl – czyste miasto”, polegający na wymianie wszystkich autobusów komunikacji miejskiej na pojazdy zasilane gazem ziemnym. Obecnie w Przemyślu w eksploatacji jest 15 autobusów zasilanych CNG.

Warszawa

Gazownia Warszawska kolejny raz w 1999 r. podjęła próbę szerokiego wprowadzenia pojazdów NGV, opierając się na 3 zasadach:

- żadnych przeróbek instalacji na CNG w użytkowanym, starym taborze,
- główny cel to transport technologiczny i komunikacja miejska,
- rozpoczęcie od „własnego podwórka”.

W roku 1999 uruchomiono nową stację tankowania i do eksploatacji włączono 19 nowych pojazdów pogotowia gazowego, których eksploatacja trwa.

W tym samym czasie w wyniku kampanii promocyjnej Gazownia Warszawska pozyskała do współpracy PKS Grodzisk Mazowiecki. Jednocześnie w Zakładach Autobusowych Jelcz trwały prace konstrukcyjne zmierzające do wyprodukowania autobusu zasilanego CNG i we wrześniu 2000 r. taki autobus został na okres prób powierzony Gazowni Warszawskiej oraz PKS-owi Grodzisk. Po okresie prób fabryka dokonała stosownych modyfikacji, a PKS Grodzisk Mazowiecki zakupił tenże pierwszy autobus i od 1 stycznia 2001 r. skierował do regularnej eksploatacji. Miesięczne zużycie gazu ziemnego przez autobus Jelcz CNG wyniosło nieco ponad 2000 Nm³. Autobus zużywał średnio 43 Nm³ gazu ziemnego na 100 km przebiegu.

Wrocław

Gazownia Wrocławska po zapoznaniu się z doświadczeniami Gazowni Warszawskiej zakupiła kilka samochodów Peugeot Partner CNG oraz uruchomiła stację tankowania, a w 2003 r. zwiększyła liczbę posiadanych pojazdów CNG. Koncern Volvo posiadający we Wrocławiu montownię autobusów korzystał ze stacji tankowania CNG w Gazowni. W roku 2004 na terenie Gazowni Wrocławskiej przekazano do eksploatacji nową, wydajniejszą stację tankowania CNG.

Inowrocław

Przedsiębiorstwo Komunikacyjne w Inowrocławiu we wrześniu 2002 r. uruchomiło stację tankowania autobusów gazem ziemnym, z której korzystało 6 przystosowanych do tego celu autobusów m.in. marki Berliet.

Gdańsk

Gazownia w Gdańsku zdecydowała się promować gaz ziemny jako paliwo samochodowe poprzez budowę stacji tankowania CNG na terenie Gazowni Gdańskiej. Eksploato-

were converted. Currently there are several hundred of them. A dramatic improvement of the working conditions in the production halls was obtained and the costs of the adaptation returned after one year.

Natural gas was applied because:

- of easy room ventilation as compared to LPG (Liquefied Petroleum Gas) because natural gas is lighter than air,
- it has been agreed that natural gas is the safest option,
- natural gas is cheaper than propane-butane (LPG).

10. Natural gas as an engine fuel in Poland

In the beginning of 2008 the number of vehicles adapted for compressed natural gas fueling in Poland was estimated at approximately 750 and in 2010 approximately 1800. The majority were passenger vehicles, light duty trucks (approximately 1500 units) and buses.

In the beginning of 2008 in Poland there were 27 CNG fueling stations. In the end of September 2010 there were 34 operative public CNG stations and stations under construction [15]. Besides, there were 14 non-public CNG stations in Poland.

Out of the generally available CNG stations only 12 were open 24/7.

As of 3 August 2010 in Poland 274 CNG buses serve passengers in 22 Polish cities through 23 carriers: Dębica 6 units, Dzierżoniów 4 units, Elbląg 11 units, Gdynia 14 units, Inowrocław 10 units, Komorniki 2 units, Kraków 5 units, Lublin 2 units, Mielec 7 units, Mysłowice 8 units, Oława 1 unit, Przemyśl 15 units, Radom 39 units, Rzeszów 40 units, Słupsk 5 units, Tarnów 32 units, Toruń 3 units, Tychy 18 units, Wałbrzych 33 units, Wrocław 4 units, Zamość 18 units [16].

Mostly these are domestically manufactured buses: Jelcz with CNG fueling system fitted, imported used Volvo buses from western Europe and Solaris and MAN buses with factory fitted CNG fueling system.

11. Conclusions

The environment protection, fuel supply diversification and skyrocketing prices of crude oil in the world markets result in that new energy carriers are sought after in all branches of the economy including transport. Natural gas is one of the energy carriers, whose resources outnumber the ones of crude oil and relative emissions resulting from its combustion are lower than the emission from the combustion of crude oil derivatives.

Natural gas as a fuel used in transport is also characterized by:

- lower price as compared to crude oil fuels,
- lower emission level from engines fueled with this gas,
- lower noise level from the engine fueled with this gas.

The downsides of this fuel are:

- limited number and locations of the fueling stations,
- limited vehicle range (in kilometers) as compared to the range of vehicles fueled with crude oil fuels,
- higher costs of purchasing of the vehicles,
- more complicated vehicle registration procedures,
- somewhat limited availability of repair shops, spare parts and consumables,
- limited tax relieves related to this gaseous fuel.

wano 18 samochodów Renault Kangoo CNG. W roku 2004 nastąpiło otwarcie stacji tankowania.

Zgorzelec

W Zgorzelcu Spółka Gazownicza uruchomiła stację tankowania z dwoma sprężarkami. Uruchomiono też stacje tankowania w Lubaniu, Kamiennej Górze i Jeleniej Górze.

Bielsko-Biała i Tychy

W roku 1991 rozpoczęto dostosowywanie wózków GPW oraz RAK w FSM Bielsko-Biała do zasilania ich silników gazem ziemnym. Do końca 1997 r. przerobiono w Bielsku-Białej i Tychach 140 wózków. Aktualnie jest ich kilkaset. Uzyskano radykalną poprawę warunków pracy w halach fabrycznych oraz zwrot kosztów adaptacji wózków po jednym roku.

Gaz ziemny zastosowano z uwagi na:

- łatwą w porównaniu z LPG (Liquefied Petroleum Gas) wentylację hal (gaz ziemny jest lżejszy od powietrza),
- uznano, że gaz ziemny jest najbezpieczniejszy,
- fakt, że gaz ziemny był tańszy od propan-butanu (LPG).

10. Gaz ziemny jako paliwo silnikowe w Polsce

Na początku 2008 r. liczbę samochodów w Polsce przystosowanych do zasilania sprężonym gazem ziemnym szacowano na około 750, a w 2010 r. na ok. 1800. Większość stanowiły samochody osobowe i dostawcze (ok. 1500 szt.) oraz autobusy.

Na początku 2008 r. w Polsce istniało 27 stacji tankowania CNG. W końcu września 2010 r. były w Polsce 34 dostępne publiczne stacje tankowania CNG oraz stacje w budowie [15]. Oprócz tej liczby w Polsce funkcjonowało 14 stacji tankowania CNG niedostępnych publicznie.

Spośród ogólnodostępnych stacji tankowania CNG jedynie 12 było czynnych przez całą dobę.

Według stanu na dzień 3 sierpnia 2010 r. w Polsce 274 autobusy zasilane CNG obsługują pasażerów w 22 polskich miastach, u 23 przewoźników: Dębica 6 szt., Dzierżoniów 4 szt., Elbląg 11 szt., Gdynia 14 szt., Inowrocław 10 szt., Komorniki 2 szt., Kraków 5 szt., Lublin 2 szt., Mielec 7 szt., Mysłowice 8 szt., Oława 1 szt., Przemyśl 15 szt., Radom 39 szt., Rzeszów 40 szt., Słupsk 5 szt., Tarnów 32 szt., Toruń 3 szt., Tychy 18 szt., Wałbrzych 33 szt., Wrocław 4 szt., Zamość 18 szt. [16].

W większości są to krajowe autobusy marki Jelcz, z zabudowaną instalacją CNG, sprowadzane używane autobusy Volvo z krajów Europy Zachodniej oraz Solarisy czy MAN-y z instalacją fabryczną.

11. Podsumowanie

Przesłanki ochrony naturalnego środowiska człowieka, kwestie dywersyfikacji zaopatrzenia w paliwa oraz zmiany cen ropy naftowej na światowym rynku są przyczyną poszukiwania nowych nośników energii w gospodarce, w tym także w transporcie. Jednym z nośników energii, którego zasoby przewyższają zasoby ropy naftowej, a względna emisja zanieczyszczeń powstających w wyniku spalania jest niższa od emisji spalin pochodzących ze spalania produktów z ropy naftowej, jest gaz ziemny.

Albeit, the technology of vehicle propulsion (used particularly in all types of municipal fleets- buses in the first place) with CNG engines is the technology of the future.

A particularly interesting solution in this case is the use of a substitute of natural gas – its physical and chemical equivalent manufactured from waste material – biomethane. The utilization of municipal waste from waste disposal sites or the sediments from sewage farms is the cheapest option as a result of which a fuel is generated while much burdensome waste is at the same time utilized, as is evidenced by the reports within the European project Baltic Biogas Bus.

The development of gas technologies for the propulsion of means of transport is directly dependent on the policy of the state government, in the fiscal aspect in particular.

Necessary investments in the vehicle fleet and the repair and maintenance infrastructure require clearly defined and stable financial background. The background financial conditions need to be of preferential nature for the users as gas technologies based on biomethane:

- are more environment friendly through both limited exhaust emissions (including noise), and simultaneous utilization of various types of waste,
- result in increased diversification of fuels used in transport and they also contribute to decreasing of the energy dependence on external sources,
- increase the use of agro-technical potential of the Polish farms (in the case of biomethane production from agricultural materials),
- contribute to generating employment in the production replacing the imported fuels,
- facilitate the obtainment of the level of use of renewable energy as set out for Poland by the EU.

It is noteworthy that in the communication of the Commission to the European Parliament, European Council and the European Social-Economic Committee, dated 28 April 2010 [17] biogas (biomethane) is listed, next to electrical energy, hydrogen and mixtures of high liquid biofuel content, as one of the elements of the strategy of realization of the priorities of the Europe 2020 initiative – „Europe efficiently using its resources”. The scheme was adopted on 17 June 2010 on the meeting of the European Council.

A similar stance in the global aspect is presented in the ‘Strategy of green growth’ developed by OECD.

Besides in [18] it is forecasted that biomethane will be an alternative fuel for passenger vehicles, light duty vehicles, heavy duty urban vehicles and heavy duty long-distance vehicles in a short term (2020), mid term (2030) and long term (2050 – only passenger vehicles – light duty vehicles and heavy duty urban vehicles).

The realization of the European project Baltic Biogas Bus, currently underway in collaboration with Motor Transport Institute will certainly facilitate the use of biomethane in city buses following Sweden or Norway.

Gaz ziemny jako paliwo transportowe charakteryzuje się ponadto:

- niższą ceną w porównaniu z cenami paliw ropopochodnych,
- możliwością zapewnienia niższego poziomu emisji zanieczyszczeń z silników zasilanych tym paliwem,
- niższym poziomem emitowanego hałasu przez silniki zasilane tym paliwem.

Do wad napędu silnika gazem ziemnym należą:

- ograniczona w kraju liczba i lokalizacja punktów poboru paliwa,
- ograniczony zasięg pojazdu w porównaniu z zasięgiem pojazdów zasilanych paliwami ropopochodnymi,
- wyższe koszty zakupu pojazdów,
- bardziej skomplikowana procedura rejestracji pojazdów,
- w pewnym stopniu ograniczony dostęp do warsztatów i części wymiennych,
- ograniczenia ulg podatkowych związanych z paliwem gazowym.

Nie zmienia to faktu, że technologia napędu pojazdów samochodowych (szczególnie różnego typu taboru miejskiego, w tym przede wszystkim autobusów) gazem ziemnym jest technologią przyszłościową.

Szczególnie interesującym w tym względzie rozwiązaniem jest wykorzystanie zamiennika gazu ziemnego – jego fizykochemicznego odpowiednika produkowanego z surowców odpadowych – biometanu. Wykorzystywanie odpadów komunalnych z wysypisk śmieci czy też osadów z oczyszczalni ścieków jest tu najtańszym rozwiązaniem, w wyniku którego powstaje w pełni użyteczne paliwo transportowe przy jednoczesnej utylizacji kłopotliwych odpadów, jak pokazują to m.in. opracowania w ramach europejskiego projektu Baltic Biogas Bus.

Rozwój gazowych technologii napędu środków transportowych jest w sposób bezpośredni uzależniony od polityki państwa, w tym przede wszystkim w jej wymiarze fiskalnym.

Niezbędne inwestycje zarówno w tabor, jak i w zaplecze obsługowo-naprawcze wymagają jasno zdefiniowanych i przede wszystkim stabilnych uwarunkowań finansowych. Warunki te powinny mieć charakter preferencyjny, ponieważ technologie gazowe, w tym przede wszystkim oparte na biometanie:

- zapewniają lepszą ochronę środowiska naturalnego zarówno przez ograniczenie emisji zasadniczych toksyn z silników spalinowych (i hałasu), jak również przez utylizację różnego typu odpadów,
- zwiększają dywersyfikację paliw zużywanych przez transport, w tym przyczyniają się do zmniejszenia zależności energetycznej kraju od dostaw zewnętrznych,
- zwiększają (w przypadku produkcji biometanu z surowców rolniczych) wykorzystanie potencjału agrotechnicznego polskiego rolnictwa,
- przyczyniają się do tworzenia nowych miejsc pracy związanych z produkcją zastępującą paliwa importowane,
- ułatwiają osiągnięcie poziomu użytkowania energii odnawialnej wyznaczonego dla Polski przez UE.

Bibliography/Literatura

- [1] European Project Baltic Biogas Bus.
- [2] GUS „Transport. Wyniki działalności w 2009 r.”, s. 78.
- [3] GUS „Transport. Wyniki działalności w 2009 r.”, s. 182.
- [4] GUS „Transport. Wyniki działalności w 2009 r.”, s. 179.
- [5] NGVA Europe.
- [6] Wojciechowski A., Chłopek Z., Gis W., Krupiński M., Menes E., Merksiz J., Waśkiewicz J., Żółtowski A.: Alternative Powertrains City Busse. 2010 International Conference on Electric Vehicles. Warsaw University of Technology, July 2010.
- [7] Nylund N.O., Erkkilä K., Lappi M., Ikonen M.: Transit bus emission study: comparison of emissions from diesel and natural gas buses. Research Report PRO3/P5150/04 15.10.2004.
- [8] Nylund N.O., Lawson A.: Exhaust emissions from natural gas vehicles. Issues related to engine performance, exhaust emissions and environmental impacts. IANGV Emission Report 2000.
- [9] Chłopek Z., Magierski M.: The ecological properties evaluation of the use natural gas engines to buses in accordance to the directive on the promotion of clean and energy-efficient road transport vehicles. VIII International Scientific Conference “Gas Engines 2010”.
- [10] Michałowski R.: Zasilanie CNG alternatywną dywersyfikacją paliw silnikowych. Dolnośląska Spółka Gazownicza s.p. z o.o. V Seminarium Sieci Naukowo-Gospodarczej „Energia”, Wrocław 2007.02.26.
- [11] Nylund N.O.: Environmental benefits with biogas buses. Nordic Biogas Conference. Oslo, 10-12 March 2010.
- [12] Podziemski T., Bałut H.: Samochody z napędem CNG, znaczącym segmentem rynku gazu ziemnego? 2004.
- [13] Biuletyn Informacyjny ITS nr 1/2006, za: Polska Gazeta Transportowa nr 49/2005.
- [14] Zieliński M.: Zasilanie CNG alternatywą dywersyfikacją paliw silnikowych. Dolnośląska Spółka Gazownicza s.p. z o.o. V Seminarium Sieci Naukowo-Gospodarczej „Energia”, Wrocław 2007.02.26.
- [15] www.cng.auto.pl
- [16] www.cng.auto.pl/pojazdy/pojazdy-autobusy/pojazdy-autobusy-cng-polska
- [17] COM (2010) 186
- [18] European alternative fuel strategy in the Clean Transport Systems Initiative. JEG “Transport & Environment”.

Warto przy tym wspomnieć, że w Komunikacie Komisji Parlamentu Europejskiego, Rady i Europejskiego Komitetu Ekonomiczno-Społecznego z 28 kwietnia 2010 r. [17] biogaz (biometan) wymieniony jest obok energii elektrycznej, wodoru i mieszanek o wysokiej zawartości biopaliw płynnych jako jeden z elementów strategii realizacji priorytetów inicjatywy Europa 2020 – „Europa efektywnie korzystająca z zasobów”. Program został przyjęty 17 czerwca 2010 r. podczas posiedzenia Rady Europejskiej.

Analogiczne stanowisko w wymiarze globalnym prezentuje przygotowywana przez OECD „Strategia Zielonego Wzrostu”.

Ponadto w publikacji [18] przewiduje się, że biometan będzie alternatywnym paliwem transportowym dla samochodów osobowych – „lekkich” pojazdów, „ciężkich” (miejskich) pojazdów i „ciężkich” (długodystansowych) pojazdów w okresie krótkoterminowym (2020), okresie średnioterminowym (2030) i w okresie długoterminowym (2050 – tylko samochody osobowe – „lekkie” pojazdy i „ciężkie” (miejskie) pojazdy).

Trwająca obecnie z udziałem Instytutu Transportu Samochodowego realizacja europejskiego projektu Baltic Biogas Bus na pewno przybliży możliwości wykorzystania w kraju biometanu do zasilania autobusów komunikacji miejskiej, wzorem chociażby Szwecji czy Norwegii.

Część 1 artykułu została opublikowana w numerze 1/2012 Combustion Engines/Silniki Spalinowe.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Edward Menes, PhD. – Deputy Director for Economic and Planning in Motor Transport Institute in Warsaw.

Dr Edward Menes – zastępca Dyrektora ds. Ekonomiki i Planowania w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie.

e-mail: edward.menes@its.waw.pl



Wojciech Gis, DEng. – Head of Environment Protection Centre in Motor Transport Institute in Warsaw.

Dr inż. Wojciech Gis – kierownik Centrum Ochrony Środowiska w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie.

e-mail: wojciech.gis@its.waw.pl



Jerzy Waśkiewicz, DEng. – Head of the Economic Research Department in Motor Transport Institute in Warsaw.

Dr inż. Jerzy Waśkiewicz – kierownik Zakładu Badań Ekonomicznych w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie.

e-mail: jerzy.waskiewicz@its.waw.pl



Diagnosing marine turbine engines through energy characteristics of their flow sections

The aim of the performed research was to develop of a diagnostic method of the flow section of a marine turbine combustion engine based on the level of delamination of its energy characteristics. The here adopted diagnostic model provides for a formulation of the evaluation of the technical conditions based on the measurements of the parameters of the thermodynamic medium in the characteristic control cross-sections of the flow section of the engine during a steady engine operation at nominal load. Based on the energy balancing of the individual impeller sets calculations were performed of their parameters in the form of a distribution of the stream of enthalpy along the flow section. This constituted the basis for the diagnostic conclusions on the overall technical condition of the engine at the same time enabling the identification of the spots of greatest energy losses.

Key words: marine turbine combustion engines, energy characteristics of the flow section, diagnostic model

Diagnozowanie okrętowego turbinowego silnika spalinowego na podstawie charakterystyki energetycznej jego części przepływowej

Istotą przeprowadzonych badań było opracowanie metody diagnozowania części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego na podstawie stopnia rozwarstwienia jej charakterystyki energetycznej. Przyjęty w artykule model diagnozowania przewiduje sformułowanie oceny stanu technicznego na podstawie pomiaru parametrów stanu czynnika termodynamicznego w charakterystycznych przekrojach kontrolnych części przepływowej podczas ustalonej pracy silnika na obciążeniu nominalnym. Na podstawie bilansowania energetycznego poszczególnych zespołów wirnikowych przeprowadza się obliczenia ich parametrów podstawowych przedstawianych w postaci rozkładu strumienia entalpii na długości części przepływowej. Stanowi on podstawę wnioskowania diagnostycznego o ogólnym stanie technicznym silnika, umożliwiając jednocześnie lokalizację miejsc powstawania największych strat energetycznych.

Słowa kluczowe: okrętowe turbinowe silniki spalinowe, charakterystyka energetyczna części przepływowej, model diagnozowania

1. Introduction

By the term flow section of the marine turbine engine we understand the system of its air and exhaust flow channels limited on one side by the deduster gills and the exhaust gas diffuser channel (water cooled) on the other – Fig. 1. The flow section of the engine is characterized by a throughput depending on its dimensions, flow velocity of the working medium, technical conditions of the intervane channels and the connecting channels, the temperature of the flowing working medium etc. This can be described graphically in the form of grid characteristics as a relation of the compression and the mass flow of the working medium $\pi^* = f(\dot{m})$ as shown in Fig. 2. When analyzing the resistance curves of the flow section we can observe that in each case along the growth of the mass flow the flow resistance increases continuously.

During operation the resistance characteristics of the flow section of the turbine engine changes on a continual basis depending on many operating factors:

- contamination or deterioration (wear) of the surface of the flow channels,
- increased temperature of the exhaust gases upstream the turbine T_3^* ,
- changes in the radial play of the engine impellers,
- changes of the angle in the variable geometry compressors and turbines,

1. Wprowadzenie

Pod pojęciem części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego należy rozumieć zespół jego powietrznych i spalinowych kanałów przepływowych, ograniczonych z jednej strony płaszczyzną żaluzji wlotu odpylacza powietrza, z drugiej – płaszczyzną w przekroju wylotowym (często chłodzoną wodą), dyfuzorowego kanału spalin wylotowych – rys. 1. Część przepływową silnika charakteryzuje określona zdolność przepustowa uzależniona od jej wymiarów geometrycznych, prędkości przepływu czynnika roboczego, stanu technicznego kanałów międzyłopatkowych i połączeniowych, temperatury przepływającego czynnika itd. Można to zobrazować graficznie w postaci tzw. charakterystyki sieci, jako zależności sprężu od masowego natężenia przepływu czynnika roboczego $\pi^* = f(\dot{m})$, przedstawionej na rys. 2. Analizując pęk krzywych oporowych części przepływowej, można stwierdzić, że w każdym przypadku wraz ze wzrostem masowego natężenia przepływu opór przepływu nieustannie wzrasta.

W procesie użytkowania charakterystyka oporowa części przepływowej silnika turbinowego zmienia się w sposób ciągły, w zależności od wpływu wielu czynników eksploatacyjnych:

- zanieczyszczenia lub zużycia powierzchni kanałów przepływowych,

– actuation of the devices controlling the wastegate system in the flow section.

2. Energy analysis of a tri-shaft engine

In order to perform a detailed analysis of the technical conditions of the flow section of the engine in use we need to divide it into characteristic cross-sections and for such impeller sets we need to provide energy balancing [4, 7, 8]. The obtained thermodynamic relations containing the engine basic gas-dynamic parameters, the relations between the thermodynamic parameters and the structure parameters, the feed, the control and the distortion vectors allow formulating a diagnosis on the current technical conditions of the engine and enable the location of the spots in the flow section of the engine where energy losses occur. Because the flow section of the engine exhaust generator is the most vulnerable engine subcomponent, the technical conditions of its individual elements need to be evaluated with utmost accuracy. Hence, most of the works in the field of diagnostics of turbine engines is devoted to the analysis of phenomena occurring in the flow section of the engine [2, 3, 5, 6]. Figure 3 presents schematics of a tri-shaft reversing engine with the control cross-sections of the flow section marked.

From the energy balance of the separate reversing turbine of the tri-shaft engine it results that under steady states the sum of the streams of enthalpy of exhaust buildup inflowing from the exhaust generator and returning to the cooling air circulation (elements of the reversing mechanism) is converted into effective power transferred to the vessel's driveline less the energy loss in the form of enthalpy of the exhaust buildup.

This relation can be expressed in the following form:

$$\dot{H}_{42}^* + \dot{H}_{AT3}^* = \frac{P_e}{\eta_{mTN}} + \dot{H}_{43}^* \quad (1)$$

where: \dot{H}_{42}^* – the stream of enthalpy of the exhaust gas buildup at the exhaust generator, \dot{H}_{43}^* – the stream of enthalpy of the exhaust gas buildup at the engine outlet, \dot{H}_{AT3}^* – the stream of enthalpy of the air buildup returning to the circulation from behind low-pressure compressor cooling the return mechanism actuators of the drive turbine TN, P_e – effective power of the engine measured on the turbine shaft, η_{mTN} – mechanical efficiency of the drive turbine impeller.

A characteristic feature of modern marine engines is their complexity of the internal system of air cooling the flow elements in the turbine section (hot) of the engine. For example, for a modern tri-shaft engine by General Electric (LM1600) almost 24% of the air stream mass pushed through the compressors is fed to the turbine part omitting the combustor [1, 9].

After converting formula (1) we obtain a dependence of the engine effective power:

$$P_e = \left(\dot{H}_{42}^* - \dot{H}_{43}^* + \dot{H}_{AT3}^* \right) \eta_{mTN} \quad (2)$$

- podwyższenia temperatury spalin przed turbiną T_3^* ,
- zmiany wartości luzów promieniowych wirników silnika,
- zmiany kąta nastawnych kierownic sprężarek i turbin,
- przystąpienia do pracy urządzeń sterujących upustem powietrza z części przepływowej.

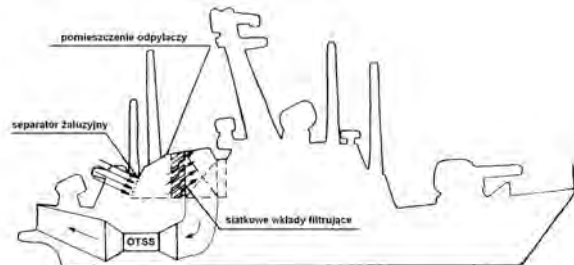


Fig. 1. Schematics of the positions of the intake air channels and exhaust gas ducts in the flow section of the Zorya UGT6000 engine in the hull of a corvette 'Tarantula'

Rys. 1. Schemat rozmieszczenia kanałów powietrza dolotowego i spalin wylotowych części przepływowej silnika Zorya UGT6000 w kadłubie korwety „Tarantula”

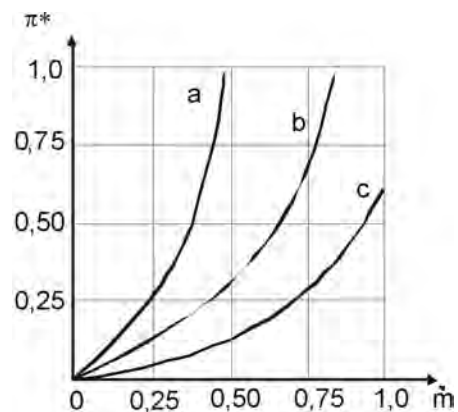


Fig. 2. Resistance characteristics of the flow section of a turbine combustion engine: a) increase in the flow resistance, b) calculation conditions, c) decrease in the flow resistance

Rys. 2. Charakterystyka oporowa (sieci) części przepływowej turbino-wego silnika spalinowego: a) wzrost oporów przepływu, b) warunki obliczeniowe, c) zmniejszenie oporów przepływu

2. Analiza energetyczna silnika trzywałowego

Aby dokonać szczegółowej oceny stanu technicznego części przepływowej silnika w eksploatacji, należy ją umownie podzielić w charakterystycznych przekrojach, a utworzone w ten sposób zespoły wirnikowe zbilansować energetycznie [4, 7, 8]. Otrzymane zależności termodynamiczne, ujmujące podstawowe parametry gazodynamiczne silnika, znajomość relacji pomiędzy parametrami termodynamicznymi a parametrami struktury konstrukcyjnej, znajomość wektorów zasilania, sterowania i zakłóceń pozwalają na postawienie diagnozy jego aktualnego stanu technicznego, jak również umożliwiają określenie miejsca części przepływowej, w której powstają straty energii silnika. Ponieważ część przepływowa wytwornicy spalin silnika jest najbardziej newralgicznym podzespołem silnika, stan

Hence, the engine power is most of all influenced by:

- the drop of the stream of enthalpy of the exhaust gas buildup in the process of actual decompression in the drive turbine,
- the stream of enthalpy of the cooling air returning to the circulation,
- the mechanical efficiency of the drive turbine impeller.

If we want to correlate the gas-dynamic parameters of the whole engine in terms of their influence on the power output, we need to perform energy balancing for the impeller sets of the exhaust gas generator and the combustor.

From the energy balance of the low-pressure impeller system it results that:

$$P_{eSNC} = P_{eTNC} \cdot \eta_{mNC} \quad (3)$$

or

$$\dot{H}_{21}^* - \dot{H}_{11}^* = (\dot{H}_{32}^* - \dot{H}_{42}^*) \eta_{mNC} \quad (4)$$

hence

$$\dot{H}_{42}^* = \dot{H}_{32}^* - \frac{(\dot{H}_{21}^* - \dot{H}_{11}^*)}{\eta_{mNC}} \quad (5)$$

where: P_{eSNC} , P_{eTNC} – effective power of: low-pressure compressor and turbine, \dot{H}_{32}^* – stream of enthalpy of the exhaust gas buildup at the outlet from the variable geometry vanes of the low-pressure compressor TNC, \dot{H}_{11}^* , \dot{H}_{21}^* – stream of enthalpy of the air buildup: in the intake cross-section and at the outlet from the low-pressure compressor SNC, η_{mNC} – mechanical efficiency of the low pressure impeller system.

Substituting dependence (5) to engine effective power formula (2) we obtain:

$$P_e = \left[\dot{H}_{32}^* - \dot{H}_{43}^* - \frac{(\dot{H}_{21}^* - \dot{H}_{11}^*)}{\eta_{mNC}} + \dot{H}_{AT3}^* \right] \cdot \eta_{mTN} \quad (6)$$

From the energy balancing for the low-pressure turbine variable geometry vanes it results that:

$$\dot{H}_{32}^* = \dot{H}_{41}^* + \dot{H}_{AT2}^* \quad (7)$$

where: \dot{H}_{41}^* – the stream of enthalpy of the exhaust gas buildup at the outlet from the high-pressure turbine impeller, \dot{H}_{AT2}^* – stream of enthalpy of the returning air buildup from

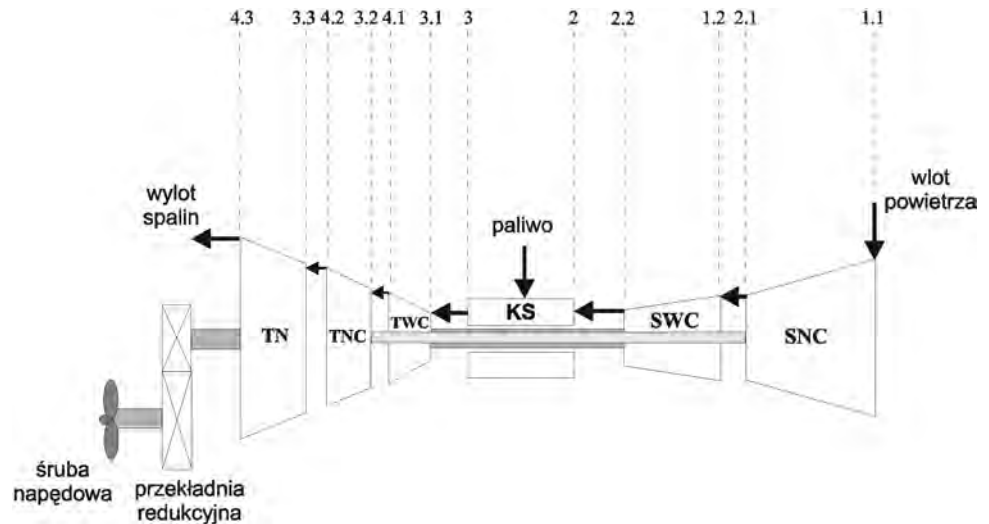


Fig. 3. Schematics of the marine turbine combustion engine with the control cross-sections of the flow section marked SNC, SWC – low-pressure compressor and high-pressure compressor, TWC, TNC, TN – high-pressure turbine, low-pressure turbine, drive turbine, KS – combustor

Rys. 3. Schemat ideowy okrętowego turbinowego silnika spalinowego z zaznaczonymi przekrojami kontrolnymi części przepływowej SNC, SWC – sprężarka odpowiednio: niskiego i wysokiego ciśnienia, TWC, TNC, TN – turbina odpowiednio: wysokiego, niskiego ciśnienia i napędowa, KS – komora spalania

techniczny jej poszczególnych elementów należy oceniać szczególnie wnikliwie. Stąd większość publikowanych prac z dziedziny diagnostyki turbinowych silników spalinowych poświęcona jest właśnie analizie zjawisk zachodzących w części przepływowej silnika [2, 3, 5, 6]. Na rysunku 3 przedstawiono schemat ideowy silnika trzywałowego o konstrukcji nawrotnej z zaznaczonymi przekrojami kontrolnymi części przepływowej.

Z bilansu energetycznego oddzielnej, nawrotnej turbiny napędowej silnika trzywałowego wynika, że w stanach pracy ustalonej suma strumieni entalpii spiętrzenia spalin napływających z wytwornicy i powracającego do obiegu powietrza chłodzącego (elementy mechanizmu nawrotu) zamieniona zostaje na moc efektywną przekazywaną na linię napędową okrętu, pomniejszoną o stratę energii w postaci strumienia entalpii spiętrzenia spalin wylotowych.

Zależność tę można zapisać w postaci wzoru (1), gdzie: \dot{H}_{42}^* – strumień entalpii spiętrzenia spalin na wyjściu z wytwornicy spalin, \dot{H}_{43}^* – strumień entalpii spiętrzenia spalin na wyjściu z silnika, \dot{H}_{AT3}^* – strumień entalpii spiętrzenia powracającego do obiegu powietrza z za SNC, chłodzącego wykonawcze elementy mechanizmu nawrotu TN, P_e – moc efektywna silnika na wale turbiny napędowej, η_{mTN} – sprawność mechaniczna wirnika turbiny napędowej.

Cechą charakterystyczną współcześnie produkowanych silników okrętowych jest znaczne rozbudowanie instalacji wewnętrznej powietrza chłodzącego elementy przepływowe w części turbinowej (gorącej) silnika. Przykładowo, dla najnowszego silnika trzywałowego firmy General Electric typu LM1600 prawie 24% strumienia masy powietrza przetłaczanego w sprężarkach doprowadzane jest do części turbinowej z pominięciem komory spalania [1, 9].

behind the high-pressure compressor (the air cooling the variable geometry vanes of the low pressure turbine).

Substituting dependence (7) to engine effective power formula (6) we obtain:

$$P_e = \left[\dot{H}_{41}^* - \dot{H}_{43}^* - \frac{(\dot{H}_{21}^* - \dot{H}_{11}^*)}{\eta_{mNC}} + \dot{H}_{AT2}^* + \dot{H}_{AT3}^* \right] \cdot \eta_{mTN} \quad (8)$$

From the energy balance of the high-pressure impeller system it results that:

$$P_{eSWC} = P_{eTWC} \cdot \eta_{mWC} \quad (9)$$

or

$$\dot{H}_{22}^* - \dot{H}_{12}^* = (\dot{H}_{31}^* + \dot{H}_{AT1}^* - \dot{H}_{41}^*) \eta_{mWC} \quad (10)$$

hence

$$\dot{H}_{41}^* = \dot{H}_{31}^* + \dot{H}_{AT1}^* - \frac{(\dot{H}_{22}^* - \dot{H}_{12}^*)}{\eta_{mWC}} \quad (11)$$

where: P_{eSWC} , P_{eTWC} – effective power of: high-pressure compressor and turbine, \dot{H}_{31}^* – stream of enthalpy of the exhaust gas buildup at the outlet from the variable geometry vanes in the high-pressure turbine, \dot{H}_{AT1}^* – stream of enthalpy of the returning air buildup from behind the high-pressure compressor (the air cooling the impeller vanes of the high pressure turbine), \dot{H}_{12}^* , \dot{H}_{22}^* – stream of enthalpy of the air buildup: in the intake and outlet cross-section of the high-pressure compressor, η_{mWC} – mechanical efficiency of the high-pressure impeller system.

Substituting dependence (11) to engine effective power formula (8) we obtain:

$$P_e = \left[\begin{array}{l} \dot{H}_{31}^* - \dot{H}_{43}^* - \frac{(\dot{H}_{22}^* - \dot{H}_{12}^*)}{\eta_{mWC}} + \\ - \frac{(\dot{H}_{21}^* - \dot{H}_{11}^*)}{\eta_{mNC}} + \dot{H}_{AT1}^* + \\ + \dot{H}_{AT2}^* + \dot{H}_{AT3}^* \end{array} \right] \cdot \eta_{mTN} \quad (12)$$

From the energy balancing for the high-pressure turbine variable geometry channel it results that:

$$\dot{H}_{31}^* = \dot{H}_3^* + \dot{H}_{A21}^* \quad (13)$$

where: \dot{H}_3^* – stream of enthalpy of the exhaust gas buildup at the outlet of the combustor, \dot{H}_{A21}^* – stream of enthalpy of the returning air buildup from behind the high-pressure compressor (the air cooling the variable geometry vanes of the high pressure turbine).

Substituting dependence (13) to engine effective power formula (12) we obtain:

Po przekształceniu wzoru (1) otrzymuje się zależność na moc efektywną silnika – wzór (2).

Tak więc na moc silnika ma wpływ przede wszystkim:

- spadek strumienia entalpii spiętrzenia spalin, w procesie rzeczywistego procesu rozprężania w turbinie napędowej,
- strumień entalpii spiętrzenia powietrza chłodzącego, powracającego do obiegu,
- sprawność mechaniczna wirnika turbiny napędowej.

Chcąc powiązać ze sobą parametry gazodynamiczne całego silnika, w sensie ich wpływu na moc wyjściową, należy zbilansować energetycznie zespoły wirnikowe wytworownicy spalin oraz komorę spalania.

Z bilansu energetycznego zespołu wirnikowego niskiego ciśnienia wynika wzór (3) lub (4), stąd (5), gdzie: P_{eSNC} , P_{eTNC} – moc efektywna odpowiednio: sprężarki i turbiny niskiego ciśnienia, \dot{H}_{32}^* – strumień entalpii spiętrzenia spalin na wyjściu z kierownicy TNC, \dot{H}_{11}^* , \dot{H}_{21}^* – strumień entalpii spiętrzenia powietrza, odpowiednio: w przekroju wejściowym silnika i na wyjściu z SNC, η_{mNC} – sprawność mechaniczna zespołu wirnikowego niskiego ciśnienia.

Podstawiając zależność (5) do wyrażenia na moc efektywną silnika (2), otrzymuje się (6).

Z bilansu energetycznego dla kierownicy turbiny niskiego ciśnienia wynika wzór (7), gdzie: \dot{H}_{41}^* – strumień entalpii spiętrzenia spalin na wyjściu z wirnika TWC, \dot{H}_{AT2}^* – strumień entalpii spiętrzenia powracającego do obiegu powietrza z za SWC, chłodzącego łopatki kierownicze TNC.

Podstawiając zależność (7) do wyrażenia na moc efektywną silnika (6), otrzymuje się wzór (8).

Z bilansu energetycznego zespołu wirnikowego wysokiego ciśnienia wynika – wzór (9) lub (10), stąd (11), gdzie: P_{eSWC} , P_{eTWC} – moc efektywna odpowiednio: sprężarki i turbiny wysokiego ciśnienia, \dot{H}_{31}^* – strumień entalpii spiętrzenia spalin na wyjściu z kierownicy TWC, \dot{H}_{AT1}^* – strumień entalpii spiętrzenia powracającego do obiegu powietrza z za SWC, chłodzącego łopatki wirnikowe TWC, \dot{H}_{12}^* , \dot{H}_{22}^* – strumień entalpii spiętrzenia powietrza, odpowiednio: w przekroju wejściowym i wyjściowym SWC, η_{mWC} – sprawność mechaniczna zespołu wirnikowego wysokiego ciśnienia.

Podstawiając zależność (11) do wyrażenia na moc efektywną silnika (8), otrzymuje się (12).

Z bilansu energetycznego dla kierownicy turbiny wysokiego ciśnienia wynika (13), gdzie: \dot{H}_3^* – strumień entalpii spiętrzenia spalin na wyjściu z komory spalania KS, \dot{H}_{A21}^* – strumień entalpii spiętrzenia powracającego do obiegu powietrza z za SWC, chłodzącego łopatki kierownicze TWC.

Podstawiając zależność (13) do wyrażenia na moc efektywną silnika (12), otrzymuje się (14) lub (15), gdzie: $\Delta\dot{H}_{TWC}^*(iz)$, $\Delta\dot{H}_{TNC}^*(iz)$, $\Delta\dot{H}_{TN}^*(iz)$ – izentropowe spadki entalpii spiętrzenia strumienia spalin odpowiednio w: TWC, TNC i TN, η_{eTWC}^* , η_{eTNC}^* , η_{eTN}^* , η_{eSWC}^* , η_{eSNC}^* – sprawności procesów rozprężania i sprężania czynnika roboczego w sprężarkach i turbinach silnika, wyrażone w parametrach

$$P_e = \left[\begin{array}{l} \dot{H}_3^* - \dot{H}_{43}^* - \frac{(\dot{H}_{22}^* - \dot{H}_{12}^*)}{\eta_{mWC}} \\ + \frac{(\dot{H}_{21}^* - \dot{H}_{11}^*)}{\eta_{mNC}} + \dot{H}_{A21}^* + \\ + \dot{H}_{AT1}^* + \dot{H}_{AT2}^* + \dot{H}_{AT3}^* \end{array} \right] \cdot \eta_{mTN} \quad (14)$$

or

$$P_e = \left[\begin{array}{l} \Delta \dot{H}_{TWC(iz)}^* \cdot \eta_{eTWC}^* + \Delta \dot{H}_{TNC(iz)}^* \cdot \eta_{eTNC}^* + \\ + \Delta \dot{H}_{TN(iz)}^* \cdot \eta_{eTN}^* - \frac{\dot{m}_{powSWC} \cdot I_{SWC(iz)}^*}{\eta_{eSWC}^* \cdot \eta_{mWC}} + \\ - \frac{\dot{m}_{powSNC} \cdot I_{SNC(iz)}^*}{\eta_{eSNC}^* \cdot \eta_{mNC}} + \dot{H}_{A21}^* + \dot{H}_{AT1}^* + \\ + \dot{H}_{AT2}^* + \dot{H}_{AT3}^* \end{array} \right] \cdot \eta_{mTN} \quad (15)$$

where: $\Delta \dot{H}_{TWC(iz)}^*$, $\Delta \dot{H}_{TNC(iz)}^*$, $\Delta \dot{H}_{TN(iz)}^*$ – isentropic drops of the enthalpy of the stream of exhaust buildup in: high-pressure turbine, low-pressure turbine and drive turbine, η_{eTWC}^* , η_{eTNC}^* , η_{eTN}^* , η_{eSWC}^* , η_{eSNC}^* – the efficiencies of the processes of compressing and decompressing of the working medium in the engine compressors and turbines expressed in the buildup parameters, $I_{SWC(iz)}^*$, $I_{SNC(iz)}^*$ – proper work of the isentropic process of compression in: high-pressure compressor and low-pressure compressor, \dot{m}_{powSWC} , \dot{m}_{powSNC} – stream of mass of the compressed air in: high-pressure compressor and low-pressure compressor.

After a conversion of expression (15) and taking into account the dependencies connecting its individual basic elements, the formula for the engine power output has the following form:

$$P_e = \left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{spalTWC} \cdot c_{pspalTWC} \cdot T_{31}^* \cdot \left(1 - \varepsilon_{TWC}^* \right) \cdot \eta_{eTWC}^* + \\ + \dot{m}_{spalTNC} \cdot c_{pspalTNC} \cdot T_{32}^* \cdot \left(1 - \varepsilon_{TNC}^* \right) \cdot \eta_{eTNC}^* + \\ + \dot{m}_{spalTN} \cdot c_{pspalTN} \cdot T_{33}^* \cdot \left(1 - \varepsilon_{TN}^* \right) \cdot \eta_{eTN}^* - \\ \frac{\dot{m}_{powSNC} \cdot c_{ppowSNC} \cdot T_{11}^* \cdot \left(\pi_{SNC}^{m_{SNC}} - 1 \right)}{\eta_{eSNC}^* \cdot \eta_{mNC}} - \\ \frac{\dot{m}_{powSWC} \cdot c_{ppowSWC} \cdot T_{12}^* \cdot \left(\pi_{SWC}^{m_{SWC}} - 1 \right)}{\eta_{eSWC}^* \cdot \eta_{mWC}} + \\ + \dot{m}_{powSNC} \cdot \left[\begin{array}{l} c_{ppowS} \cdot T_{22}^* \cdot (A21 + AT1 + AT2) + \\ + c_{ppowSNC} \cdot T_{21}^* \cdot AT3 \end{array} \right] \end{array} \right\} \cdot \eta_{mTN} \quad (16)$$

where: $c_{pspalTWC}$, $c_{pspalTNC}$, $c_{pspalTN}$, $c_{ppowSNC}$, $c_{ppowSWC}$, c_{ppowS} – mean specific heat in the range of isentropic processes of compression and decompression of the working medium in: high-pressure turbine, low-pressure turbine, drive turbine, low-pressure compressor, high-pressure compressor and both compressors, $\dot{m}_{spalTWC}$, $\dot{m}_{spalTNC}$, \dot{m}_{spalTN}

spiętrzenia, $I_{SWC(iz)}^*$, $I_{SNC(iz)}^*$ – praca właściwa izentropowego procesu sprężania odpowiednio w: SWC i SNC, \dot{m}_{powSWC} , \dot{m}_{powSNC} – strumień masy powietrza sprężanego odpowiednio w: SWC i SNC.

Po przekształceniu wyrażenia (15) i uwzględnieniu zależności wiążących jego poszczególne człony podstawowe, wzór na moc obliczeniową silnika przyjął postać (16), gdzie: $c_{pspalTWC}$, $c_{pspalTNC}$, $c_{pspalTN}$, $c_{ppowSNC}$, $c_{ppowSWC}$, c_{ppowS} – średnie ciepła właściwe spalin rzeczywistych i powietrza w zakresie izentropowych procesów rozprężania i sprężania czynnika roboczego odpowiednio w: TWC, TNC, TN, SNC, SWC i obu sprężarkach, $\dot{m}_{spalTWC}$, $\dot{m}_{spalTNC}$, \dot{m}_{spalTN} – strumień masy spalin rozprężanych odpowiednio w: TWC, TNC i TN, m_{TWC} , m_{TNC} , m_{TN} , m_{SNC} , m_{SWC} – umowny wykładnik potęgowy równy $(\chi - 1)/\chi$ dla zakresów temperaturowych poszczególnych zespołów wirnikowych, ε_{TWC}^* , ε_{TNC}^* , ε_{TN}^* – stosunek ciśnień w turbinie odpowiednio: TWC, TNC i TN, π_{SWC} , π_{SNC} – spręż sprężarki odpowiednio: SWC i SNC, T_{31}^* , T_{32}^* , T_{33}^* , T_{11}^* , T_{12}^* , T_{21}^* , T_{22}^* – temperatury bezwzględne spiętrzonego strumienia czynnika roboczego w przekrojach kontrolnych silnika, A21, AT1, AT2, AT3 – względne udziały masowe powracającego do obiegu strumienia powietrza chłodzącego łopatki turbin i mechanizm nawrotu oddzielnej turbiny napędowej.

Z formuły (16) opisującej zależność mocy trzywałowego silnika turbinowego z oddzielną turbiną napędową można wyciągnąć następujące, ogólne wnioski, które w sposób logiczny porządkują zagadnienie diagnozowania części przepływowej: moc efektywna uzyskiwana na wale wyjściowym silnika jest funkcją:

- strumienia masy czynnika roboczego, zdeterminowanego przede wszystkim doskonałością kształtu i stanem powierzchni kanałów przepływowych, a także stanem kanałów transportujących powietrze chłodzące do części turbinowej z pominięciem komory spalania,
- średniego ciepła właściwego powietrza i spalin, a więc składu spalin i rozkładu temperatury wzdłuż części przepływowej silnika,
- efektywności maszyn wirnikowych, które odzwierciedlają doskonałość procesów przekształcania energii w sprężarkach i turbinach.

3. Charakterystyka energetyczna części przepływowej

W procesie eksploatacji silnika okrętowego przeprowadza się systematyczną ocenę stanu technicznego według analizy trendów zmian charakterystyki energetycznej jego części przepływowej – rys. 4 [7, 8]. Stanowi ona rozkład strumienia entalpii czynnika roboczego wzdłuż kanału przepływowego $\dot{H}_{x-x}^* = f(L)$, który jest sporządzony na podstawie bilansowania energetycznego poszczególnych maszyn przepływowych dla ustalonego zakresu obciążenia, najczęściej dla $1.0 P_{nom}$. Określany w wyniku badań eksperymentalnych tzw. stopień rozwarstwienia charakterystyki energetycznej w poszczególnych przekrojach kontrolnych silnika $x-x$ wyznacza miarę

– stream of mass of the decompressed exhaust in: high-pressure turbine, low-pressure turbine and drive turbine, $m_{TWC}, m_{TNC}, m_{TN}, m_{SNC}, m_{SWC}$ – arbitrary power index equal to $(\alpha - 1)\alpha$ for temperature ranges of the individual impeller systems, $\varepsilon_{TWC}^*, \varepsilon_{TNC}^*, \varepsilon_{TN}^*$ – ratio of pressures in the turbine: high-pressure turbine, low-pressure turbine and drive turbine, π_{SWC}^*, π_{SNC}^* – compression of the compressor of: high-pressure compressor and low-pressure compressor, $T_{31}^*, T_{32}^*, T_{33}^*, T_{11}^*, T_{12}^*, T_{21}^*, T_{22}^*$ – absolute temperatures of the built-up working medium in the control cross-sections of the engine, A21, AT1, AT2, AT3 – relative mass shares of the returning air stream that cools the turbine vanes and the returning mechanism of the separate drive turbine.

From formula (16) describing the dependence of the power of the tri-shaft turbine engine with a separate drive turbine we can draw the following general conclusions that logically sort out the issue of diagnosing of the flow section of the engine: the effective power measured on the engine shaft is a function of:

- the stream of mass of the working medium, determined by the perfection of the shape and condition of the flow channel walls as well as the condition of the channels transporting the cooling air to the turbine section omitting the combustor;
- mean specific heat of the air and exhaust gases, hence the composition of the exhaust and temperature distribution along the flow section of the engine;
- effective impeller machine efficiencies that reflect the perfection of the processes of energy conversion in compressors and turbines.

3. Energy characteristics of the flow section of the engine

In the process of marine engine operation a regular evaluation of the technical condition is carried out following the analysis of the trends in the changes of the energy characteristics of its flow section – Fig. 4 [7, 8]. It is the distribution of the stream of enthalpy of the working medium along the flow channel $\dot{H}_{X-X}^* = f(L)$ that is made based on the energy balance of the individual flow machines for a set range of loads, most frequently for 1.0 P_{nom} . The level of delamination of the energy characteristics in individual control sections of the engine $x-x$ determined in experimental research sets out the measure of the generalized diagnostic parameter calculated from the dependence:

$$\Delta \dot{H}_{X-X}^* = \dot{H}_{X-X(pom)}^* - \dot{H}_{X-X(o)}^* \quad (17)$$

Based on the above we can characterize the tested engine in terms of the consequence

uogólnionego parametru diagnostycznego obliczanego z zależności (17).

Na tej podstawie można scharakteryzować badany silnik pod wpływem konsekwencji zmian stanu technicznego części przepływowej, wskutek jej zanieczyszczenia lub zużycia, na rozdział dysponowanego spadku entalpii na turbiny silnika oraz moc na wale wyjściowym.

Charakterystyka energetyczna części przepływowej, zaprezentowana na rys. 4, wykonana została na podstawie wyników badań eksperymentalnych seryjnego silnika Zarya typu UGT600, w ramach prób ruchowych okrętu w morzu. Pomiary parametrów gazodynamicznych przeprowadzono w dwóch stanach silnika różnych od siebie: przed i po myciu części przepływowej.

Analiza porównawcza obliczonych rozkładów zmian strumienia entalpii czynnika roboczego dla silnika fabrycznie nowego i tego samego silnika w dwóch rozpatrywanych stanach części przepływowej potwierdziła szczególną wrażliwość wielostopniowych sprężarek osiowych na wzrost chropowatości powierzchni bardzo zanieczyszczonych kanałów międzyłopatkowych. Względne zmiany strumienia entalpii w części sprę-

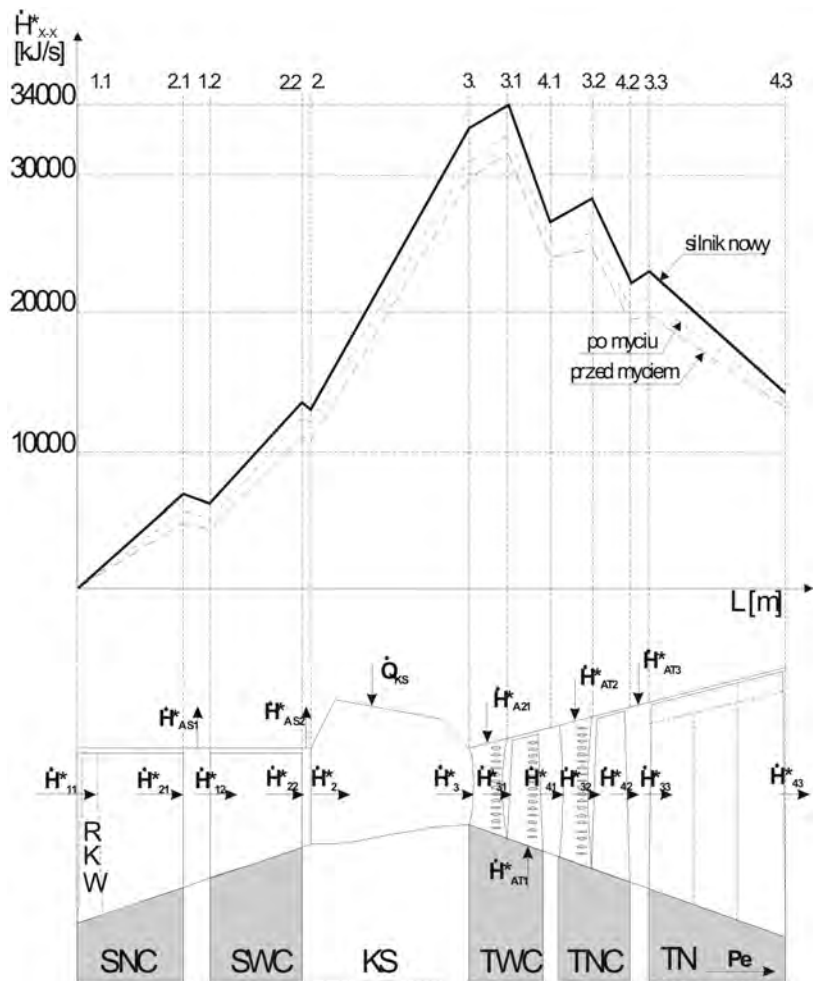


Fig. 4. Schematics of the flow section of the Zorya UGT6000 engine with the distribution of the stream of enthalpy of the working medium in the characteristic control cross-sections
Rys. 4. Schemat ideowy części przepływowej silnika Zorya UGT6000 z rozkładem strumienia entalpii czynnika roboczego w charakterystycznych przekrojach kontrolnych

of changes of the technical conditions of its flow section as a result of its contamination or wear on the distribution of the decrease of enthalpy in the engine turbines and the influence on the power output measured on the shaft.

The energy characteristics of the flow section presented in Fig. 4 has been performed based on the results of experimental research of a serially manufactured Zarya UGT600 engine during the marine vessel trials at sea. The measurements of the gas-dynamic parameters were performed in two different engine states: before and after cleaning of the flow section of the engine.

The comparative analysis of the calculated distributions of the changes of the stream of enthalpy of the working medium for a brand new engine analyzed in two different states of the flow section has confirmed the sensitivity of the multistage axial compressors to the roughness of the surface of highly contaminated intervane channels. The relative changes in the stream of enthalpy in the compressor section are almost twice as high in comparison to the turbine section.

According to the nature of the distribution of the decrease of enthalpy onto individual engine turbines, in case of deviation from the operating parameters as a result of contamination of the flow section, the greatest decrease in power takes place on the separate drive turbine (power output) and the smallest on the high-pressure turbine. The drop of the relative value of power of the high-pressure turbine was 4.47%, low-pressure turbine – 4.88% and the separate drive turbine – 5.62%. We may expect that at engine part loads these drops will be much greater, definitely deteriorating the engine performance and efficiency.

4. Conclusions

The here proposed method of engine diagnostics according to the nature of the changes of the stream of enthalpy of the working medium along the flow section of the engine enables qualitative and quantitative identification of the technical condition of individual machines.

In order to validate the obtained measurement results, perform calculations of the basic energy-related parameters of the engine and obtain information on the quality of the flow section cleaning process endoscopic investigations have been carried out twice. It revealed a fairly good effectiveness of the flow channel cleaning thus confirming the changes in the technical conditions of the vane profiles and their consequence in the form of recorded deformations (delamination) of the energy-related characteristics of the flow section of the engine.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Zbigniew Korczewski, DSc., DEng. – professor in the Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology at Gdansk University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Zbigniew Korczewski – profesor na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej.

e-mail: z.korczewski@gmail.com



zarkowej są prawie dwukrotnie większe niż w części turbinowej.

Zgodnie z charakterem rozdziału dysponowanego spadku entalpii na poszczególne turbiny silnika, w przypadku odchylenia od obliczeniowych parametrów pracy wskutek zanieczyszczenia części przepływowej, największy spadek mocy następuje na oddzielnej turbinie napędowej (mocy silnika), zaś najmniejszy na turbinie wysokiego ciśnienia. Spadek względnej wartości mocy turbiny wysokiego ciśnienia wynosił 4,47%, turbiny niskiego ciśnienia – 4,88%, a oddzielnej turbiny napędowej – 5,62%. Można oczekiwać, że na obciążeniach częściowych silnika spadki te będą znacznie większe, pogarszając w zdecydowany sposób osiągi i sprawność silnika.

4. Podsumowanie

Zaproponowany w artykule sposób diagnozowania silnika według charakteru zmian rozkładu strumienia entalpii czynnika roboczego wzdłuż kanału przepływowego umożliwia identyfikację stanu technicznego poszczególnych maszyn pod względem ilościowym i jakościowym.

W celu weryfikacji otrzymanych wyników pomiarowych oraz przeprowadzonych obliczeń podstawowych parametrów energetycznych silnika, a także uzyskania informacji o jakości przeprowadzonego mycia części przepływowej przeprowadzono dwukrotne badanie endoskopowe. Wykazało ono dobrą skuteczność oczyszczania kanałów przepływowych, potwierdzając zmiany stanu technicznego profili łopatkowych i ich konsekwencje w postaci zarejestrowanych deformacji (rozwarstwienia) charakterystyki energetycznej części przepływowej silnika.

Bibliography/Literatura

- [1] Balicki W., Korczewski Z., Szczeciński S.: Obszary zastosowań i tendencje rozwojowe turbinowych silników spalinowych. *Silniki Spalinowe* nr 3(130)/2007, s. 3-15.
- [2] Balicki W.: Wpływ warunków i zakresów pracy oraz cech termodynamiczno-przepływowych turbinowych silników odrzutowych na informację diagnostyczną. WAT, Warszawa 1997.
- [3] Błachnio J., Bogdan M.: A non-destructive method to assess a degree of overheating of gas turbine blades. *Journal of Polish CIMAC. Diagnosis, Reliability and Safety. Vol.2 No. 2. 2007.*
- [4] Cohen H., Rogers G.F.C., Saravanamuttur H.I.H.: *Gas turbine theory.* Longman Scientific & Technical, New York 1987.
- [5] Ferrie J.: *The Rolls-Royce Spey marine gas turbine,* Transactions IMarE, Vol 102, part 5, England 1990.
- [6] Hardin J.R. and others.: *A gas turbine condition – monitoring system.* *Naval Engineers Journal,* November, USA 1995.
- [7] Korczewski Z.: *Metoda diagnozowania części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego w eksploatacji.* AMW, Gdynia 1992.
- [8] Korczewski Z.: *Identyfikacja procesów gazodynamicznych w zespole sprężarkowym okrętowego turbinowego silnika spalinowego dla potrzeb diagnostyki.* Monografia. AMW, Gdynia 1999.
- [9] *Dokumentacja techniczna i eksploatacyjna okrętowych turbinowych silników spalinowych Zorya typu UGT, General Electric typu LM2500 i LM1600.*

Comparison of energy efficiency of vehicles powered by different fuels

The comparison of operating fuel consumption in a selected certification test is the most popular method of assessing energy efficiency of vehicles. Operating conditions are defined with the use of a velocity profile, usually for only two categories: urban and extra urban driving. Problems arising from such a practice are discussed with the use of the analysis of operating fuel consumption calculated for selected traffic conditions in Gdansk and in its suburbs for vehicles with diesel and gasoline engines. The paper presents a new method of comparing energy efficiency of vehicles powered by different fuels, which allows to perform the analysis on the basis of one drive in a regular city traffic when basic parameters of the engine and the vehicle are recorded.

Key words: energy efficiency of vehicle, operating fuel consumption, vehicle operating conditions

Porównanie efektywności energetycznej pojazdów samochodowych zasilanych różnymi paliwami

Najpopularniejsza metoda oceny efektywności energetycznej pojazdów samochodowych polega na porównywaniu przebiegowego zużycia paliwa osiągniętego w warunkach wybranego testu homologacyjnego. Warunki eksploatacji, zdefiniowane za pomocą przebiegów prędkości w czasie, dotyczą najczęściej tylko dwóch kategorii: jazdy miejskiej i pozamiejskiej. Problemy wynikające z takiego sposobu postępowania omówiono na przykładzie analizy przebiegowego zużycia paliwa w wybranych warunkach ruchu na terenie Gdańska i okolic dla pojazdów z silnikami ZS i ZI. W artykule przedstawiono nową metodę porównywania efektywności energetycznej pojazdów zasilanych różnymi paliwami, która umożliwia wykonanie analizy na podstawie jednego przejazdu w warunkach regularnego ruchu miejskiego z rejestracją podstawowych parametrów pracy silnika i pojazdu.

Słowa kluczowe: efektywność energetyczna pojazdu samochodowego, przebiegowe zużycie paliwa, warunki eksploatacji pojazdu

1. Introduction

Increasing requirements for reducing emissions of toxic compounds and carbon dioxide into the atmosphere and consequently also the energy consumption by vehicles result in growing interest in methods allowing to evaluate and compare energy efficiency of vehicles [1, 2, 3, 10, 12, 13, 14, 16]. The most popular method of assessing energy efficiency of cars and trucks is determining operating fuel consumption or carbon dioxide emissions in the conditions of a selected certification test. Such an analysis is typically performed in a laboratory with a chassis dynamometer and with the use of standardized equipment and procedures. The legitimacy of such a procedure is determined by the need to ensure reproducible testing conditions. The European test NEDC consists of two parts: the urban one UDC (Urban Driving Cycle) and the extra urban one EUDC (Extra Urban Driving Cycle). It is assumed that those tests reproduce typical traffic conditions in the city or outside the city, which have been identified by testing the actual traffic. Although the NEDC velocity profile was developed in the 60's, it is still used by car manufacturers as the standard operating conditions encountered on European roads. The UDC test is used to determine operating fuel consumption during city driving, and EUDC test is used to determine the consumption for driving outside the city [2, 16]. However, it needs to be noted that the results of such tests may not be representative for today's traffic conditions and the observed differences in operating fuel consumption reach large values [2, 7, 8,

1. Wprowadzenie

Zwiększające się wymagania w zakresie ograniczenia emisji związków toksycznych i dwutlenku węgla do atmosfery, a w następstwie również zużycia energii przez pojazdy samochodowe intensyfikują zainteresowanie metodami pozwalającymi oceniać i porównywać efektywność energetyczną pojazdów samochodowych [1, 2, 3, 10, 12, 13, 14, 16]. Najpopularniejszą metodą oceny efektywności energetycznej samochodów osobowych i dostawczych jest określenie przebiegowego zużycia paliwa lub emisji dwutlenku węgla w warunkach wybranego homologacyjnego testu jezdny. Badanie takie wykonywane jest w laboratorium z hamownią podwoziową z użyciem znormalizowanych urządzeń i procedur badawczych [3, 13]. Zasadność takiego postępowania uwarunkowana jest koniecznością zapewnienia powtarzalnych warunków badań. Europejski test jezdny NEDC składa się z dwóch części: miejskiej UDC (Urban Driving Cycle) oraz pozamiejskiej EUDC (Extra Urban Driving Cycle). Powyższe testy mają w założeniach odwzorowywać typowe warunki ruchu pojazdów w mieście lub poza miastem, które rozpoznano w drodze badań rzeczywistego ruchu drogowego. Mimo że przebieg prędkości w czasie dla testu NEDC opracowano w latach 60., to nadal jest on przez producentów samochodów wykorzystywany jako wzorzec warunków eksploatacji spotykanych na europejskich drogach. Test UDC służy do wyznaczenia przebiegowego zużycia paliwa podczas jazdy w mieście, a test EUDC podczas jazdy poza miastem [2, 16]. Dla współczesnych warunków ruchu wyniki

14, 16]. The results of certification tests are also the most popular method of assessing energy efficiency of vehicles (which consists in comparing operating fuel consumption of tested vehicles). Problems arising from such a procedure are discussed by way of an analysis of operating fuel consumption calculated for selected traffic conditions in the city of Gdansk and in its suburbs. These traffic conditions were recorded in regular traffic and then used in a simulation study. A computer simulation allows for the use of the same velocity profile for the tested vehicles. The simulation results have been calculated for two configurations of the powertrain, i.e. a CI engine and a SI engine. The data obtained from the simulation were subsequently compared with the results of certification tests provided by the vehicle manufacturer.

2. Model of the vehicle propulsion system

The simulation model of the vehicle powertrain system (Fig. 1) used in the present paper has been developed at the Mechanical Engineering Faculty of Gdansk University of Technology [4, 5, 11]. This model was created using the Bond Graph method (BG) and the State Equations (SE) [4, 5], which allows to model elements of different physical nature. This is very important in the analysis of energy systems of complex and diverse physical nature, as is the case with vehicles with a classic or hybrid powertrain.

The first element of the vehicle powertrain system (Fig. 1) is the fuel tank **ZP** from which the fuel mass flow rate G_e with a calorific value W_d is supplied to the engine **S**. In the given powertrain system, the engine model **S** is linked to the model of motion resistance by manual transmission **PW**, main transmission **PG** and the wheels **K**. Dissipative forces result from rolling resistance R_r , air drag R_p and braking resistance R_H . Two energy accumulators have been selected i.e. the kinetic energy in the form of reduced mass m_{zj} and the potential energy in the form of height H , at which the vehicle was located. The introduction of energy-modulated transmitter **PEW** resulted from the adoption of different axes for forces parallel to the road and gravitational forces which determine the potential energy. The internal combustion engine in the vehicle powertrain model was treated as a "black box", the fuel mass flow rate is determined by the approximation of

takich testów mogą jednak nie być reprezentatywne, a obserwowane różnice w przebiegowym zużyciu paliwa osiągają duże wartości [2, 7, 8, 14, 16]. Wyniki badań homologacyjnych stanowią jednocześnie podstawową metodę oceny efektywności energetycznej pojazdów samochodowych, która polega na porównywaniu uzyskanego w teście przebiegowego zużycia paliwa. Problemy wynikające z takiego sposobu postępowania omówiono na przykładzie analizy przebiegowego zużycia paliwa w wybranych warunkach ruchu pojazdów na terenie Gdańska i terenach podmiejskich. Przedstawiono wyniki badań symulacyjnych wybranego pojazdu dla dwóch konfiguracji układu napędowego: wyposażonego w silnik ZI oraz ZS. Badania przeprowadzono dla warunków ruchu zarejestrowanych w regularnym ruchu. Wykorzystanie metody symulacji komputerowej daje możliwość wielokrotnego użycia tego samego przebiegu prędkości podczas badań różnych pojazdów. W warunkach drogowych odtworzenie dokładnie takiego samego przejazdu nie jest możliwe. Uzyskane wyniki porównano z rezultatami testów homologacyjnych prezentowanymi przez producenta pojazdu.

2. Model układu napędowego pojazdu

W badaniach symulacyjnych wykorzystano model układu napędowego pojazdu (rys. 1) opracowany na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej [4, 5, 11]. Model ten wykonano z użyciem metody Grafów Wiązań (GW) i Równań Stanu (RS) [4, 5], która daje możliwość modelowania elementów o różnej naturze fizycznej. Jest to bardzo istotne przy analizie energetycznej systemów o złożonej i zróżnicowanej strukturze energetycznej, np. w odniesieniu do pojazdów samochodowych z klasycznym lub hybrydowym układem napędowym.

Pierwszym elementem modelu układu napędowego pojazdu (rys. 1) jest zbiornik paliwa **ZP**, z którego strumień masy paliwa G_e o wartości opałowej W_d jest dostarczany do silnika **S**. W przyjętym układzie napędowym powiązanie modelu silnika **S** oraz modelu oporów ruchu następuje przez przekładnię wybieralną **PW**, przekładnię główną **PG** oraz koła jezdne **K**. Siły dysypacyjne związane są z oporami toczenia R_t , oporami powietrza R_p oraz oporami hamowa-

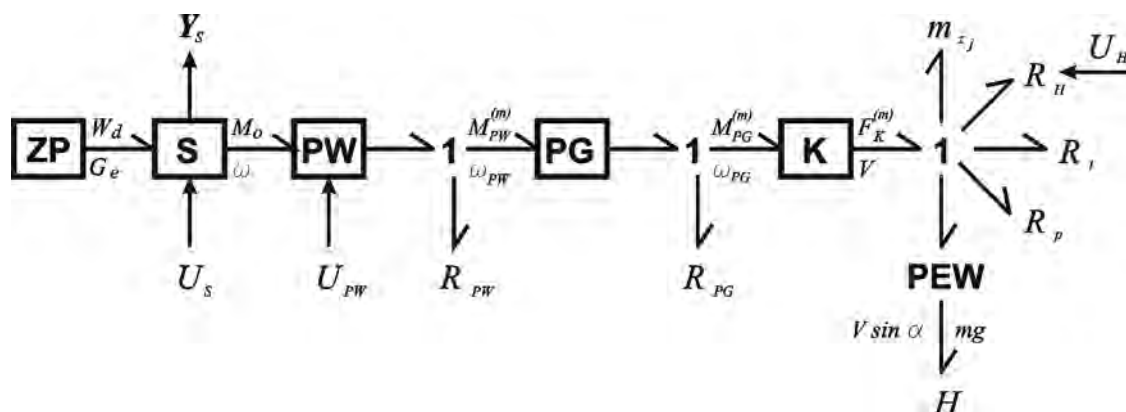


Fig. 1. Vehicle's propulsion system model in BG form [4]

Rys. 1. Model układu napędowego pojazdu w formie GW [4]

the quantities measured in steady states. However, the use of static characteristics for modeling the fuel mass flow rate in transient states can lead to some errors.

In the present study the model of the vehicle Fiat Stilo for two powertrain configurations (equipped with a compression ignition engine (CI) and a spark ignition engine (SI)) has been used. Selected parameters of the modeled vehicle have been shown in Tab. 1. According to the data provided by the manufacturer of the vehicle, Fiat Stilo with a diesel

nia R_H . Wyodrębniono dwa akumulatory energii związane z siłami zachowawczymi: energii kinetycznej w postaci zredukowanej masy m_{zi} oraz energii potencjalnej w postaci wysokości H , na której znajduje się pojazd. Wprowadzenie modulowanego przetwornika energii PEW wynikało z przyjęcia różnych osi dla sił równoległych do drogi i sił grawitacji określających energię potencjalną. Silnik spaliny w modelu układu napędowego pojazdu potraktowano jak „czarną skrzynkę”, masowy strumień paliwa określany

Table 1. Selected parameters of the vehicle used in tests
Tabela 1. Wybrane parametry pojazdu wykorzystane w badaniach

Name of parameter/ nazwa parametru		Value of parameter/wartość parametru	
		Fiat Stilo 1,9 JTD (CI/ZS)	Fiat Stilo 1,6 (SI/ZI)
Fuel type/rodzaj paliwa		diesel (ON)	gasoline (ET)
Fuel density/gęstość paliwa	[kg/dm ³]	0.835	0.705
Vehicle's mass/masa samochodu	[kg]	1375	1245
Year of production/rok produkcji		2002	2002
Emission standard/standard emisji spalin		Euro 3	Euro 3
Engine's displacement/objętość skokowa silnika	[dm ³]	1910	1581
Engine's maximum power/moc maksymalna silnika	[kW]	78	76
Engine's maximum torque/maksymalny moment obrotowy silnika	[N·m]	270	146
Final drive ratio/przełożenie przekładni głównej	[-]	2.85	3.73
1 st gear ratio/przełożenie na 1. biegu	[-]	3.91	3.91
5 th gear ratio/przełożenie na 5. biegu	[-]	0.77	0.9

engine weighs 130 kg more than the same version of Fiat Stilo with a gasoline engine. This situation is typical for this class of vehicles, because the diesel engine generally has a larger engine displacement and additional equipment such as the turbocharger, the supply-air cooling system, soundproofing materials, engine and fuel filters of a higher weight. The model of the powertrain system of the vehicle in question uses the universal characteristics of the specific fuel consumption obtained from the manufacturer of the engine:

$$g_e = \frac{G_e}{\omega \cdot M_o} \quad (1)$$

where: G_e – fuel mass flow rate, ω – angular velocity of the crankshaft, M_o – engine torque.

Figures 2 and 3 depict the characteristics of specific fuel consumption of engine powered by diesel fuel and gasoline.

3. Comparison of operating fuel consumption for selected tests

For the purpose of the present analysis five drives in the regular traffic in Gdansk, on a highway and outside the city have been selected. Randomly chosen vehicle was tracked by the test vehicle in order to limit any influence of the test driver's individual driving style on the test results [12]. Selected drives were considered representative of the following conditions:

jest na podstawie aproksymacji wielkości mierzonych w warunkach statycznych. Wykorzystanie charakterystyk statycznych do modelowania masowego strumienia paliwa w warunkach dynamicznych może natomiast prowadzić do powstania pewnych błędów.

W pracy wykorzystano model pojazdu Fiat Stilo dla dwóch konfiguracji układu napędowego: wyposażonego w silnik o zapłonie samoczynnym (ZS) oraz zapłonie iskrowym (ZI). Wybrane parametry modelowanego pojazdu przedstawiono w tab. 1. Zgodnie z danymi dostarczonymi przez

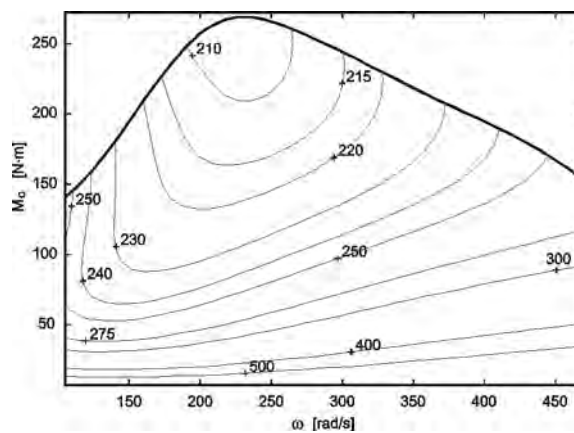


Fig. 2. Characteristics of specific fuel consumption (1) of CI engine [g/(kW·h)]

Rys. 2. Charakterystyka jednostkowego zużycia paliwa (1) silnika ZS [g/(kW·h)]

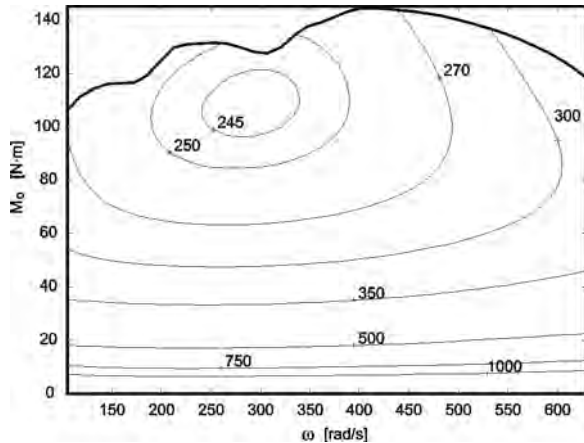


Fig. 3. Characteristics of specific fuel consumption (l) of SI engine
[g/(kW·h)]

Rys. 3. Charakterystyka jednostkowego zużycia paliwa (l) silnika ZI
[g/(kW·h)]

- driving the main thoroughfare of the city (city center) – Fig. 4, the route for heavy traffic conditions; the reported results refer to the conditions most similar to the average ones obtained in 42 drives on weekdays, implemented in the following hourly intervals: {600 – 900; 900 – 1200; 1200 – 1500; 1500 – 1800; 1800 – 2100; 2100 – 600},
- driving in a traffic jam (traffic jam) – Fig. 5, the route with frequent stops forced by restrictions on movement; the drive was classified in this way, if the average speed was less than 20 km/h,– dynamic driving in the city (dynamic driving) – Fig. 6, the route with frequent stops forced by traffic lights, a dynamic driving style; driving style was classified as dynamic, if the average torque in the drive mode was greater than that set for driving the main thoroughfare of the city by at least 50%,
- outside the city driving (outside the city) – Fig. 7, the route located outside the city with few stops, the drive was classified as outside the city driving, if the average speed was greater than 50 km/h,
- driving on the highway (highway) – Fig. 8; the drive was classified as driving on the highway, if the average speed was greater than 80 km/h.

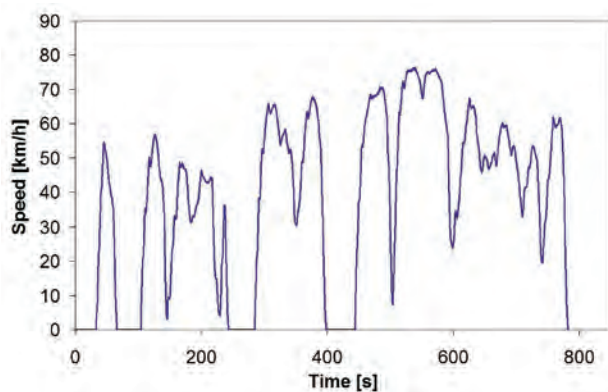


Fig. 4. Driving the main thoroughfare of the city (city center)

Rys. 4. Jazda główną arterią komunikacyjną miasta (centrum miasta)

producenta pojazd z silnikiem ZS ma masę o 130 kg większą od pojazdu z silnikiem ZI (w tej samej wersji wyposażenia). Jest to sytuacja typowa dla pojazdów tej klasy, gdyż silnik ZS z reguły ma większą objętość skokową oraz dodatkowe wyposażenie w postaci turbosprężarki, systemu chłodzenia powietrza zasilającego, materiałów wygłuszających pracę silnika i filtrów paliwa o zwiększonej masie. Do wykonania modelu układu napędowego rozważanego pojazdu wykonano charakterystyki ogólne jednostkowego zużycia paliwa uzyskane od producenta silników – wzór (1), gdzie: G_c – strumień masy paliwa, ω – prędkość kątowna wału korbowego silnika, M_o – moment obrotowy silnika.

Na rysunkach 2 i 3 przedstawiono odpowiednio charakterystyki jednostkowego zużycia paliwa silnika zasilanego olejem napędowym i benzyną.

3. Porównywanie przebiegowego zużycia paliwa w warunkach wybranych testów

Do analizy wybrano 5 przejazdów wykonanych w regularnym ruchu na terenie Gdańska, obwodnicy Trójmiasta i drodze podmiejskiej. W czasie wykonywania przejazdów losowo wybierano pojazd, który był „śledzony” przez pojazd testowy w celu ograniczenia wpływu indywidualnego stylu jazdy kierowcy testowego na wyniki próby [12]. Wybrane przejazdy uznano za reprezentatywne dla następujących warunków:

- jazda główną arterią komunikacyjną miasta (centrum miasta) – rys. 4, trasą o dużym natężeniu ruchu; przedstawione wyniki dotyczą warunków najbardziej zbliżonych do przeciętnych uzyskanych w 42 przejazdach w dni robocze, realizowanych w następujących przedziałach godzinowych: {600 – 900; 900 – 1200; 1200 – 1500; 1500 – 1800; 1800 – 2100; 2100 – 600},
- jazda w mieście w korku (korek) – rys. 5, trasą o częstych zatrzymaniach wymuszonych utrudnieniami w ruchu; przejazd klasyfikowano w ten sposób, jeżeli średnia prędkość jazdy była mniejsza niż 20 km/h,
- jazda dynamiczna w mieście (jazda dynamiczna) – rys. 6, trasą o częstych zatrzymaniach wymuszonych sygnalizacją świetlną przy dynamicznym stylu jazdy kierowcy; styl jazdy kierowcy klasyfikowano jako dynamiczny, jeżeli średni moment obrotowy silnika w fazie napędowej był większy

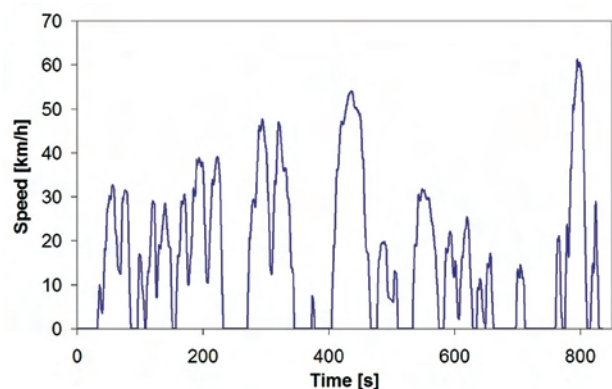


Fig. 5. Driving in a traffic jam (traffic jam)

Rys. 5. Jazda w mieście w korku (korek)

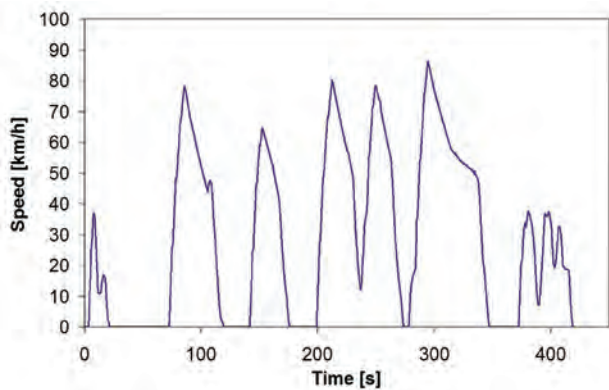


Fig. 6. Dynamic driving in the city (dynamic driving)
Rys. 6. Jazda dynamiczna w mieście (jazda dynamiczna)

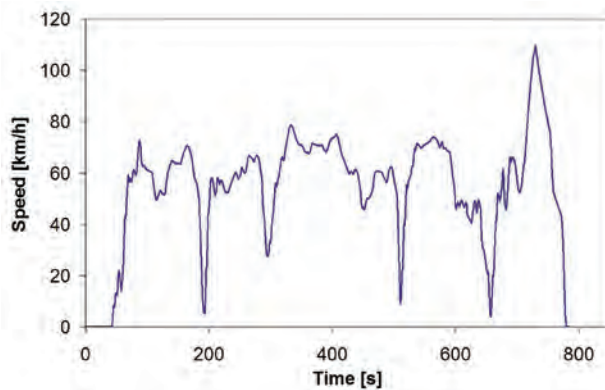


Fig. 7. Outside the city driving (outside the city)
Rys. 7. Jazda po drodze pozamiejskiej (poza miastem)

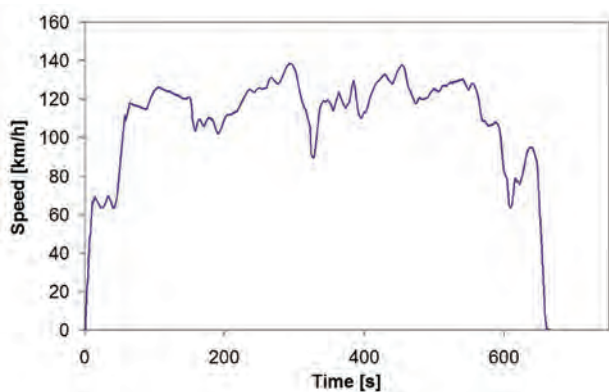


Fig. 8. Driving on the highway (highway)
Rys. 8. Jazda po drodze szybkiego ruchu (autostrada)

The analyses for the aforementioned driving conditions (Fig. 4 – 8) have been performed with the use of the model of the vehicle powertrain system (Fig. 1). The results of these analyses are fuel mass flow rate supplied to the engine and operating fuel consumption:

$$Q = \frac{1}{\rho_{\text{pal}} \cdot L} \int_0^{t_c} G_e dt \quad (2)$$

where: ρ_{pal} – fuel density, t_c – measurement cycle time, L – total distance travelled by the vehicle during the measurement cycle.

Figures 9 and 10 present examples of the fuel mass flow rate calculated for driving in a traffic jam, for the CI engine and the SI engine, respectively.

On the basis of simulation results, operating fuel consumption (expressed in cubic decimetres of diesel fuel (Q_{ZS}) or gasoline (Q_{ZI})) used to travel 100 km has been calculated. This form of presentation of the results is preferred by vehicle users and manufacturers. Table 2 shows the results of numerical simulation and the certification test results provided by the vehicle's manufacturers together with the average driving speed in the individual tests (V_{sr}). Due to the lower calorific value per volumetric unit of gasoline as compared to the diesel fuel (approx. 15%) the operating energy consumption

niz wyznaczony dla przeciętnych warunków jazdy główną arterią komunikacyjną miasta o co najmniej 50%,
– jazda po drodze pozamiejskiej (poza miastem) – rys. 7, trasą położoną poza granicami miasta o nielicznych zatrzymaniach; przejazd klasyfikowano w ten sposób, jeżeli średnia prędkość jazdy była większa niż 50 km/h,
– jazda po drodze szybkiego ruchu (autostrada) – rys. 8; przejazd klasyfikowano w ten sposób, jeżeli średnia prędkość jazdy była większa niż 80 km/h.

Wykorzystując model układu napędowego pojazdu (rys. 1) przeprowadzono badania w warunkach opisanych powyżej przejazdów (rys. 4 – 8). Efektem tych badań są wyznaczone przebiegi strumienia masy paliwa dostarczanego do silnika, a następnie przebiegowego zużycia paliwa (2), gdzie: ρ_{pal} – gęstość paliwa, t_c – czas cyklu pomiarowego, L – całkowita droga przejechana przez pojazd w czasie cyklu pomiarowego.

Na rysunkach 9 i 10 przedstawiono przykładowe strumienie masy paliwa wyznaczone dla jazdy w mieście w korku odpowiednio dla silnika ZS i ZI.

Na podstawie uzyskanych wyników dokonano następnie obliczenia przebiegowego zużycia paliwa wyrażonego w decymetrach sześciennych oleju napędowego (Q_{ZS}) lub benzyny (Q_{ZI}) zużytej do przejechania 100 km. Taka forma prezentacji wyników jest preferowana przez użytkowników oraz producentów pojazdów. W tabeli 2 przedstawiono wyniki wykonanych badań symulacyjnych oraz wyniki testów homologacyjnych dostarczonych przez producenta pojazdów wraz ze średnimi prędkościami jazdy w poszczególnych testach (V_{sr}). Ze względu na mniejszą wartość opałową jednostki objętości benzyny w stosunku do oleju napędowego (ok. 15%) dokonano również obliczenia przebiegowego zużycia energii, które można obliczyć jako iloczyn masy paliwa i jego wartości opałowej ($m_p W_d$). W tabeli 2 przedstawiono względną różnicę przebiegowego zużycia energii przez pojazd z silnikiem ZS i ZI.

Uzyskane rezultaty (tab. 2) pozwalają stwierdzić, że pojazd z silnikiem ZI zużywa w każdym analizowanym przypadku więcej paliwa niż z silnikiem ZS, przy czym w homologacyjnym teście jeżdżym UDC badane są silniki nierozgrzane, natomiast użyty w badaniach symulacyjnych model pozwala prowadzić obliczenia wyłącznie dla silników

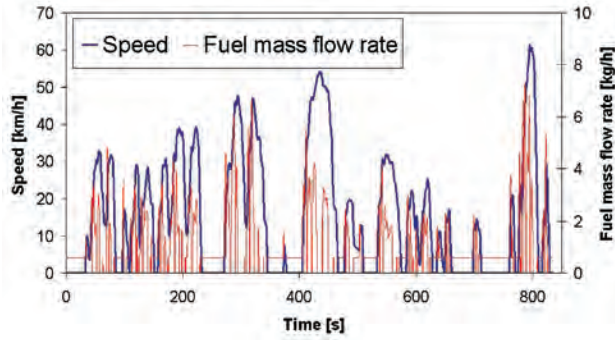


Fig. 9. Fuel mass flow rate – driving in a traffic jam (CI engine)

Rys. 9. Strumień masy paliwa – jazda w mieście w korku (silnik ZS)

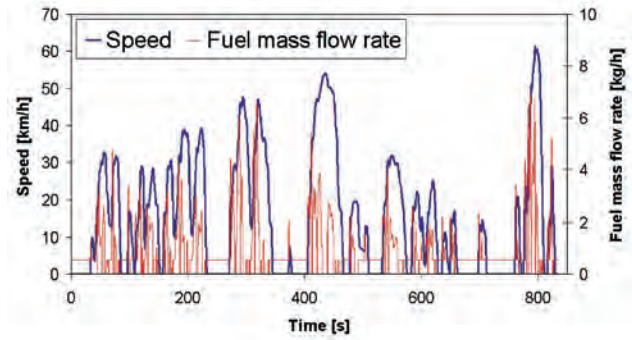


Fig. 10. Fuel mass flow rate – driving in a traffic jam (SI engine)

Rys. 10. Strumień masy paliwa – jazda w mieście w korku (silnik ZI)

has also been calculated. This parameter can be calculated by multiplying the mass of fuel and its calorific value ($m_p W_d$). The operating energy consumption is expressed in MJ per 100 km for both the diesel engine and the gasoline engine. Table 2 depicts the relative difference in operating energy consumption of the vehicle with the diesel engine and the gasoline one.

The obtained results (Tab. 2) show that the vehicle powered by gasoline consumed more fuel than the vehicle powered by diesel fuel in each analyzed case. It needs to be noted that cold engines are tested in the UDC test whereas models used in simulation tests can only be used to calculate fuel mass flow rate for warmed up engines. The difference in operating fuel consumption of vehicles powered by gasoline and those powered by diesel fuel results partly from the lower calorific value per volumetric unit of gasoline as compared to the diesel fuel, therefore, further analysis will be performed on the basis of the operating energy released from fuel. This difference varies within a relatively wide range: (1 – 18)%, and the differences are smaller in the case of conditions that can be classified as extra urban driving.

znajdujących się w stanie rozgrzanym. Różnica w przebiegowym zużyciu paliwa wynika w znacznym stopniu z mniejszej wartości opałowej jednostki objętości benzyny w stosunku do oleju napędowego, dlatego dalsze rozważania będą dotyczyć różnicy w przebiegowym zużyciu energii. Ta różnica zmienia się w szerokim zakresie: (1 – 18)%, przy czym te różnice są mniejsze w warunkach, które można sklasyfikować jako jazda pozamiejska.

Na podstawie uzyskanych wyników dla warunków jazdy miejskiej można również stwierdzić, że przebiegowe zużycie paliwa zarówno dla silnika ZS, jaki i ZI zmienia się w szerokim zakresie w zależności od sposobu eksploatacji. Podobna sytuacja występuje w warunkach jazdy pozamiejskiej. Można stąd wnioskować, że porównanie efektywności energetycznej pojazdów samochodowych zasilanych różnymi paliwami powinno być wykonywane przy użyciu bardziej szczegółowej klasyfikacji warunków niż prosty podział na jazdę miejską i pozamiejską. W zależności od stylu jazdy kierowcy, istniejących utrudnień w ruchu oraz średniej prędkości jazdy różnice w przebiegowym zużyciu paliwa lub energii będą się zmieniać w szerokim zakresie.

Table 2. The results of simulation studies of the vehicle
Tabela 2. Wyniki wykonanych badań symulacyjnych pojazdu

Route/ trasa przejazdu	V_{sr} [km/h]	Q_{ZS} [dm ³ /100 km]	Q_{ZI} [dm ³ /100 km]	$Q_{ZI} - Q_{ZS}$ [dm ³ /100 km]	$\frac{Q_{ZI} - Q_{ZS}}{Q_{ZS}}$ [%]	$\frac{(m_p W_d)_{ZI} - (m_p W_d)_{ZS}}{(m_p W_d)_{ZS}}$ [%]
UDC (Fiat)	18.7	7.2	10.1	2.9	40	18
city center/ centrum miasta	38.2	5.1	6.7	1.6	32	12
traffic jam/ korek	15.4	7.7	9.6	1.9	25	6
dynamic driving/ jazda dynamiczna	29.1	6.5	7.8	1.3	20	1
EUDC (Fiat)	62.6	4.2	5.7	1.5	36	14
outside the city/ poza miastem	54.1	4.3	6.0	1.7	39	17
highway/ autostrada	109.8	6.3	8.5	2.2	35	14

As it transpires from the data, operating fuel consumption for urban driving conditions varies greatly depending on the driving style for both the diesel engine and the gasoline one. The same holds for the extra urban driving conditions. Hence, it can be concluded that the comparison of energy efficiency of vehicles powered by different fuels should be performed with the use of a more detailed classification of conditions than a simple division between urban and extra urban driving. Depending on the driving style, the current traffic problems and the average speed, the differences in operating energy released from fuel or operating fuel consumption will change within a relatively wide range.

4. Identification of vehicle operating conditions using the specific tractive energy

Vehicle operating conditions are identified with the use of the specific tractive energy Φ that takes into account both the influence of external conditions and driver's driving style [11, 12, 15]. The factors mentioned above affect the amount of mechanical energy transmitted to the drive wheels and they are treated as equivalent. The value of Φ parameter for a given cycle duration t_c may be calculated with the use of the following equation [12]:

$$\Phi = \frac{E}{L_n \cdot m} \quad (3)$$

where: E – mechanical energy delivered by powertrain system to the wheels, L_n – distance covered by the car in the drive mode, m – gross vehicle mass.

Previous studies [10, 11, 12] have shown that there is a strong correlation between the operating fuel consumption in the drive mode (Q_n) and the specific tractive energy (Φ) for complex traffic conditions in the city. This correlation can be approximated as a linear function:

$$Q_n = k_1 \cdot \Phi + k_0 \quad (4)$$

where: Q_n – operating fuel consumption in the drive mode (excluding fuel consumed by the engine at idling), k_1 , k_0 – approximating function coefficients.

This linear function can be used for forecasting operating fuel consumption with great accuracy during vehicle operation in urban conditions. In extra urban conditions, due to extremely favorable conditions of engine operation, the results obtained using the function (4) may be burdened with certain systematic error (small load variability and, as far as efficiency is concerned, a favorable position of engine operating point [6, 9, 15]). The function (4) for the vehicle in question can be calculated using only one drive in regular traffic conditions [12].

Figures 11 and 12 show the influence of specific tractive energy (Φ) on operating fuel consumption in the drive mode (Q_n) for the vehicle equipped with the diesel engine or the gasoline engine (Tab. 1), respectively. The data were calculated on the basis of simulations with the use of the mathematical model (Fig. 1) for traffic conditions recorded for a passenger car during road tests conducted in real city

4. Identyfikacja warunków eksploatacji pojazdu z wykorzystaniem energochłonności jednostkowej

Warunki eksploatacji pojazdu mogą być jednoznacznie identyfikowane za pomocą liczbowego wskaźnika energetycznego, zwanego energochłonnością jednostkową Φ , który obejmuje zarówno wpływ warunków zewnętrznych, jak również styl jazdy kierowcy [11, 12, 15]. Wymienione czynniki wpływają na ilość energii mechanicznej przekazywanej kołom napędowym i są traktowane jako równoważne. Wartość parametru Φ dla założonego czasu trwania cyklu t_c można obliczyć, korzystając z równania (3) [12], gdzie: E – energia mechaniczna dostarczona przez układ przeniesienia napędu do kół, L_n – droga przejechana przez pojazd w fazie napędzania przez silnik, m – masa całkowita pojazdu.

Wcześniejsze badania [10, 11, 12] wykazały, że istnieje ścisła korelacja między przebiegowym zużyciem paliwa w fazie napędowej (Q_n) a energochłonnością jednostkową (Φ) dla złożonych warunków ruchu występujących w mieście. Zależność taka może być aproksymowana funkcją liniową (4), gdzie: Q_n – przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej (z wyłączeniem paliwa zużywanego przez silnik na biegu jałowym), k_1 , k_0 – współczynniki funkcji aproksymującej.

Uzyskana zależność (4) może być stosowana przy zachowaniu dużej dokładności do prognozowania przebiegowego zużycia paliwa przy eksploatacji pojazdu w warunkach miejskich. W warunkach pozamiejskich, ze względu na wyjątkowo korzystne warunki pracy silnika, wyniki uzyskane z zależności (4) mogą być obciążone pewnym systematycznym błędem (mała zmienność obciążenia oraz korzystne, z punktu widzenia sprawności, położenie punktu pracy silnika [6, 9, 15]). Zależność (4) dla rozważanego pojazdu można wyznaczyć, wykorzystując do tego celu jeden przejazd w warunkach normalnej eksploatacji pojazdu [12].

Na rysunkach 11 i 12 przedstawiono wpływ energochłonności jednostkowej (Φ) na przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej (Q_n) pojazdu wyposażonego odpowiednio w silnik ZS i ZI (tab. 2). Dane uzyskano na podstawie badań symulacyjnych z użyciem matematycznego modelu (rys. 2) dla warunków ruchu zarejestrowanych podczas badań drogowych pojazdu osobowego w rzeczywistym ruchu miejskim na terenie Gdańska [12].

Wykorzystując zależność (4), można obliczyć prognozowane przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej dla założonych warunków pracy pojazdu (na podstawie przebiegu prędkości w czasie i zmian wysokości) [10, 12]. Przy obliczeniu całkowitego przebiegowego zużycia paliwa pojazdu należy dodatkowo uwzględnić objętość paliwa zużytego przez silnik podczas pracy na biegu jałowym [10, 12]. W tabeli 3 przedstawiono porównanie przebiegowego zużycia paliwa dla założonych warunków ruchu pojazdu (rys. 4 – 8) wyznaczonego podczas badań symulacyjnych pojazdu oraz z użyciem zależności (4).

Uzyskane rezultaty (tab. 3) pozwalają stwierdzić dobrą zgodność wyników symulacji pracy układu napędowego z wynikami obliczeń z użyciem zależności (4). Maksymalny bezwzględny błąd odwzorowania przebiegowego zużycia

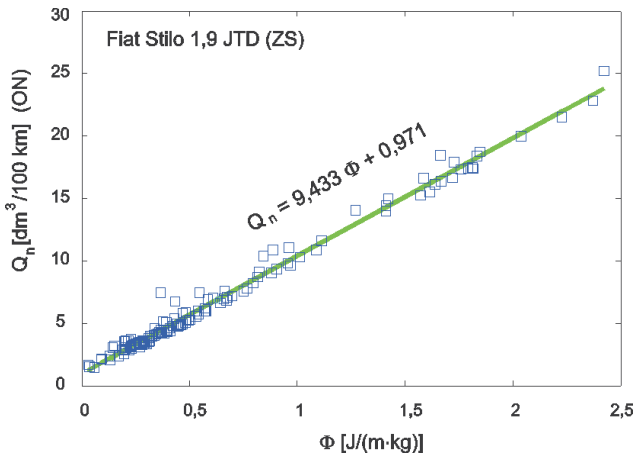


Fig. 11. Influence of the specific tractive energy on operating fuel consumption in drive mode (CI engine)

Rys. 11. Wpływ energochłonności jednostkowej na przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej (silnik ZS)

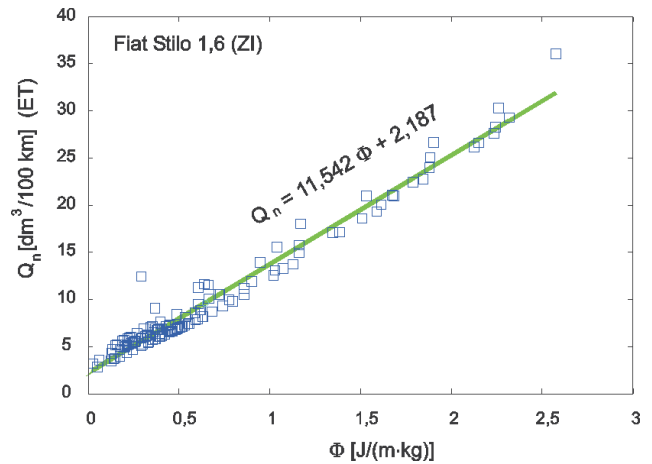


Fig. 12. Influence of the specific tractive energy on operating fuel consumption in drive mode (SI engine)

Rys. 12. Wpływ energochłonności jednostkowej na przebiegowe zużycie paliwa w fazie napędowej (silnik ZI)

traffic in the city of Gdansk [12].

On the basis of the speed data and elevation changes the forecasted operating fuel consumption in drive mode for the assumed conditions can be calculated with the use of the function (4) [10, 12]. When calculating the total operating fuel consumption the amount of fuel consumed by the engine during idling must also be taken into account [10, 12]. The comparison of operating fuel consumption for given traffic conditions (Fig. 4 – 8) calculated in simulation tests and calculated with the use of the function (4) has been presented in Tab. 3.

On the basis of the obtained results (Tab. 3) it can be concluded that simulation tests results tally well enough with the results of calculations made with the use of the function (4). The maximum absolute error of projection of operating fuel consumption was found for the driving on highway and it was 0.9 dm³/100 km.

5. Comparison of energy efficiency of vehicles

Previous papers [10, 11, 12] presented the idea of comparing energy efficiency of vehicles powered by the same kind of fuel. In the general case, such a comparison can be done by the coefficients k_1 and k_0 , which define the relative positions of the approximation straights (4) calculated for the considered vehicle. The function (4) for the vehicle equipped with a more efficient powertrain system will be located within the lower range of the fuel consumption in the drive mode. In the case of vehicles powered by different fuels it is reasonable to compare the operating energy supplied to the engine in the fuels due to their different calorific values. The function (4) can then be transformed into the following form:

Table 3. Comparison of operating fuel consumption for the selected traffic conditions

Tabela 3. Porównanie przebiegowego zużycia paliwa dla założonych warunków ruchu

Route/trasa przejazdu	Model (Fig.1)	Approx. (4)	$Q_2 - Q_1$
	Q_1	Q_2	
Fiat Stilo 1.9 JTD (CI/ZS) [dm ³ /100 km]			
city center/centrum miasta	5.1	5.1	0.0
traffic jam/korek	7.7	7.7	0.0
dynamic drive/jazda dynamiczna	6.5	6.8	0.3
outside the city/poza miastem	4.3	4.4	0.1
highway/autostrada	6.3	6.6	0.3
Fiat Stilo 1.6 (SI/ZI) [dm ³ /100 km]			
city center/centrum miasta	6.7	6.7	0.0
traffic jam/korek	9.6	9.2	-0.4
dynamic drive/jazda dynamiczna	7.8	7.9	0.1
outside the city/poza miastem	6.0	6.1	0.1
highway/autostrada	8.5	9.4	0.9

paliwa stwierdzono dla warunków jazdy poza miastem i wyniósł on 0,9 dm³/100 km.

5. Porównywanie efektywności energetycznej pojazdów

We wcześniejszych pracach [10, 11, 12] przedstawiono koncepcję porównywania efektywności energetycznej pojazdów zasilanych tym samym rodzajem paliwa. Ogólnie takie porównanie można przeprowadzić za pomocą współczynników k_1 i k_0 określających wzajemne położenie prostych aproksymacyjnych (4) utworzonych dla rozważanych pojazdów. Przebieg funkcji (4) utworzonej dla pojazdu o bardziej efektywnym układzie napędowym będzie położony w zakresie niższego przebiegowego zużycia paliwa w fazie napędowej. Dla pojazdów zasilanych różnymi paliwami zasadne jest porównywanie przebiegowego zużycia energii dostarczonej w paliwie w fazie napędowej ze względu na różną wartość opałową jednostki objętości paliwa. Zależność

$$E_n = (k_1 \cdot \Phi + k_0) \cdot \rho_{\text{pal}} \cdot W_d \quad (5)$$

where: E_n – operating energy released from fuel in the drive mode (excluding energy released from fuel at idling), W_d – fuel calorific value.

A comparison of energy efficiency of such vehicles can then be made using the equation (5) established for the compared vehicles. The approximation straight line of equation (5) for the vehicle with a more efficient powertrain system will be located in the lower range of the operating energy released from the fuel in drive mode.

A comparison of energy efficiency of vehicles can also be made with the use of the following parameter for the adopted range of the specific tractive energy:

$$\bar{E}_n = \frac{1}{2} (E_n|_{\Phi_{\min}} + E_n|_{\Phi_{\max}}) \quad (6)$$

where: $E_n|_{\Phi_{\min}}$ – operating energy released from fuel in drive mode for $\Phi = \Phi_{\min}$, $E_n|_{\Phi_{\max}}$ – operating energy released from fuel in drive mode for $\Phi = \Phi_{\max}$.

In the case of a vehicle with a more efficient powertrain system the value of the parameter (6) will be smaller. Assuming that $\Phi_{\min} = 0.1$ and $\Phi_{\max} = 2.0$, values of the parameter (6) have been calculated for the tested vehicles. On the basis of the obtained results it was concluded that the vehicle powered by diesel fuel (431 MJ/100 km) is more energy efficient than the vehicle powered by gasoline (388 MJ/100 km).

6. Conclusions

Comparing operating fuel consumption in the conditions of a selected certification test is the most popular method of assessing energy efficiency of vehicles. Operating conditions which are defined by the speed profiles, are usually specified for only two categories: urban and extra-urban driving. Problems arising from such a practice have been discussed with the use of the analysis of operating fuel consumption and operating energy released from fuel calculated for selected traffic conditions in Gdansk and in its suburbs for vehicles with a diesel engine and a gasoline engine. On the basis of the obtained results it was concluded that the vehicle powered by the SI engine consumes more operating energy from fuel than the vehicle powered by the CI engine in each analyzed case. Depending on the driving style, the current traffic problems and the average velocity, those differences in the energy consumption change within a relatively wide range (1 – 18)%. Therefore, the comparison of energy efficiency of vehicles powered by different fuels should be performed using a more detailed classification of conditions than a simple division between urban and extra urban driving.

The new method of assessing energy efficiency of vehicles powered by different fuels presented in the paper allows for performing analyses based on a single drive in regular city traffic when the basic parameters of the engine and of the vehicle are recorded. When comparing energy efficiency vehicles

(4) można wówczas przekształcić do postaci (5), gdzie: E_n – przebiegowe zużycie energii dostarczonej w paliwie w fazie napędowej (z wyłączeniem energii dostarczonej w postaci paliwa podczas pracy silnika na biegu jałowym), W_d – wartość opałowa paliwa.

Porównanie efektywności energetycznej takich pojazdów można wówczas wykonać za pomocą zależności (5) utworzonych dla porównywanych pojazdów (rys. 13). Przebieg zależności (5) pojazdu o bardziej efektywnym układzie napędowym będzie znajdował się w zakresie niższego przebiegowego zużycia energii w fazie napędowej.

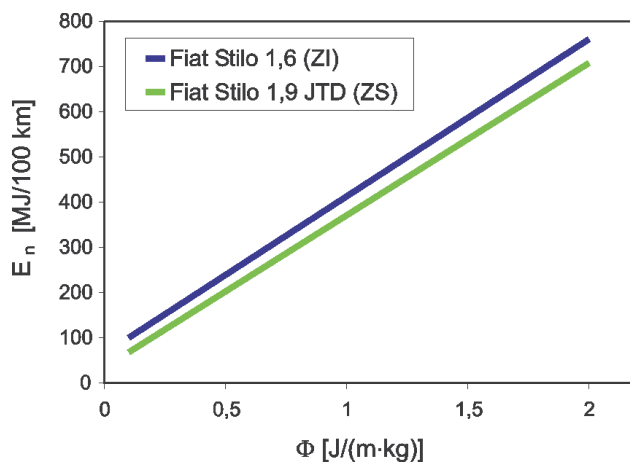


Fig. 13. Relative position of approximation straight lines (5), which have been obtained for CI and SI engine

Rys. 13. Wzajemne położenie prostych aproksymacyjnych (5) uzyskanych dla silnika ZS i ZI

Porównanie efektywności energetycznej pojazdów można również przeprowadzić, posługując się wartością średnią przebiegowego zużycia energii w fazie napędowej dla przyjętego zakresu zmian parametru Φ – wzór (6), gdzie: $E_n|_{\Phi_{\min}}$

– przebiegowe zużycie energii w fazie napędowej wyznaczone dla $\Phi = \Phi_{\min}$, $E_n|_{\Phi_{\max}}$ – przebiegowe zużycie energii

w fazie napędowej wyznaczone dla $\Phi = \Phi_{\max}$.

Dla pojazdu z efektywniejszym układem napędowym wartość przebiegowego zużycia energii w fazie napędowej będzie mniejsza. Przyjmując, że oraz , wyznaczono wartość wskaźnika (6) dla pojazdu wyposażonego odpowiednio w silnik ZS i ZI. Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono, że bardziej efektywnie energetycznie jest pojazd z silnikiem ZS (431 MJ/100 km) niż z silnikiem ZI (388 MJ/100 km).

6. Wnioski

Najpopularniejsza metoda oceny efektywności energetycznej pojazdów samochodowych polega na porównywaniu przebiegowego zużycia paliwa osiągniętego w warunkach wybranego testu homologacyjnego. Warunki eksploatacji, zdefiniowane za pomocą przebiegów prędkości w czasie, dotyczą najczęściej tylko dwóch kategorii: jazdy miejskiej

the first step is to express the relation between operating fuel consumption in drive mode and the specific tractive energy in the form of the equation (4). Then the relation between the consumption of the operating energy from fuel in drive mode and the specific tractive energy needs to be expressed by the equation (5). The obtained equations allow for forecasting operating fuel consumption or the consumption of the operating energy released from fuel in the drive mode for given operating conditions. The quantitative comparison of energy efficiency of vehicles can then be performed using the parameter (6). The method proposed in the present paper allows for a more reliable comparison of energy efficiency of vehicles than is the case when operating fuel consumption in a selected certification test is compared.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Alvarez R., Weilenmann M., Bach Ch.: Potential of natural gas powered vehicles in reducing CO₂ and pollutant emissions under real-world driving conditions. FISITA 2010 World Automotive Congress, Budapest 2010, F2010-A-035.
- [2] Cayot J.F.: Compared fuel consumption between gasoline and diesel cars during short urban drive. Reducing automobile fuel consumption: a challenge for the turn of the century, Rueil-Malmaison 1996.
- [3] Chłopek Z.: Ochrona środowiska naturalnego. WKiŁ, Warszawa 2002.
- [4] Cichy M., Kropiwnicki J., Makowski S.: Model silnika spalinowego w formie grafów wiązań (GW). Silniki Spalinowe nr 2, 2004, s. 40-47.
- [5] Cichy M.: Modelowanie systemów energetycznych. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 2001.
- [6] Combe T., Kollreider A., Riel A., Schyr Ch.: Modellabbildung des Antriebsstrangs-Echtzeitsimulation der Fahrzeuglaengsdynamik. MTZ 1/2005, s. 50-59.
- [7] Gao Y., Checkel M.D.: Experimental measurement of on-road CO₂ emission and fuel consumption functions. SAE Technical Paper Series, 2007-01-1610.
- [8] Kawai T.: Fuel Consumption Test Protocol Concept for Plug-in Hybrid Electric Vehicle. SAE Technical Paper Series, 2009-01-1839.
- [9] Kretzsch M., Günther M., Elsner N., Zwahr S.: Modellansätze für die virtuelle Applikation von Motorsteuergeräten. MTZ 09/2009: 665-670.
- [10] Kropiwnicki J.: Estimation of vehicle operational fuel consumption. Combustion Engines nr 3, 2010.
- [11] Kropiwnicki J.: Koncepcja nowego testu energetycznego dla pojazdów samochodowych. Archiwum Motoryzacji nr 2, 2007, s. 169-183.
- [12] Kropiwnicki J.: Ocena efektywności energetycznej pojazdów samochodowych z silnikami spalinowymi. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej. Seria Monografie nr 110, Gdańsk 2011, s. 1-115.
- [13] Merkisz J., Pielecha J., Gis W.: Investigations on vehicle exhaust emissions under real road conditions. Combustion Engines, 2009-SC1, Powertrain, Design, Ecology&Diagnostics, 2009, s. 43-53.
- [14] Patil R., Filipi Z. S., Adornato B.: Impact of naturalistic driving patterns on PHEV performance and system design. SAE Technical Paper Series, 2009-01-2715.
- [15] Siłka W.: Energochłonność ruchu samochodu. WNT, Warszawa 1997.
- [16] Tzirakis E., Pitsas K., Zannikos F., Stournas S.: Vehicle emissions and driving cycles: comparison of the Athens Driving Cycle (ADC) with ECE-15 and European Driving Cycle (EDC). Global NEST Journal, Vol. 8, No. 3, 2006, s. 282-290.

i pozamiejskiej. Problemy wynikające z takiego sposobu postępowania omówiono na przykładzie analizy przebiegowego zużycia paliwa w wybranych warunkach ruchu pojazdów na terenie Gdańska i okolic.

W pracy przedstawiono analizę wpływu warunków eksploatacji, zdefiniowanych za pomocą przebiegów prędkości pojazdu w czasie, na przebiegowe zużycie paliwa. Uzyskane wyniki pozwoliły stwierdzić, że pojazd z silnikiem ZI zużywa w każdym analizowanym przypadku więcej energii zawartej w paliwie niż z silnikiem ZS. Różnica ta zmienia się w szerokim zakresie: (1 – 18)%, przy czym różnice te są mniejsze dla warunków, które można sklasyfikować jako jazdę pozamiejską i większe dla warunków miejskich. Można więc wnioskować, że porównanie efektywności energetycznej pojazdów samochodowych zasilanych różnymi paliwami powinno być wykonywane przy użyciu bardziej szczegółowej klasyfikacji warunków niż prosty podział na jazdę miejską i pozamiejską.

Przedstawiona nowa metoda porównywania efektywności energetycznej pojazdów zasilanych różnymi paliwami umożliwia wykonanie analizy na podstawie jednego przejazdu w warunkach regularnego ruchu miejskiego z rejestracją podstawowych parametrów pracy silnika i pojazdu. W pierwszym etapie porównywania efektywności energetycznej pojazdów konieczne jest utworzenie dla każdego z badanych pojazdów zależności między przebiegowym zużyciem paliwa w fazie napędowej a energochłonnością jednostkową (4), a następnie zależności między przebiegowym zużyciem energii w fazie napędowej a energochłonnością jednostkową (5). Uzyskane w ten sposób zależności umożliwiają prognozowanie przebiegowego zużycia paliwa lub energii w niej zawartej dla zadanych warunków eksploatacji. Ilościowe porównanie efektywności energetycznej pojazdów można następnie przeprowadzić, posługując się zaproponowanym w pracy wskaźnikiem (6). Zaproponowana w pracy metoda umożliwia porównywanie efektywności energetycznej układów napędowych różnych pojazdów w sposób bardziej miarodajny niż jest to czynione obecnie – porównywanie przebiegowego zużycia paliwa osiągniętego w warunkach wybranego testu homologacyjnego.

[15] Siłka W.: Energochłonność ruchu samochodu. WNT, Warszawa 1997.

[16] Tzirakis E., Pitsas K., Zannikos F., Stournas S.: Vehicle emissions and driving cycles: comparison of the Athens Driving Cycle (ADC) with ECE-15 and European Driving Cycle (EDC). Global NEST Journal, Vol. 8, No. 3, 2006, s. 282-290.

Jacek Kropiwnicki, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Gdańsk University of Technology.

Dr inż. Jacek Kropiwnicki – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.

e-mail: jkropiwn@sunrise.pg.gda.pl



The assessment of the technical condition of the bearing seals of the rotor shaft in a turbine helicopter engine based on the PM content in the exhaust gases

The paper presents the method of measurement of the particulate matter in the exhaust gases of a Rolls-Royce Allison 250-C20B turbine engine in the aspect of the assessment of the technical condition of the bearing seals of the rotor shaft. The tests were carried out on 4 engines using a Horiba TEOM 1105 PM analyzer fitted with a mini dilution tunnel – Micro Diluter 6100. The paper also presents the method of determining of the engine technical condition index (bearing seals) developed by the authors based on the data obtained from the measurements. The reliability of the obtained results has also been subjected to evaluation.

Key words: turbine engine, exhaust emissions, particulate matter (PM), technical condition index

Ocena stanu technicznego uszczelnień układu łożyskowania wałów wirnika turbinowego silnika śmigłowcowego na podstawie zawartości cząstek stałych w gazach wylotowych

W artykule przedstawiono sposób pomiaru emisji cząstek stałych w gazach wylotowych silnika turbinowego Rolls-Royce Allison 250-C20B w aspekcie oceny stanu technicznego uszczelnień układu łożyskowania wałów wirnika. Badania przeprowadzono na czterech silnikach, przy użyciu analizatora cząstek stałych Horiba TEOM 1105 wyposażonego w minitunel rozcieńczający Micro Diluter 6100. Zaprezentowano opracowaną przez autorów metodę wyznaczania wskaźnika stanu technicznego silnika (uszczelnień łożysk), opierając się na danych uzyskanych z pomiarów. Poddano również ocenie wiarygodność uzyskanych wyników.

Słowa kluczowe: silnik turbospalinowy, emisja gazów wylotowych, cząstki stałe (PM), wskaźnik stanu technicznego

1. Introduction

The content of PM in the exhaust gases of a turbine engine heavily depends on the amount of oil getting through the seals of the rotor shafts to the flow channel and the operation of the automatic fuel dosage system (proper fuel supply for each engine operating range). The oil is burned as a result of the contact with the hot elements of the channel and the generated particles are evacuated from the engine together with the exhaust gases. To some extent this is a natural phenomenon and its intensity can be controlled by a systematic checks of the oil consumption assuming that the external oil system is tight.

If the oil consumption exceeds the admissible value as a result of combustion in the flow channel of the engine it may result in a reduced engine lubrication and cooling, the results of which could be the damage of the bearing whose seal was destroyed and hot carbon sediments may deposit on the hot elements of the flow channel. An external symptom of this type of leakage is a white smoke getting out of the exhaust pipes after the engine is stopped. In such a situation we should expect a significant increase in the emission of PM in the exhaust gases. The recording of this content during the engine trials at different operating ranges may enable an identification of the engine operating range and conditions directly connected to the occurrence of the increased PM emission, and, at the same time facilitate the diagnostic reasoning and identify the problem of the leakage in the shaft support long before the white smoke appears.

1. Wstęp

Zawartość cząstek stałych w gazach wylotowych silnika turbinowego zależy między innymi od ilości oleju przedostającego się poprzez uszczelnienia wałów wirnika do kanału przepływowego oraz od działania układu automatycznej regulacji podającego do komory spalania właściwą dla każdego zakresu pracy silnika ilość paliwa. Olej ulega spalaniu w wyniku kontaktu z gorącymi elementami kanału, a wytworzone cząstki stałe usuwane są z silnika razem z gazami wylotowymi. Jest to zjawisko do pewnego stopnia naturalne, a jego intensywność może być kontrolowana przez systematyczny pomiar zużycia oleju, przy założeniu, że zewnętrzna instalacja olejowa jest szczelna.

Jeżeli w wyniku spalania oleju w kanale przepływowym silnika zużycie oleju przekroczy wartość dopuszczalną, to skutkiem tego może być pogorszenie smarowania i chłodzenia łożyska, którego uszczelnienie zostało uszkodzone i osadzanie się nagaru na gorących elementach kanału przepływowego. Zewnętrznym objawem pojawienia się tego rodzaju nieszczelności jest wydostawanie się białego dymu z rur wylotowych po wyłączeniu silnika. W tej sytuacji należy spodziewać się wyraźnego wzrostu zawartości cząstek stałych w gazach wylotowych. Rejestracja tej zawartości w czasie próby silnika pracującego na różnych zakresach może umożliwić identyfikację zakresu i warunków pracy silnika jednoznacznie związanych z pojawianiem się wzrostu zawartości cząstek stałych, a tym samym ułatwić wnioskowanie diagnostyczne i dostrzec problem szczelności podpór znacznie wcześniej przed pokazaniem się dymu.

The measurement of the PM content in the exhaust gases of a turbine engine may turn out useful when verifying the operation of the bearing seals after reassembling the engine elements together.

The paper presents the methodology of measurement of the particulate matter in the engine exhaust gases as well as the methodology of determining of the engine technical condition index (based on the data obtained from the measurements) developed by the authors of this paper.

The threshold (reference) value of the functional diagnostic signal $CS(t)$ was determined and then the principle of calculation of the excess values in the time domain t (short term) was presented along with the way of determining of the engine technical condition index in the time domain t and time of operation (long term) Θ .

2. Object of investigations

The object of the investigation was a turbine Rolls-Royce Allison 250-C20B engine (Tab. 1). The type series Allison 250 are fitted with a centrifugal compressor and a free drive turbine that transfers the torque to the external power takeoff (Fig. 1). This design is typical of helicopter applications. The measurements were conducted on four engines of this type fitted in two helicopters PZL Kania (Fig. 2).

Pomiar zawartości cząstek stałych w gazach wylotowych silnika turbinowego może być również przydatny do weryfikacji działania uszczelnień łożysk po wykonaniu montażu elementów wirnika.

W opracowaniu przedstawiono sposób pomiaru emisji cząstek stałych w gazach wylotowych silnika turbinowego oraz opracowaną przez autorów tego artykułu metodykę wyznaczania wskaźnika stanu technicznego silnika w oparciu o dane uzyskane z powyższych pomiarów.

Wyznaczono wartość odniesienia (progową) funkcjonalnego sygnału diagnostycznego $CS(t)$, a następnie przedstawiono zasadę obliczania przekroczeń tej wartości w dziedzinie czasu krótkiego t oraz sposób wyznaczania wskaźnika stanu technicznego w dziedzinie czasu t i czasu eksploatacji (długiego) Θ .

2. Obiekt badań

Jako obiekt badań wybrano turbinowy silnik Rolls-Royce Allison 250-C20B (tab. 1). Silniki typoszeregu Allison 250 posiadają sprężarkę osiowo-odśrodkową oraz swobodną turbinę napędową, która przekazuje moment na

Table 1. Basic technical data of the Rolls-Royce Allison 250-C20B engine [1]

Tabela 1. Podstawowe dane techniczne silnika Rolls-Royce Allison 250-C20B

Power output/moc wyjściowa obliczeniowa	420 KM (309 kW)
Turbo compressor speed/prędkość obrotowa wału turbosprężarki	50970/min (100%)
Drive turbine speed/prędkość obrotowa wału turbiny napędowej	33290/min (100%)
Power takeoff shaft speed/prędkość obrotowa wału wyjściowego	6016/min (100%)
Maximum stabilized temperature of the exhaust gases downstream the drive turbine/maks. ustabilizowana temp. gazów wylotowych za turbiną napędową	810 °C
Weight of the engine without consumables/masa suchego silnika	ok. 72 kg

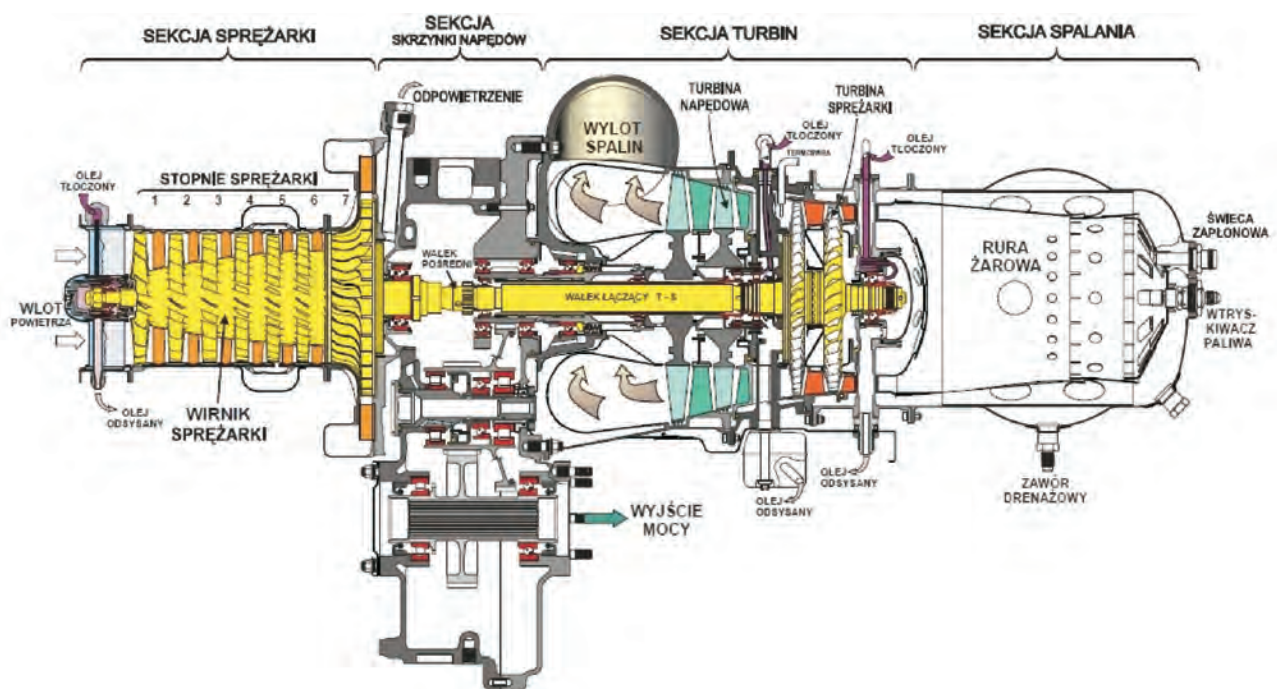


Fig. 1. Diagram of the Rolls-Royce Allison 250-C20B turbine engine [1]

Rys. 1. Schemat silnika turbinowego Rolls-Royce Allison 250-C20B [1]

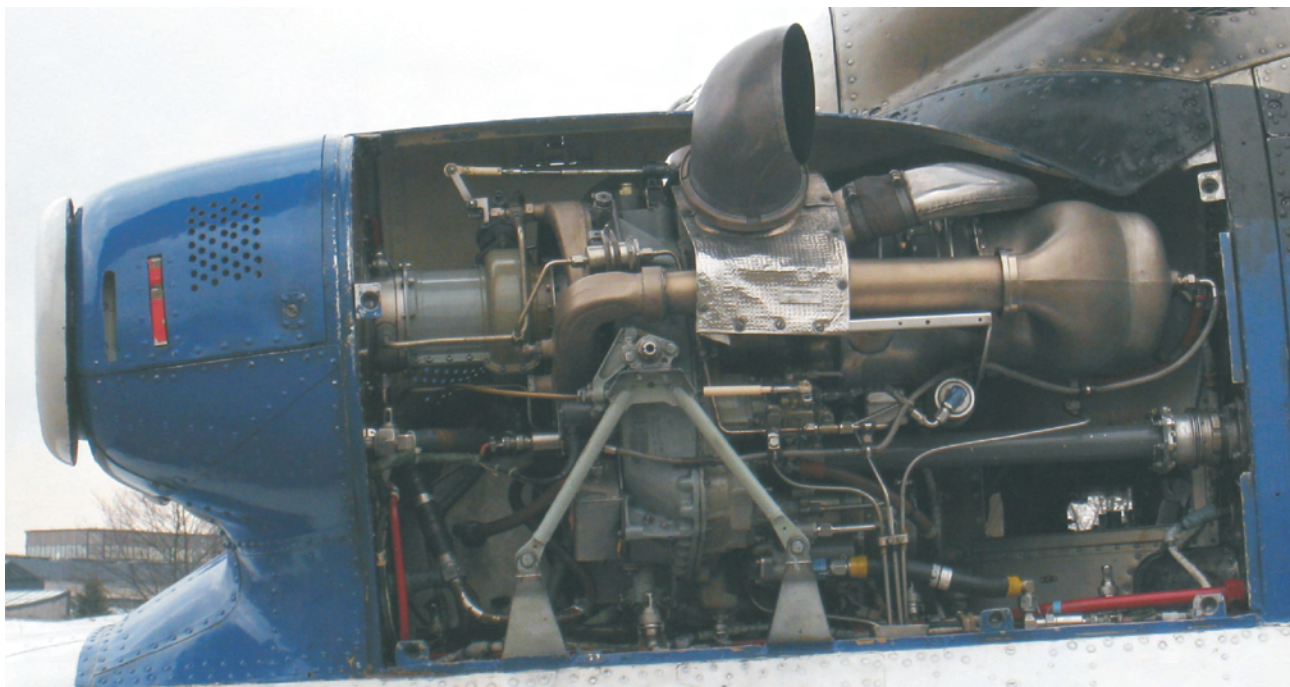


Fig. 2. Rolls-Royce Allison 250-C20B turbine engine mounted in the PZL Kania helicopter
Rys. 2. Silnik turbinowy Rolls-Royce Allison 250-C20B zabudowany w śmigłowcu PZL Kania

3. Research equipment

In the tests Horiba TEOM 1105 measurement system was applied (Fig. 3) composed of oscillating micro balance TEOM and the exhaust dilution module Micro Diluter 6100 connected with the mini dilution tunnel (Fig. 4). This device was designed for the measurement of the particulate matter in the exhaust gases of piston diesel combustion engines. The functional features of this analyzer pushed the authors to use it for the measurement of the PM emission from turbine engines. A successful adaptation

wyjściowy wał odbioru mocy (rys.1). Jest to rozwiązanie konstrukcyjne typowe dla zastosowań śmigłowcowych. Pomiaru zostały przeprowadzone na czterech silnikach tego typu, stanowiących źródło napędu dwóch śmigłowców PZL Kania (rys. 2).

3. Aparatura badawcza

W badaniach zastosowano system pomiarowy Horiba TEOM 1105 (rys. 3), który składa się z mikrowagi oscylacyjnej TEOM oraz modułu rozcieńczania spalin Micro Diluter 6100, połączonego z minitunelem rozcieńczającym (rys. 4). Jest to urządzenie służące w założeniu do pomiaru emisji cząstek stałych w spalinach tłokowych silników z zapłonem samoczynnym. Cechy funkcjonalne analizatora



Fig. 3. Measuring system Horiba TEOM 1105

Rys. 3. System pomiarowy Horiba TEOM 1105

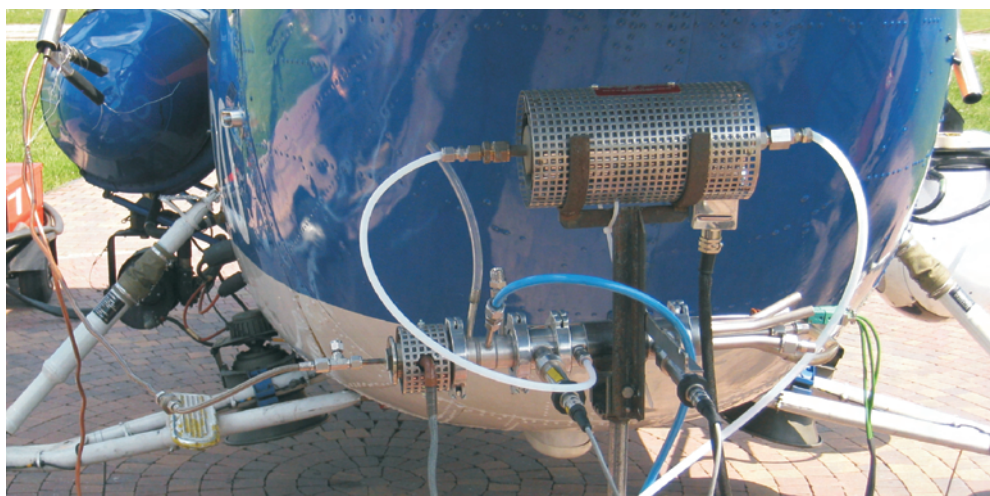


Fig. 4. Mini dilution tunnel on the test stand

Rys. 4. Minitunel rozcieńczający na stanowisku pomiarowym



Fig. 5. Approximate dimensions of the TEOM filter; visible layer of the deposited particle matter

Rys. 5. Orientacyjne wymiary filtra TEOM; widoczna warstwa osadzonych cząstek stałych

of this measurement system to this type of engine has been presented in work [6].

TEOM (Tapered Element Oscillating Microbalance) determined (based on the gravimetric method) the mass of the particulate matter in the flowing stream of exhaust gases. The determined volumetric constant exhaust volume of the diluted exhaust gases from the combustion engine flows through a special filter covered with PTFE (Fig. 5). The mass of the filter is measured on a continuous basis and is recorded by the measurement system. A detailed description of the device can be found in [2, 4, 6].

4. Methodology of measurement of the PM in the exhaust gases of a turbine engine

Upon fitting of the exhaust gas probe the engine was started and an engine load was applied according to a procedure generally accepted in aviation [3, 5, 6]. The engine load was applied in the following stages: I – automatic engine start-up, engine reaches low range engine speed, II – low range (MG), III – intermediate range – until the flight range is reached (LOT), IV – flight range (LOT), V – back to low range, VI – low range (MG), VII – rev down of the turbo compressor.

During the whole engine trial the data from the TEOM were recorded (program – Fig. 6).

5. The results of the PM emission tests

The recorded values of the PM content in the exhaust gases of the Rolls-Royce Allison 250-C20B engines served as a source for the graph data presented in Figures 7 and 8.

6. The PM content in the exhaust gases of a turbine engine as a functional diagnostic signal CS(t)

The exhaust sample taken from the exhaust system of the engine flows through the TEOM analyzer depositing the PM, which results in the growth of its mass. This mass is measured at constant intervals $\Delta t = 0.1574$ s and the results

zdecydowały jednak o zastosowaniu go do pomiarów emisji cząstek stałych również w spalinach silnika turbinowego. Udaną adaptację systemu pomiarowego do tego typu silnika przedstawiono w artykule [6].

Mikrowaga oscylacyjna TEOM (Tapered Element Oscillating Microbalance) wyznacza na zasadzie grawimetrycznej masę cząstek stałych w przepływającym strumieniu gazów. Ustalony stały wydatek objętościowy rozcieńczonych gazów wylotowych z silnika spalinowego przepływa przez specjalny filtr wykonany z włókien szklanych pokrytych teflonem (rys. 5). Masa filtra jest mierzona w sposób ciągły i rejestrowana przez system pomiarowy. Szczegółowy opis urządzenia zamieszczono m.in. w publikacjach [2, 4, 6].

4. Metodyka pomiaru emisji cząstek stałych w gazach wylotowych silnika turbinowego

Po zamocowaniu sondy do poboru próbki gazów wylotowych, uruchomiono badany silnik i obciążono go według przyjętej powszechnie w lotnictwie procedury [3, 5, 6], obejmującej następujące etapy: I – automatyczne uruchomienie silnika, osiągnięcie prędkości obrotowej małego gazu, II – zakres małego gazu (MG), III – zakres przejściowy – do osiągnięcia zakresu LOT, IV – zakres LOT, V – przejście na zakres małego gazu, VI – zakres małego gazu (MG), VII – wybieg wirnika turbosprężarki.

Podczas całej próby silnika (program próby – rys. 6) prowadzono rejestrację danych z analizatora TEOM.

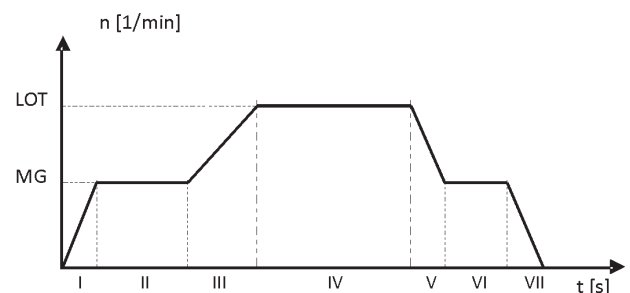


Fig. 6. Program of the RR Allison 250 engine test: MG – low range, LOT – flight range

Rys. 6. Program próby silnika RR Allison 250: MG – zakres małego gazu, LOT – zakres LOT

5. Wyniki pomiaru emisji cząstek stałych

Zarejestrowane wartości emisji cząstek stałych w gazach wylotowych silników Rolls-Royce Allison 250-C20B posłużyły do wykonania wykresów przedstawionych przykładowo na rysunkach 7 i 8.

6. Zawartość cząstek stałych w gazach wylotowych silnika turbinowego jako funkcjonalny sygnał diagnostyczny CS(t)

Próbka spalin (gazów wylotowych) pobierana z układu wylotowego silnika przepływa przez filtr analizatora TEOM, osadzając na nim cząstki stałe, co powoduje wzrost jego

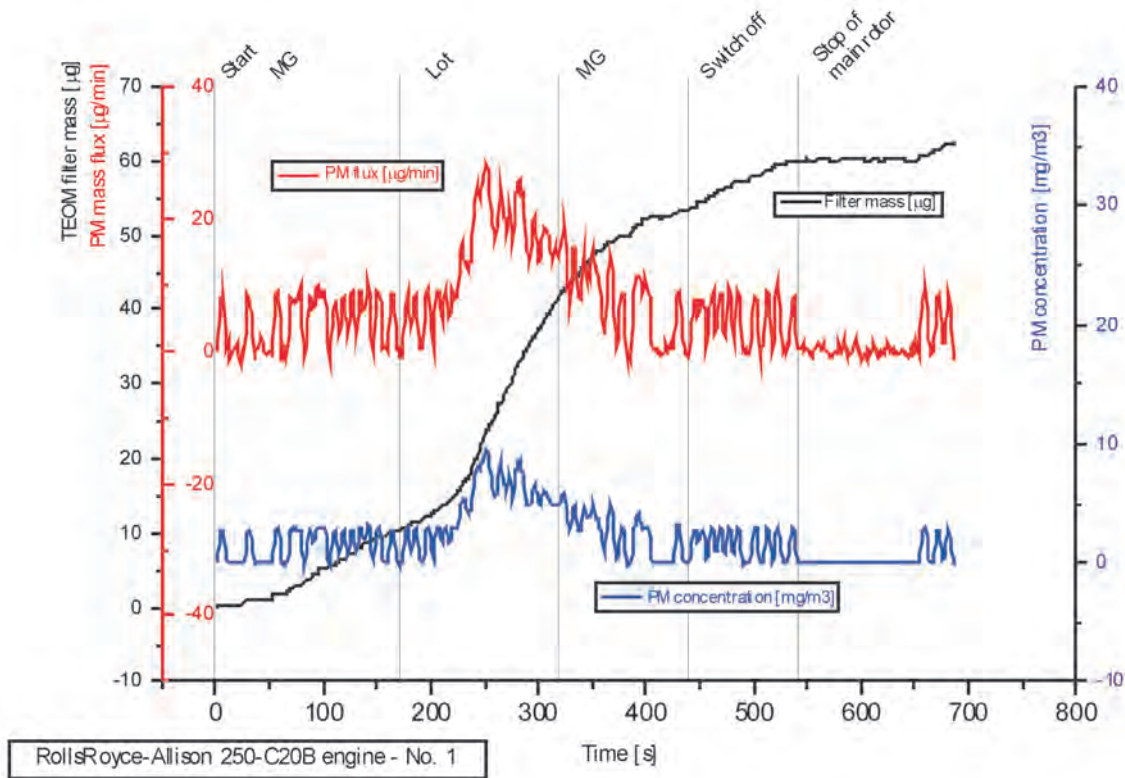


Fig. 7. Example of the record of particle matter concentration in the exhaust gases of Rolls-Royce Allison 250-C20B engine No. 1 – first test
Rys. 7. Przykładowy zapis stężenia cząstek stałych w gazach wylotowych silnika Rolls-Royce Allison 250-C20B nr 1 – pierwsza próba

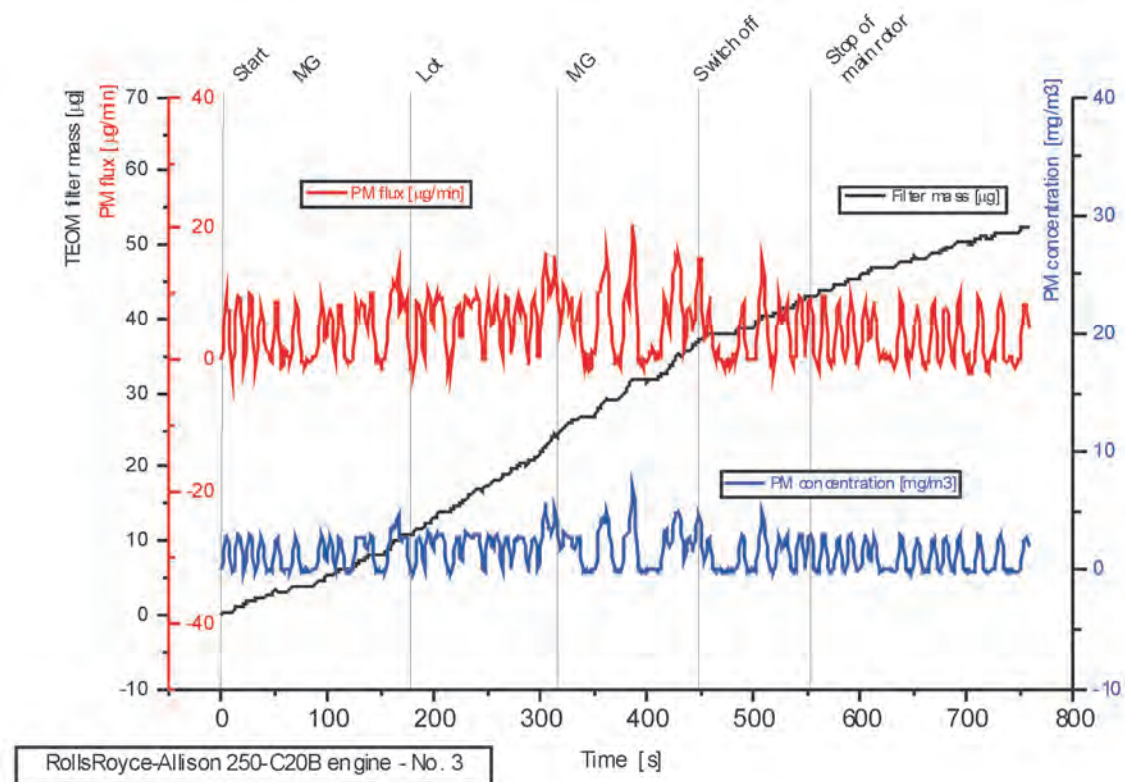


Fig. 8. Example of the record of particulate matter concentration in the exhaust gases of Rolls-Royce Allison 250-C20B engine No. 3 – first test
Rys. 8. Przykładowy zapis stężenia cząstek stałych w gazach wylotowych silnika Rolls-Royce Allison 250-C20B nr 3 – pierwsza próba

are recorded and shown in the form of graphs $CS(t)$ (where $t = i \cdot \Delta t$) and numbers.

Two properties of this signal result from the above:

- because each time we measure the total filter mass, function $CS(t)$ is nondecreasing;
- function $CS(t)$ is the output signal of the integrating element – it remembers the values of this signal throughout the course of the recording.

Functional diagnostic signal $CS(t)$ can be defined as follows:

$$CS(t) = \sum_{i=1}^n \Delta CS(i \cdot \Delta t) \quad (1)$$

where: $n \cdot \Delta t = t_r$ – time of recording.

It is noteworthy that in the case of this signal we have a non-typical situation: the results of the diagnostic measurement is a characteristic presenting the course in a given time window $(0, t_r)$ of a given physical quantity not, as it usually takes place, a numerical value of a diagnostic signal representing the technical condition at the moment of measurement.

6.1. The threshold and maximum admissible values of the functional diagnostic signal

The threshold (reference) value of the functional diagnostic signal can be defined as follows: it is the highest value of the functional diagnostic signal generated by an operative technical object with external interactions not exceeding the maximum admissible values.

If the value of the functional diagnostic signal exceeds the threshold value it means that a permanent or momentary cause appeared that modified the operation of an object resulting from a deterioration of the technical condition or an adverse impact of the surroundings. After eliminating of the cause of the damage or when the said adverse impact ceases the value of the signal may reduce below the threshold value.

The maximum admissible value of the functional diagnostic signal is a boundary value not to be exceeded in the whole life cycle of the technical object. The obtainment of the maximum admissible value results in an immediate withdrawal of the object from operation until the reasons are detected and eliminated.

In order to determine the threshold value we need to determine the values of the increments of the PM content in the subsequent measurement intervals Δt – we need to determine the course of $\Delta CS(\Delta t)$:

$$\Delta CS(\Delta t) = CS(i \cdot \Delta t) - CS[(i-1) \Delta t] \quad (2)$$

The recording time usually amounts to several seconds. We have a set of values of several hundred of $\Delta CS(\Delta t)$ increments. If, in the diagnostic research we use an operative engine and the tests are carried out under conditions that ensure that the maximum admissible value of the external interactions is not exceeded then the threshold value of the signal $\Delta CS(\Delta t)$ is obtained as follows:

masy. Masa ta mierzona jest w stałych odstępach czasu $\Delta t = 0,1574$ s, a wyniki pomiarów są rejestrowane i przedstawiane w postaci wykresu $CS(t)$ (gdzie $t = i \cdot \Delta t$) i w postaci liczbowej.

Wynikają stąd następujące właściwości tego sygnału:

- ponieważ za każdym razem mierzona jest całkowita masa filtra, funkcja $CS(t)$ jest niemalejąca;
- funkcja $CS(t)$ jest sygnałem wyjściowym elementu całkującego – „pamięta” zatem wartości tego sygnału w ciągu całego przebiegu rejestracji;
- funkcjonalny sygnał diagnostyczny $CS(t)$ można zdefiniować jako wzór (1), gdzie: $n \cdot \Delta t = t_r$ – czas rejestracji.

Należy zauważyć, że w przypadku tego sygnału mamy do czynienia z nietypową sytuacją: wynikiem pomiaru diagnostycznego jest charakterystyka przedstawiająca przebieg w określonym przedziale czasu $(0, t_r)$ pewnej wielkości fizycznej, a nie jak to jest zazwyczaj, konkretna wartość liczbowa sygnału diagnostycznego, będąca obrazem stanu technicznego w chwili pomiaru.

6.1. Wartość progowa i dopuszczalna funkcjonalnego sygnału diagnostycznego

Wartość progową (odniesienia) funkcjonalnego sygnału diagnostycznego można zdefiniować następująco: jest to największa wartość funkcjonalnego sygnału diagnostycznego generowanego przez sprawny obiekt techniczny przy oddziaływaniach zewnętrznych nieprzekraczających wartości dopuszczalnych.

Jeżeli wartość funkcjonalnego sygnału diagnostycznego przekracza wartość progową, oznacza to, że pojawiła się stała lub chwilowa przyczyna powodująca zmianę działania obiektu, wynikająca z degradacji stanu technicznego lub niekorzystnego oddziaływania otoczenia. Po usunięciu przyczyny uszkodzenia lub ustaniu oddziaływania wartości sygnału może zmniejszyć się poniżej wartości progowej.

Wartość dopuszczalna funkcjonalnego sygnału diagnostycznego jest wartością graniczną, nieprzekraczalną w całym okresie eksploatacji obiektu technicznego. Osiągnięcie wartości dopuszczalnej powoduje natychmiastowe przerwania użytkowania do czasu ustalenia i usunięcia przyczyny, która ten wzrost spowodowała.

W celu wyznaczenia wartości progowej należy wyznaczyć wartości przyrostów zawartości cząstek stałych w kolejnych okresach pomiarowych Δt , czyli wyznaczyć przebieg $\Delta CS(\Delta t)$ – wzór (2).

Czas rejestracji wynosi zazwyczaj kilkadziesiąt sekund. Dysponujemy więc zbiorem wartości kilkuset przyrostów $\Delta CS(\Delta t)$. Jeżeli w badaniach diagnostycznych korzysta się z silnika sprawnego technicznie i badania przeprowadzane są w warunkach zapewniających nieprzekraczanie wartości dopuszczalnych oddziaływań zewnętrznych, to wartość progową sygnału $\Delta CS(\Delta t)$ wyznacza się według wzoru (3), gdzie: $\mu_{\Delta CS}$, $\sigma_{\Delta CS}$ – parametry rozkładu normalnego wartości przyrostów sygnału $\Delta CS(\Delta t)$ wyznaczone dla każdego badanego silnika.

Dla każdego z czterech badanych silników RR Allison 250-C20B wykonano po dwie rejestracje sygnału $CS(t)$. Przyjęto następujące oznaczenia: 1 – silnik nr 836434, 2 – silnik nr 836446, 3 – silnik nr 836788, 4 – silnik nr 836791.

$$\Delta CS_{pr} = \mu_{\Delta CS} + 3\sigma_{\Delta CS} \quad (3)$$

where: $\mu_{\Delta CS}$, $\sigma_{\Delta CS}$ – the parameters of normal distribution of the values of increments of signal $\Delta CS(\Delta t)$ determined for each tested engine.

For each of the four tested RR Allison 250-C20B engines two CS(t) signal recording have been performed. The following notations have been adopted: 1 – engine number 836434, 2 – engine number 836446, 3 – engine number 836788, 4 – engine number 836791.

The PM content in the exhaust is also a function of oil consumption. The admissible oil consumption for this type of engines is 0.2 l/h. Since none of the tested engines exceeded this oil consumption limit and the actual oil consumption was not recorded, the authors assumed that the oil consumption was half of that admissible (0.1 l/h).

If the admissible value of the PM content is determined as the PM content in the exhaust gases at an admissible oil consumption then the admissible value of ΔCS_{dop} is twice as high as the threshold value:

$$\Delta CS_{dop} = 2 \cdot \Delta CS_{pr} \quad (4)$$

The aim of the conducted experiment was to ascertain the methodology of the diagnostic tests and diagnostic reasoning not testing of the technical condition of the said engines – it

Zawartość cząstek stałych w gazach wylotowych jest funkcją między innymi zużycia oleju. Dopuszczalne zużycie oleju dla tego typu silników wynosi 0,2 l/h. Ponieważ żaden z badanych silników nie wykazywał tendencji do przekroczenia zużycia dopuszczalnego, a rzeczywiste zużycie nie było rejestrowane, przyjęto, że stanowi ono połowę zużycia dopuszczalnego (0,1 l/h).

Jeżeli wartość dopuszczalną zawartości cząstek stałych określimy jako ich zawartość w gazach wylotowych przy dopuszczalnym zużyciu oleju, to przy powyższym założeniu wartość dopuszczalna ΔCS_{dop} jest dwukrotnie większa od wartości progowej (4).

Celem przeprowadzonego eksperymentu było ustalenie metodyki badań diagnostycznych i wnioskowania diagnostycznego, a nie badanie stanu technicznego wymienionych silników – nie było to możliwe w tak krótkim czasie ich pracy i po wykonaniu dwóch rejestracji dla każdego egzemplarza. Z tego też względu powyższe założenie wielkości rzeczywistego zużycia oleju nie ma wpływu na wnioski wynikające z wyników badań.

Na rysunkach 9 – 12 przedstawiono przebiegi funkcjonalnych sygnałów diagnostycznych $\Delta CS(\Delta t)$ zarejestrowanych dla śmigłowcowych silników turbinowych Rolls-Royce Allison 250-C20B.

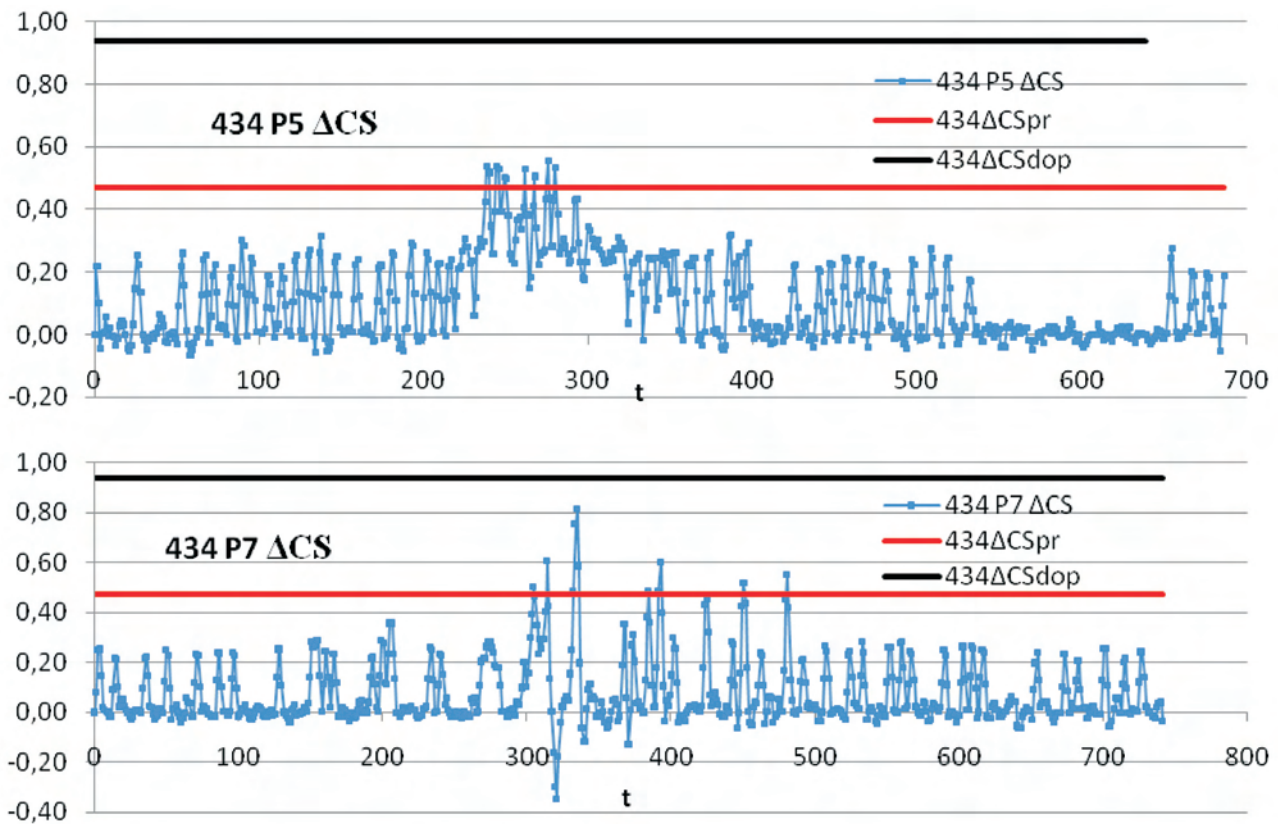


Fig. 9. Course of the functional diagnostic signal $\Delta CS(\Delta t)$ – RR Allison 250-C20B engine No. 1 – first and second record. Notations: ΔCS_{pr} – threshold value of the diagnostic signal, ΔCS_{dop} – maximum admissible value of the diagnostic signal

Rys. 9. Przebieg funkcjonalnego sygnału diagnostycznego $\Delta CS(\Delta t)$ – silnik RR Allison 250-C20B nr 1 – pierwsza i druga rejestracja. Oznaczenia: ΔCS_{pr} – wartość progowa sygnału diagnostycznego, ΔCS_{dop} – wartość dopuszczalna sygnału diagnostycznego

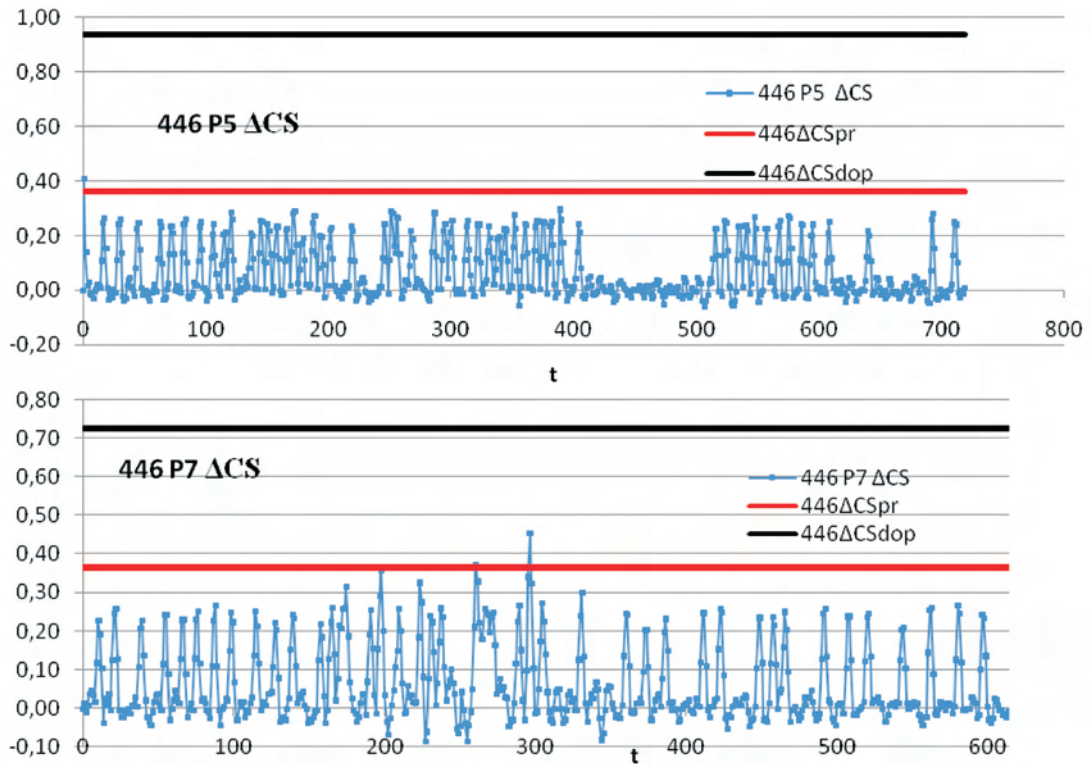


Fig. 10. Course of the diagnostic signal $\Delta CS(\Delta t)$ – RR Allison 250-C20B engine No. 2 – first and second record. Notations: ΔCS_{pr} – threshold value of the diagnostic signal, ΔCS_{dop} – maximum admissible value of the diagnostic signal

Rys. 10. Przebieg funkcjonalnego sygnału diagnostycznego $\Delta CS(\Delta t)$ – silnik RR Allison 250-C20B nr 2 – pierwsza i druga rejestracja. Oznaczenia: ΔCS_{pr} – wartość progowa sygnału diagnostycznego, ΔCS_{dop} – wartość dopuszczalna sygnału diagnostycznego

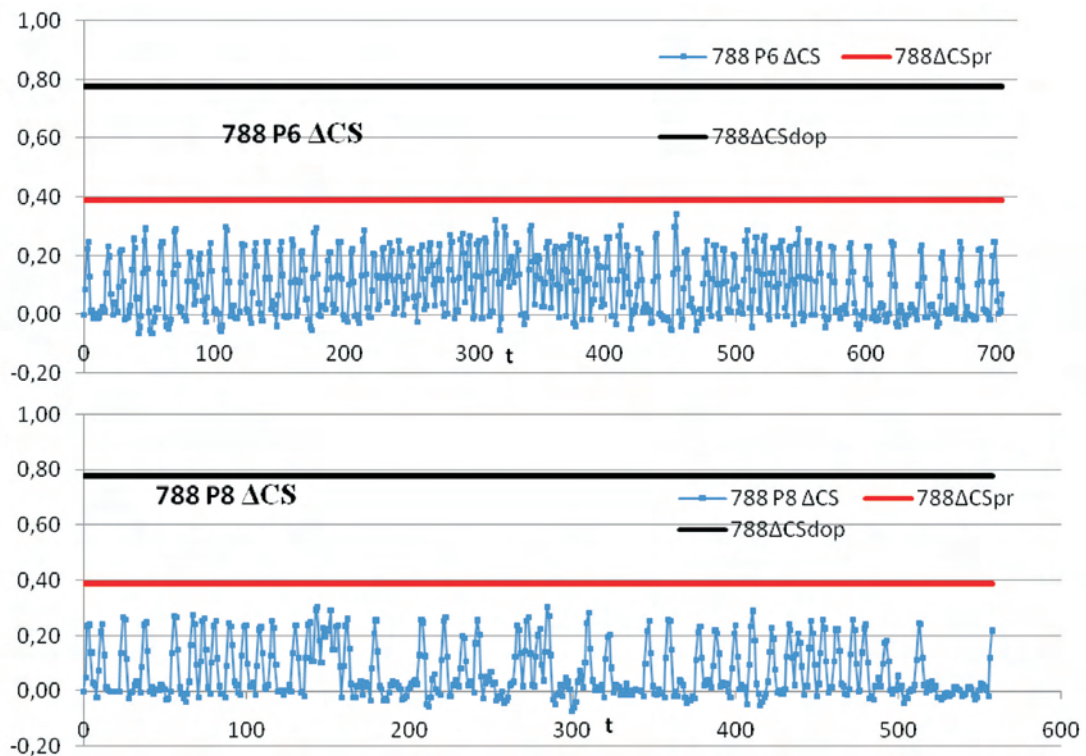


Fig. 11. Course of the diagnostic signal $\Delta CS(\Delta t)$ – RR Allison 250-C20B engine No. 3 – first and second record. Notations: ΔCS_{pr} – threshold value of the diagnostic signal, ΔCS_{dop} – maximum admissible value of the diagnostic signal

Rys. 11. Przebieg funkcjonalnego sygnału diagnostycznego $\Delta CS(\Delta t)$ – silnik RR Allison 250-C20B nr 3 – pierwsza i druga rejestracja. Oznaczenia: ΔCS_{pr} – wartość progowa sygnału diagnostycznego, ΔCS_{dop} – wartość dopuszczalna sygnału diagnostycznego

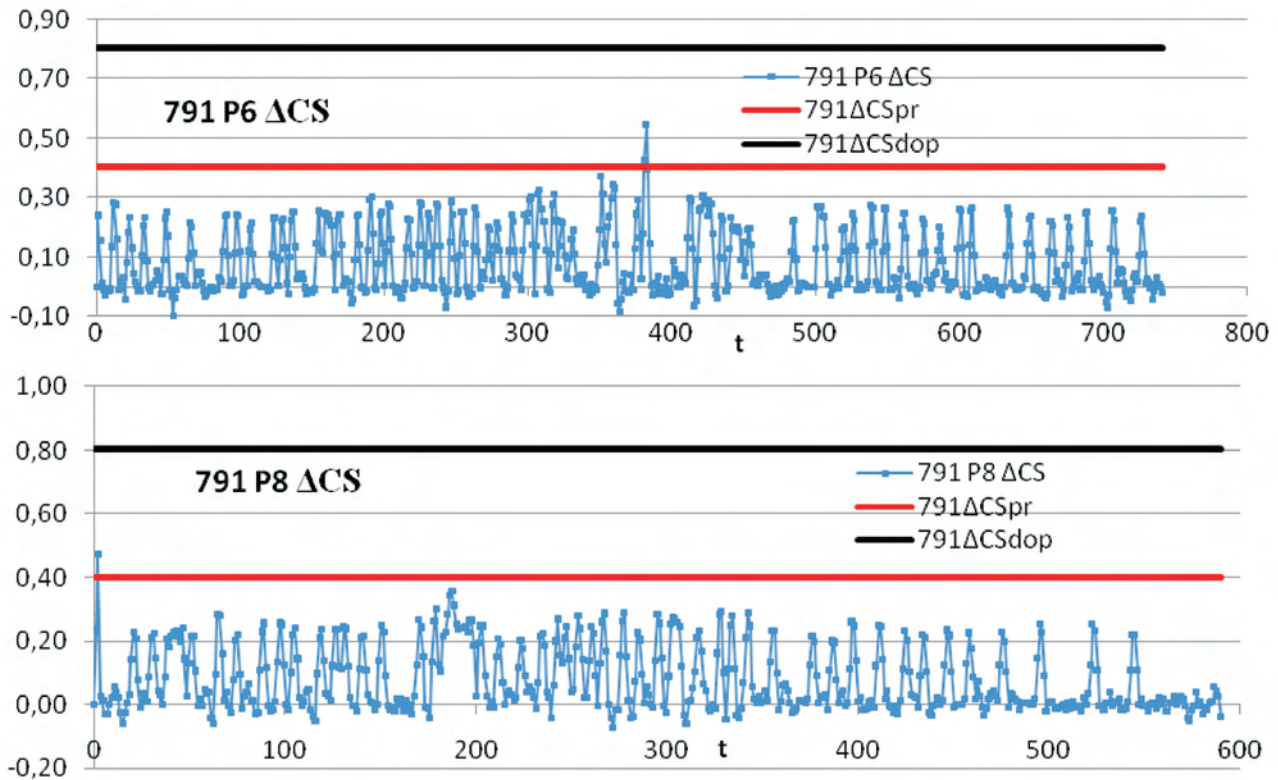


Fig. 12. Course of the diagnostic signal $\Delta CS(\Delta t)$ – RR Allison 250-C20B engine No. 4 – first and second record. Notations: ΔCS_{pr} – threshold value of the diagnostic signal, ΔCS_{dop} – maximum admissible value of the diagnostic signal

Rys. 12. Przebieg funkcjonalnego sygnału diagnostycznego $\Delta CS(\Delta t)$ – silnik RR Allison 250-C20B nr 4 – pierwsza i druga rejestracja. Oznaczenia: ΔCS_{pr} – wartość progowa sygnału diagnostycznego, ΔCS_{dop} – wartość dopuszczalna sygnału diagnostycznego

was impossible in such a short period of time of their operation after only two recordings for each unit. Hence, the above assumption of the actual oil consumption does not influence the conclusions resulting from the investigations.

Figures 9 – 12 show the courses of the functional diagnostic signals $\Delta CS(\Delta t)$ recorded for the Rolls-Royce Allison 250-C20B helicopter turbine engines.

6.2. Excess of the threshold value of the functional diagnostic signal

If, in certain measurement interval Δt the value of the increment of PM content $\Delta CS(\Delta t)$ exceeds threshold value ΔCS_{pr} , then the excess of the threshold value takes place in this interval:

$$p(\Delta t) = \Delta CS(\Delta t) - \Delta CS_{pr} \quad (5)$$

Functional diagnostic signal $\Delta CS(\Delta t)$ throughout the whole period of operation cannot exceed maximum admissible value ΔCS_{dop} . This limitation determines the maximum admissible excess of the threshold value:

$$p_{dop} = \Delta CS_{dop} - \Delta CS_{pr} \quad (6)$$

Figure 13 shows the above-discussed excess.

The excess of the threshold value is a positive value expressed in units appropriate for the physical quantity representing the diagnostic signal. If the signal value does not exceed the threshold value we assume that the excess value is zero.

6.2. Przekroczenie wartości progowej funkcjonalnego sygnału diagnostycznego

Jeżeli w pewnym okresie pomiarowym Δt wartość przyrostu zawartości cząstek stałych $\Delta CS(\Delta t)$ będzie większa niż wartość progowa ΔCS_{pr} , to w tym okresie pojawiło się przekroczenie wartości progowej (5).

Funkcjonalny sygnał diagnostyczny $\Delta CS(\Delta t)$ w ciągu całego okresu eksploatacji silnika nie może przekroczyć wartości dopuszczalnej ΔCS_{dop} . Ograniczenie to wyznacza maksymalną dopuszczalną wartość przekroczenia wartości progowej (6).

Na rysunku 13 przedstawiono omówione powyżej przekroczenia.

Przekroczenie wartości progowej jest liczbą dodatnią, wyrażoną w jednostkach właściwych dla reprezentującej sygnał diagnostyczny wielkości fizycznej. Jeżeli wartość sygnału nie przekracza wartości progowej, przyjmuje się, że wartość przekroczenia wynosi zero.

6.3. Wskaźnik stanu technicznego

Z każdym przekroczeniem wartości progowej $p(\Delta t)$ związana jest generująca je zmiana wartości funkcjonalnego sygnału diagnostycznego, której przyczyną jest z kolei zmiana (degradacja) stanu technicznego obiektu, wpływająca na jego funkcjonowanie. Stan techniczny uszczelnień łożysk określony na podstawie zawartości cząstek stałych w gazach wylotowych przedstawia wskaźnik (7).

Jeżeli sygnał $\Delta CS(\Delta t)$ nie przekracza wartości progowej ($p(\Delta t) = 0$), to wskaźnik stanu $S_{cs}(\Delta t) = 1$. Jeżeli pojawiają

6.3. Technical condition index

With each excess of the threshold value $p(\Delta t)$ there is a change in the value of the functional diagnostic signal that generates this threshold, whose cause is the change (deterioration) of the technical condition of the object that influences its operation. The technical condition of the bearing seals determined based on the PM content in the exhaust gases is presented by the following index:

$$S_{CS}(\Delta t) = 1 - \frac{p(\Delta t)}{p_{dop}} \quad (7)$$

If signal $\Delta CS(\Delta t)$ does not exceed the threshold value ($p(\Delta t) = 0$) then technical condition index $S_{CS}(\Delta t) = 1$. If there are excess values lower than the maximum admissible one the index will assume the values in the range (0, 1). If an maximum admissible excess occurs the index will be zero, which denotes that the engine has to be withdrawn from operation until the cause is eliminated.

Within a single recording we can obtain a set of values of the technical condition indexes in the time domain t (short term), corresponding to the individual excesses of the threshold value.

The technical condition index for the whole recording in the operation time domain Θ (long term) is determined by the relation:

$$S_{CS}(\Theta) = \sqrt[k]{\prod_{i=1}^k S_{CSi}(\Delta t)} \quad (8)$$

where: k – number of measurement intervals Δt , where the excess of the threshold value took place during the recording of the $\Delta CS(\Delta t)$ signal after Θ of the engine operation.

The values of the technical condition indexes $S_{CS}(\Theta)$ for the individual recordings carried out for four tested Rolls-Royce Allison 250 C20B engines have been shown in Table 2.

Table 2. Technical condition index $S_{CS}(\Theta)$ determined based on the threshold excess values of the functional diagnostic signal $\Delta CS(\Delta t)$ for RR Allison 250-C20B engines

Tabela 2. Wskaźnik stanu technicznego $S_{CS}(\Theta)$ wyznaczony na podstawie przekroczeń wartości progowych funkcjonalnego sygnału diagnostycznego $\Delta CS(\Delta t)$ dla silników RR Allison 250-C20B

	Engine No.			
	1	2	3	4
Time [Θ]	Technical state index $S_{CS}(\Theta)$			
2522	0.9402	1.0000		
2545	0.8736	0.9306		
2790			1.0000	0.8936
2806			1.0000	1.0000

7. Conclusions

In the paper a method of identification of the technical condition index of an object (in this case – the bearing seals of the turbine engine shafts) has been presented based on the technical conditions index defined by the authors.

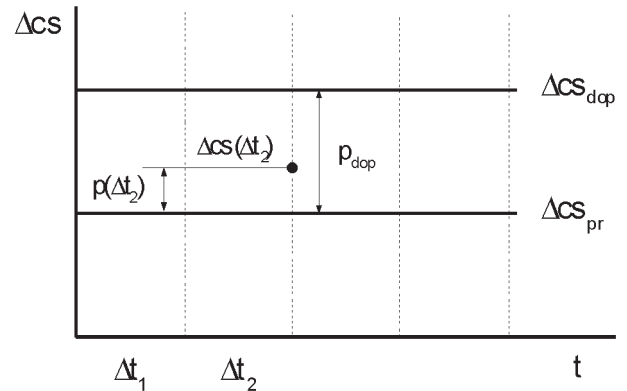


Fig. 13. Excess of the threshold value of the functional diagnostic signal and the maximum admissible excess of the functional diagnostic signal. Notations: ΔCS – functional diagnostic signal, Δt – measuring interval, ΔCS_{pr} – threshold value of the diagnostic signal, ΔCS_{dop} – maximum admissible value of the diagnostic signal, $p(\Delta t)$ – excess of the threshold diagnostic signal value, p_{dop} – maximum admissible excess of the functional diagnostic signal

Rys. 13. Przekroczenie wartości progowej funkcjonalnego sygnału diagnostycznego i przekroczenie dopuszczalne funkcjonalnego sygnału diagnostycznego. Oznaczenia: ΔCS – funkcjonalny sygnał diagnostyczny, Δt – okres pomiarowy, ΔCS_{pr} – wartość progowa sygnału diagnostycznego, ΔCS_{dop} – wartość dopuszczalna sygnału diagnostycznego, $p(\Delta t)$ – przekroczenie wartości progowej sygnału diagnostycznego, p_{dop} – przekroczenie dopuszczalne wartości sygnału diagnostycznego

się przekroczenia mniejsze od dopuszczalnego, wskaźnik będzie przyjmował wartości z przedziału (0, 1). W przypadku pojawienia się przekroczenia dopuszczalnego wskaźnik przyjmie wartość zero, co oznacza konieczność przzerwania użytkowania silnika do czasu usunięcia przyczyny, która to przekroczenie wywołała.

W ramach jednej rejestracji można otrzymać zbiór wartości wskaźników stanu w dziedzinie czasu krótkiego t , odpowiadających poszczególnym przekroczeniom wartości progowej.

Wskaźnik stanu technicznego dla całej rejestracji w dziedzinie czasu eksploatacji Θ (długiego) określa zależność (8), gdzie: k – liczba okresów pomiarowych Δt , w których pojawiło się przekroczenie wartości progowej w czasie rejestracji sygnału $\Delta CS(\Delta t)$ po czasie Θ użytkowania silnika.

Wartości wskaźników stanu technicznego $S_{CS}(\Theta)$ dla poszczególnych rejestracji wykonanych dla czterech badanych silników Rolls-Royce Allison 250 C20B przedstawiono w tabeli 2.

7. Podsumowanie

W opracowaniu przedstawiono metodę identyfikowania stanu technicznego obiektu (w tym przypadku uszczelnień łożysk wałów wirnika silnika turbinowego) za pomocą zdefiniowanego przez autorów wskaźnika stanu.

Wskaźnik stanu technicznego wyznaczony w dziedzinie czasu krótkiego t charakteryzuje się następującymi właściwościami:

- jest liczbą bezwymiarową,
- przyjmuje wartości z przedziału (0÷1),
- przyjmuje wartość 1, jeżeli związany z nim funkcjonalny sygnał diagnostyczny nie przekracza wartości progowej,

The technical condition index determined in the time domain t (short term) is characterized by the following properties:

- it is a dimensionless number,
- assumes values from $0 \div 1$,
- assumes 1, if the relevant functional diagnostic signal does not exceed the threshold value,
- assumes values less than 1 if there are excesses of the threshold value lower than the maximum admissible excess,
- assumes the value of 0 if the excess of the threshold value reaches the maximum admissible value.

The technical condition index assumes the value of 1 if all the indexes equal 1. The technical condition index is determined in the operation time domain Θ based on the value of the indexes determined in the short term time domain t , being the domain of function $\Delta CS(\Delta t)$ determined as a result of each signal recording.

The technical condition index assumes the value lower than 1 if at least one of the indexes determined in short term time domain t is lower than 1 and assumes the value of 0, if at least one of them assumes that value.

Analyzing the indexes of the $S_{CS}(\Theta)$ presented in Table 1 we can observe that in relation to engine 1 there occurred excesses of threshold value $\Delta CS(\Delta t)$ that led to the reduction of the technical condition indexes determined for both recordings. A confirmation of this result may be the appearance of smoke from the exhaust pipes after the engine stop. The result seems particularly valuable since it was obtained with a relatively low number of measurements (trials) and the conclusions are in line with the observations made earlier during regular operation of the tested engines.

Taking the above into account we state that the presented technical conditions index determined based on the measurements of the PM content in the exhaust gases is a reliable tool for the identification of the technical conditions of a turbine combustion engine.

- przyjmuje wartości mniejsze od 1, jeżeli pojawią się przekroczenia wartości progowej mniejsze od przekroczenia dopuszczalnego,
- przyjmuje wartość 0, jeżeli przekroczenie wartości progowej osiągnie wartość dopuszczalną.

Wskaźnik stanu technicznego wyznaczony w dziedzinie czasu eksploatacji Θ na podstawie wartości wskaźników wyznaczonych w dziedzinie czasu krótkiego t (dziedzina funkcji $\Delta CS(\Delta t)$ wyznaczanej w wyniku każdej rejestracji sygnału) przyjmie wartość 1, jeżeli wszystkie te wskaźniki będą równe 1.

Wskaźnik stanu technicznego przyjmie wartość mniejszą od 1, jeżeli chociaż jeden ze wskaźników wyznaczonych w dziedzinie czasu krótkiego t będzie mniejszy od 1 oraz przyjmie wartość 0, jeżeli co najmniej jeden z nich przyjmie tę wartość.

Analizując wartości wskaźników $S_{CS}(\Theta)$ przedstawione w tabeli 1, można zauważyć, że w odniesieniu do silnika nr 1 wystąpiły przekroczenia wartości progowej sygnału $\Delta CS(\Delta t)$ powodujące zmniejszenie wartości wskaźników stanu wyznaczonych dla obydwu rejestracji. Potwierdzeniem tego wyniku jest pojawienie się dymienia z rur wylotowych po wyłączeniu silnika po pierwszej rejestracji. Wynik wydaje się tym cenniejszy, że otrzymano go przy stosunkowo niewielkiej liczbie pomiarów (prób), a wnioski pokrywają się z obserwacjami dokonanymi już wcześniej podczas normalnej eksploatacji badanych silników.

Uwzględniając powyższe, należy sądzić, że przedstawiony wskaźnik stanu technicznego, określony na podstawie pomiarów zawartości cząstek stałych w gazach wylotowych, może być wiarygodnym narzędziem identyfikacji stanu technicznego turbinowego silnika spalinowego.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- Pawlik T.: Engine Training Manual for Model 250 C-20B, Allison Turbine Division of General Motors Corporation 1989, tłum. polskie, Świdnik 2009.
- Golomb P.: New Method for Particulate Matter Measurement with TEOM Diesel Particulate Mass Monitor, PTNSS Congress, Cracow 2007.
- Magier J.: The estimation of technical state of helicopter turbine engine bearing system, PTNSS Congress, Cracow 2007.
- Dutczak J.: Application Of The TEOM Analyser To SI Engine Particulates Emissions Measurement, International Congress Motor Vehicles & Motors 2008, Kragujevac 2008.
- Dutczak J., Magier J.: Conception of evaluation of technical state of turbine engine elements on the base of exhaust gases chemical composition changes, Combustion Engines/Silniki Spalinowe nr 2009-SC1, PTNSS June 2009.
- Dutczak J.: Investigation of the particle matter emission in the exhaust gas of the GTD-350 turbine engine, PTNSS-2011-SC-173, Combustion Engines/Silniki Spalinowe nr 3/2011.

Jerzy Dutczak, DEng. – doctor in the Department of Combustion Engines, Faculty of Mechanics at Cracow University of Technology.

Dr inż. Jerzy Dutczak – adiunkt w Katedrze Silników Spalinowych na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.

e-mail: jdutczak@usk.pk.edu.pl



Janusz Magier, DEng. – Polish Aviation.

Dr inż. Janusz Magier – pracownik lotnictwa państwowego.

e-mail: janusz.magier@gmail.com



A comparative analysis of platinum and oxide-based catalytic converters in terms of NO_x reduction with ammonia

The paper presents a comparison of the catalytic properties of two types of catalytic converters (containing platinum and oxide active coatings) in the aspect of a reduction of nitric oxides with ammonia. The tests were performed for three concentrations of ammonia in the exhaust gases of a diesel engine. The work contains images of the topography of the active surface of the catalytic converters and the results of its physical and chemical analysis. The changes of the conversion rates of the nitric oxides have also been presented in the converter temperature range from 150 to 550 °C along with the results of calculations of the shares of NO₂ in NO_x for all analyzed concentrations of ammonia in the exhaust gases.

Key words: combustion engine, catalytic converters, selective catalytic reduction, nitric oxides, air pollution

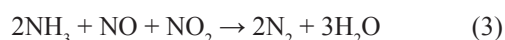
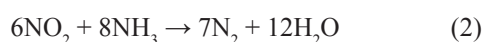
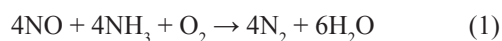
Analiza porównawcza reaktorów z katalizatorem platynowym i tlenkowym w procesie redukcji NO_x amoniakiem

W artykule przedstawiono porównanie właściwości katalitycznych dwóch rodzajów reaktorów katalitycznych z warstwami aktywnymi: platynową i tlenkową w aspekcie redukcji tlenków azotu za pośrednictwem amoniaku. Badania przeprowadzono przy trzech wartościach stężeń amoniaku w gazach spalinowych silnika o zapłonie samoczynnym. Praca zawiera obrazy topografii powierzchni aktywnej reaktorów oraz wyniki jej analizy fizyko-chemicznej. Przedstawiono także zmiany konwersji tlenków azotu w zakresie temperatur pracy reaktorów od 150 do 550 °C oraz wyniki obliczeń udziałów NO₂ w NO_x dla wszystkich analizowanych wartości stężeń amoniaku w gazach spalinowych.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, reaktory katalityczne, redukcja selektywna, tlenki azotu, zanieczyszczenie powietrza

1. Introduction

In diesel engines one of the most important issues in terms of environment protection is to ensure the NO_x emission levels to comply with the Euro 5 standard and Euro 6 in the future. One of the solutions to this problem is the application of selective catalytic reduction of NO_x in diesel engines. Currently, the most frequently applied system in diesel engines is selective catalytic reduction with the use of ammonia NH₃-SCR (NH₃ – *Selective Catalytic Reduction*) [1 – 3]. The reactions of reduction of NO and NO₂ occurring on the active surface of the converters are described by relations [3]:



In commercial solutions regarding the said system the most frequently applied catalytic converters are oxide-based converters such as: V₂O₅/WO₃/TiO₂ [4 – 6]. The worldwide-conducted research has shown, however, that these converters can reach high NO_x conversion efficiency only at higher temperatures of the catalytic process [7] and it is a problem to reduce the NO_x concentration in the temperature range of 150 – 250 °C. This is an important issue particularly for

1. Wstęp

W odniesieniu do silników o zapłonie samoczynnym jednym z najważniejszych zagadnień w aspekcie ochrony środowiska naturalnego jest zapewnienie, w pojazdach wyposażonych we wspomniany typ silników, poziomów emisji tlenków azotu obowiązujących w normie Euro 5 oraz w przyszłości Euro 6. Jednym z rozwiązań tego problemu jest zastosowanie w pojazdach wyposażonych w silniki o zapłonie samoczynnym układów selektywnej katalitycznej redukcji NO_x. Obecnie najczęściej stosowanym układem w omawianym typie pojazdów jest układ selektywnej katalitycznej redukcji tlenków azotu amoniakiem NH₃-SCR (NH₃ – *Selective Catalytic Reduction*) [1 – 3]. Reakcje redukcji NO oraz NO₂ zachodzące na powierzchni aktywnej reaktorów tego typu opisują zależności (1) – (3) [3].

W rozwiązaniach komercyjnych tego typu układów najczęściej stosowanymi reaktorami katalitycznymi są reaktory tlenkowe, np.: V₂O₅/WO₃/TiO₂ [4 – 6]. Prowadzone na świecie badania wykazały jednak, że reaktory te osiągają wysokie poziomy konwersji NO_x dopiero w wyższych temperaturach procesu katalitycznego [7]; problemem jest natomiast obniżenie stężenia NO_x w przedziale temperatur 150 – 250 °C. Jest to zagadnienie szczególnie ważne w odniesieniu do samochodów osobowych, gdzie ich warunki eksploatacji, szczególnie w trybie jazdy miejskiej, nie pozwalają uzyskać spalin o temperaturach przekraczających 250 °C. Wtedy spaliny opuszczające silnik nie są w stanie

passenger vehicles whose operating conditions (urban driving cycles) do not generate exhaust gases of temperatures exceeding 250 °C. Hence, the exhaust gases leaving the engine do not heat up and maintain the temperature of the converter on the level ensuring its efficient operation. A solution to this problem could be the application of a catalytic converter that uses platinum as the catalyst. The results of investigations on the reduction process of NO_x with ammonia have shown that platinum-based converters reach high NO_x conversion rates at much lower temperatures than it is in the case of active oxide layers [8 – 10].

The aim of this work is to compare to research models of catalytic converters of the NH₃-SCR system in the aspect of their ability to convert NO_x. One of the converters was a specially prepared platinum-based catalytic converter and the other was a serially manufactured oxide-based converter.

2. Research catalytic converters

For the tests two models of catalytic converters were used. Both were made in a cylindrical form of the dimensions: diameter $\Phi = 42$ mm and length $l = 90$ mm. The images of the cylinders have been shown in Fig. 1. The composition of the active layers and the construction of the monoliths were as follows:

- the platinum-based converter was built on a substrate made from a steel foil of the cell density of 400 cpsi (cpsi – *cells per square inch*). On the substrate a washcoat was applied of Al₂O₃ in the amount of 47 g/dm³ and then it was impregnated with platinum in the amount of 2.5 g/dm³,
- the oxide-based catalytic converter was cut out of a NH₃-SCR system that is serially manufactured and fitted in heavy-duty vehicles. The converter monolith was made from cordierite (MgO·Al₂O₃·5SiO₂) and the cell density was 300 cpsi. A detailed chemical composition of the active layer of this converter was not known and was determined based on physical and chemical analyses.

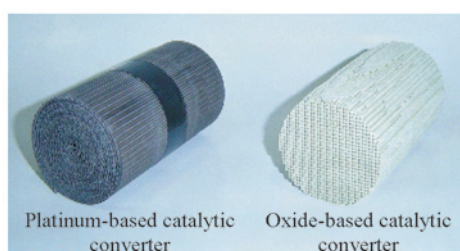


Fig. 1. Models of catalytic converters
Rys. 1. Modele reaktorów badawczych

The active layers of both converters were subjected to physical and chemical tests using SEM (*Scanning Electron Microscope*). Figure 2 presents the images of the topography of the surface of both tested catalytic converters enhanced 5000 times and the results of local analysis of the chemical composition of the active layers.

From the obtained results (Fig. 3) in the case of the platinum-based catalytic converter the catalyst is platinum (Pt) and the washcoat is Al₂O₃. Analyzing the results for the

nagrząć i utrzymywać temperatury reaktora katalitycznego w zakresie jego skutecznej pracy. Rozwiązaniem tego problemu może być zastosowanie reaktora, w którym jako katalizator zastosowano platynę. Wyniki badań prowadzonych nad procesem redukcji NO_x amoniakiem pokazały, że reaktory z katalizatorem platynowym osiągają wysokie poziomy konwersji NO_x w znacznie niższych temperaturach niż z aktywnymi warstwami tlenkowymi [8 – 10].

Celem niniejszej pracy jest porównanie dwóch modeli badawczych reaktorów katalitycznych systemu NH₃-SCR w aspekcie ich zdolności do konwersji tlenków azotu. Jednym z reaktorów był specjalnie przygotowany reaktor z katalizatorem platynowym, natomiast jako drugi zastosowano pochodzący z produkcji seryjnej reaktor z katalizatorem tlenkowym.

2. Reaktory badawcze

Do badań zastosowano dwa modele reaktorów badawczych wykonane w postaci walca o wymiarach: średnica $\Phi = 42$ mm i długość $l = 90$ mm, których zdjęcie przedstawiono na rysunku 1. Skład warstw aktywnych i budowa monolitów reaktorów były następujące:

- reaktor z katalizatorem platynowym zbudowano na nośniku zwiniętym z folii stalowej o gęstości upakowania kanałków 400 cpsi (cpsi – *cells per square inch*). Na nośnik reaktora naniesiono warstwę pośrednią w postaci tlenku glinu Al₂O₃ w ilości 47 g/dm³, a następnie był on impregnowany platyną w ilości 2,5 g/dm³,
- reaktor z katalizatorem tlenkowym wycięto z wkładu reaktora systemu NH₃-SCR seryjnie produkowanego, montowanego w samochodach ciężarowych. Monolit reaktora został wykonany z kordierytu (MgO·Al₂O₃·5SiO₂), a gęstość upakowania kanałków wynosiła 300 cpsi. Dokładny skład chemiczny warstwy aktywnej tego reaktora nie był znany i został określony na podstawie badań fizykochemicznych.

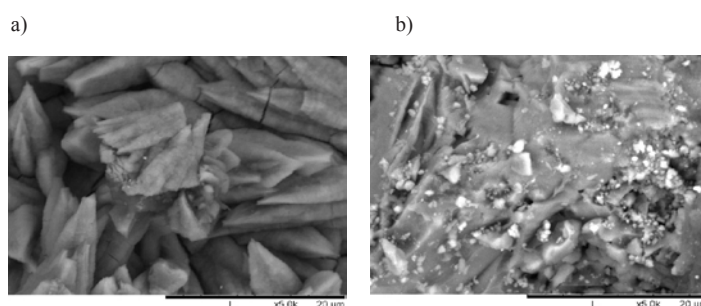


Fig. 2. Topography of the active surface enhanced 5000x times for the converters with: a) platinum-based catalyst, b) oxide-based catalyst

Rys. 2. Topografia powierzchni aktywnej w powiększeniu 5000x dla reaktorów z katalizatorem: a) platynowym, b) tlenkowym

Powierzchnie aktywne obu reaktorów poddano badaniom fizykochemicznym z wykorzystaniem skaningowego mikroskopu elektronowego SEM (*Scanning Electron Microscope*). Na rysunku 2 przedstawiono zdjęcia topografii powierzchni obu badanych reaktorów w powiększeniu 5000

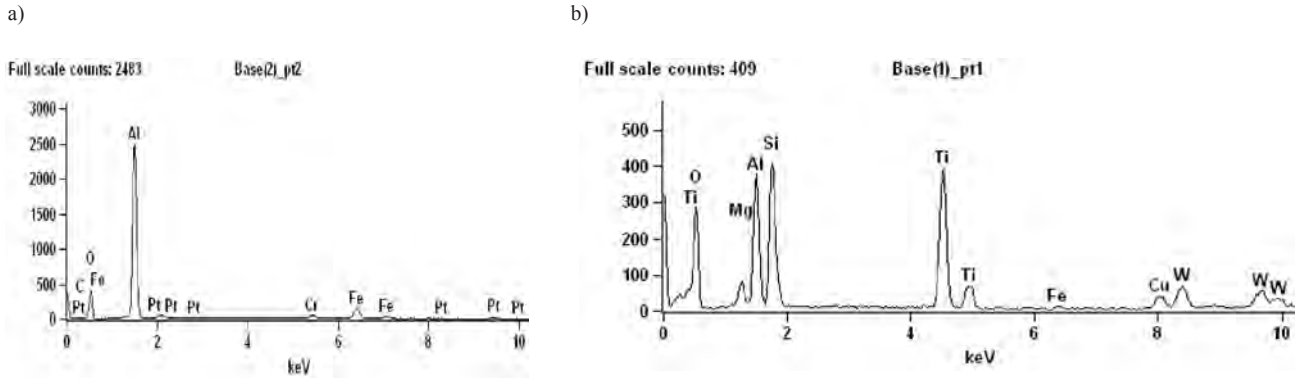


Fig. 3. The results of the local microanalysis of the chemical composition of the active layers of the converters: a) platinum-based, b) oxide-based
 Rys. 3. Wyniki mikroanalizy punktowej składu chemicznego warstw aktywnych dla reaktora z katalizatorem: a) platynowym, b) tlenkowym

oxide-based catalytic converter the main catalyst is TiO_2 and most probably WO_3 . The other compounds visible in the spectrum for both converters most likely come from the steel layer of the platinum and ceramic monolith of the oxide-based converter.

3. Test stand and test procedure

In order to carry out the tests the authors built a test stand shown in Fig. 4. The Perkins 1104-C engine was used as the exhaust gas generator. During the measurements the engine operated at a constant speed of $n = 1400$ rpm and a constant

razą oraz wyniki punktowej analizy składu chemicznego warstw aktywnych.

Z uzyskanych rezultatów badań (rys. 3) wynika, że w odniesieniu do reaktora z katalizatorem platynowym jednym związkiem katalitycznym jest platyna (Pt), a jako warstwa pośrednia tlenek glinu (Al_2O_3). Rozpatrując wyniki uzyskane dla reaktora z katalizatorem tlenkowym, można zauważyć, że głównym związkiem katalitycznym jest tlenek tytanu (TiO_2) oraz przypuszczalnie trójtlenek wolframu (WO_3). Pozostałe związki widoczne na widmach obu reaktorów pochodzą najprawdopodobniej ze stalowej warstwy monolitu reaktora platynowego i ceramicznej reaktora tlenkowego.

3. Stanowisko badawcze i procedura badań

W celu przeprowadzenia badań zbudowano stanowisko badawcze przedstawione na rysunku 4. Jako generator spalin użyto silnika Perkins 1104-C. Podczas pomiarów silnik pracował ze stałą prędkością obrotową wynoszącą $n = 1400$ obr/min przy stałym obciążeniu równym $Me = 200$ Nm. Ze względu na to, że w procesie redukcji tlenków azotu amoniakiem zachodzą jednocześnie reakcje redukcji NO i NO_2 (zgodnie z równaniami (1) – (3)), w układzie wylotowym silnika zamontowany został reaktor utleniający OC (Oxidation Catalyst).

Zadaniem tego reaktora było utlenienie części NO obecnych w dużej ilości w gazach spalinowych do NO_2 . Stopień konwersji NO do NO_2 wynosił w tych warunkach pracy silnika 37%. Za reaktorem utleniającym znajdowała się dysza, którą doprowadzano do gazów spalinowych silnika amoniak o odpowiednim stężeniu. W celu uniknięcia niepożądanego zjawiska łączenia się amoniaku z wodą (two-

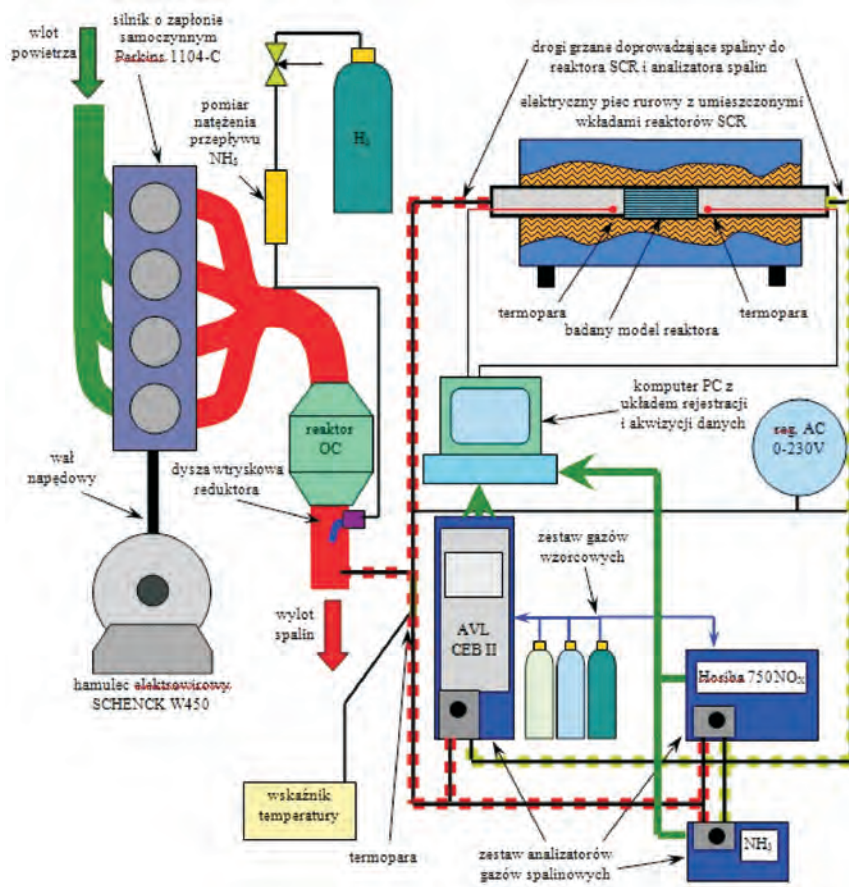


Fig. 4. Schematics of the test stand
 Rys. 4. Schemat blokowy stanowiska badawczego

load $M_e = 200$ Nm. Because during the NO_x reduction process with ammonia also the reactions of reduction of NO and NO_2 occur (as in the (1) – (3) equations) in the engine exhaust systems an oxidation catalyst (*Oxidation Catalyst*) was fitted as well.

The task of this catalytic converter was to oxidize a part of NO contained in the exhaust gases to NO_2 . The level of conversion of NO to NO_2 was 37% under these conditions of engine operation. Downstream the oxycat there was a nozzle through which the ammonia of proper concentration was fed to the exhaust gases. In order to avoid the unwanted phenomenon of bonding of ammonia with water (formation of ammonia water) the NH_3 dosage to the exhaust system was done as all the elements of the measurement chains through which the gases flew were warmed up to the temperature of above 100 °C. The flow rate of the ammonia was adjusted in the range of 240 – 400 ppm through a rotameter and its concentration in the exhaust gases was controlled through the GFM 430 analyzer. The exhaust gases containing ammonia were directed to the exhaust analyzers where the concentrations of the individual exhaust gas components were recorded. In the subsequent stage of the measurements the exhaust gases were directed through heated lines to the electric pipe heater PR 90/1100K where the models of the converters were placed. The electronic heater controller precisely set and adjusted the temperature of the catalytic process. The tests were conducted in the temperature range of 150 – 550 °C. Past the heater the exhaust gases were again directed to the analyzers where the concentrations of the exhaust components were recorded on a continuous basis. At the same time through thermocouples located upstream and downstream the tested catalytic converters the temperature of the exhaust gases was measured at the inlet and outlet of the devices. On this basis an instantaneous temperature of the catalytic process was determined. During the tests in order to determine the secondary emission of NH_3 at selected temperatures of the catalytic conversion the concentrations of ammonia were recorded at the outlet of the devices.

4. Results

The concentrations of NO_x and NO_2 during the tests enabled calculating of the instantaneous values of the conversion rates of NO_x and the share of NO_2 in NO_x as a function of the converter operating temperature. The measured concentrations of NH_3 past the converters served to determine the secondary emission rate of this compound also as a function of temperature of the catalytic process. In Figs 5 – 7 the comparison of the conversion changes of NO_x has been presented for both tested converters at the ammonia concentrations in the exhaust gases fed to the converter amounting to 240, 320 and 400 ppm respectively, which corresponded to the value of the NH_3 share against NO_x 0.5; 0.65 and 0.8. In the graphs additionally NH_3 slip during the tests was marked.

The following symbols have been adopted for the characteristic parameters of operation of the tested catalytic converters shown in Fig. 5: $T_{50\text{Pt}}$ – conversion temperature 50% of the platinum-based converter, $\Delta T_{50\text{Pt}}$ – conversion temperature window 50% of the platinum-based converter, k_{maxPt}

rzeenie wody amoniakalnej) dozowanie NH_3 do układu wylotowego silnika odbywało się w momencie rozgrzania wszystkich elementów torów pomiarowych, przez które przepływały gazy spalinowe, do temperatury powyżej 100 °C. Natężenie przepływu amoniaku było regulowane w zakresie 240 – 400 ppm za pomocą rotametu, a jego stężenie w gazach spalinowych kontrolowano za pomocą analizatora GFM 430. Gazy spalinowe zawierające w swoim składzie amoniak były kierowane do zestawu analizatorów spalin, w których rejestrowano stężenia poszczególnych związków toksycznych. W kolejnym etapie pomiarów spaliny kierowane były za pomocą grzanych dróg gazowych do elektrycznego pieca rurowego PR 90/1100K, w którym umieszczane były modele reaktorów badawczych. Elektroniczny sterownik pieca pozwalał na zadawanie i precyzyjną regulację temperatury procesu katalitycznego. Badania prowadzone były w zakresie temperatur 150 – 550 °C. Po opuszczeniu pieca spaliny były kierowane ponownie do analizatorów spalin, gdzie w sposób ciągły rejestrowane były stężenia związków toksycznych. Jednocześnie za pomocą termopar umieszczonych przed i za badanym reaktorem katalitycznym dokonywano pomiaru i rejestracji temperatur gazów spalinowych na wlocie i wylocie reaktora. Na tej podstawie wyznaczana była chwilowa temperatura procesu katalitycznego. Podczas pomiarów w celu wyznaczenia wtórnej emisji NH_3 , w wybranych temperaturach konwersji katalitycznej, rejestrowano stężenia amoniaku na wylocie badanych reaktorów.

4. Wyniki badań

Zarejestrowane podczas badań wartości stężeń NO_x i NO_2 pozwoliły na obliczenie wartości chwilowych konwersji NO_x oraz udziału NO_2 w NO_x w funkcji temperatury pracy reaktorów. Zmierzone wartości stężeń NH_3 za reaktorami posłużyły do określenia stopnia wtórnej emisji tego związku również w funkcji temperatury procesu katalitycznego. Na rysunkach 5 – 7 przedstawiono porównanie zmian konwersji NO_x dla obu badanych reaktorów przy stężeniu amoniaku w gazach spalinowych doprowadzanych na wlot reaktora wynoszących odpowiednio 240, 320 oraz 400 ppm, co odpowiadało wartościom udziału NH_3 do NO_x wynoszącym kolejno 0,5; 0,65 oraz 0,8. Na wykresach naniesiono dodatkowo zmierzoną podczas badań ucieczkę NH_3 .

Przyjęto następujące oznaczenia charakterystycznych parametrów pracy badanych reaktorów wyszczególnione na rysunku 5: $T_{50\text{Pt}}$ – temperatura konwersji 50% reaktora platynowego, $\Delta T_{50\text{Pt}}$ – okno temperaturowe konwersji 50% reaktora platynowego, k_{maxPt} – maksymalny uzyskany poziom konwersji w reaktorze platynowym, T_{maxPt} – temperatura występowania maksymalnego poziomu konwersji w reaktorze platynowym.

Przyjęto następujące oznaczenia charakterystycznych parametrów pracy badanych reaktorów wyszczególnione na rysunku 6: $T_{50\text{Pt}}$ – temperatura konwersji 50% reaktora platynowego, $T_{50\text{T}}$ – temperatura konwersji 50% reaktora tlenkowego, $\Delta T_{50\text{Pt}}$ – okno temperaturowe konwersji 50% reaktora platynowego, $\Delta T_{50\text{T}}$ – okno temperaturowe konwersji 50% reaktora tlenkowego, k_{maxPt} – maksymalny uzyskany po-

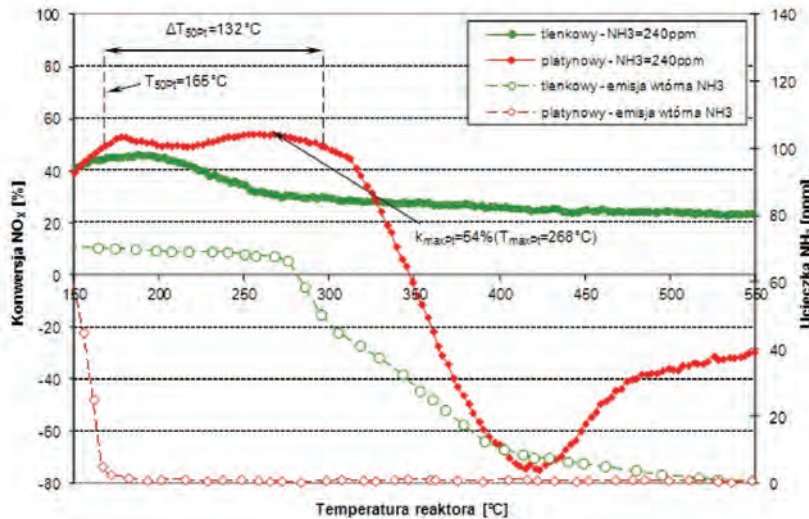


Fig. 5. Changes of NO_x conversion rates and the secondary NH₃ emission downstream the platinum and oxide-based converters at the NH₃ concentration of 240 ppm at the inlet to the devices
 Rys. 5. Zmiany konwersji NO_x oraz wtórna emisja NH₃ za reaktorem z katalizatorem platynowym i tlenkowym przy stężeniu NH₃ na wlocie do reaktorów wynoszącym 240 ppm

– maximum conversion rate obtained in the platinum-based converter, T_{maxPt} – temperature of occurrence of the maximum conversion rate in the platinum-based converter.

The following symbols have been adopted for the characteristic parameters of operation of the tested catalytic converters shown in Fig. 6: T_{50Pt} – conversion temperature 50% of the platinum-based converter, T_{50T} – conversion temperature 50% of the oxide-based converter, ΔT_{50Pt} – conversion temperature window 50% of the platinum-based converter, ΔT_{50T} – conversion temperature window 50% of the oxide-based converter, k_{maxPt} – maximum obtained conversion rate in the platinum-based converter, k_{maxT} – maximum obtained conversion rate in the oxide-based converter, T_{maxPt} – temperature of occurrence of the maximum conversion rate in the platinum-based converter, T_{maxT} – temperature of occurrence of the maximum conversion rate in the oxide-based converter.

The symbols of the characteristic operating parameters of the catalytic converters marked in Fig. 7 are analogical to the ones shown in Fig. 6.

From the obtained results of the conversion we can clearly see that the growth in the concentration of the solution of ammonia at the inlet to both the platinum and oxide-based catalytic converters results in a growth of the NO_x conversion rate. Observing the obtained results we can assume that the platinum catalyst has higher NO_x conversion rates only at temperatures up to 300 °C as compared to the oxide-based catalyst. In temperatures above 350 °C in the platinum-based catalytic converter occurs an unwanted phenomenon of secondary NO_x emission. The advantage of

ziom konwersji w reaktorze platynowym, k_{maxT} – maksymalny uzyskany poziom konwersji w reaktorze tlenkowym, T_{maxPt} – temperatura występowania maksymalnego poziomu konwersji w reaktorze platynowym, T_{maxT} – temperatura występowania maksymalnego poziomu konwersji w reaktorze tlenkowym.

Oznaczenia charakterystycznych parametrów pracy reaktorów zaznaczone na rysunku 7 są analogiczne do przedstawionych na rysunku 6.

Z otrzymanych wyników konwersji widać wyraźnie, że wzrost stężenia roztworu amoniaku na wlocie zarówno do reaktora z katalizatorem platynowym, jak i tlenkowym powoduje wzrost konwersji NO_x. Obserwując uzyskane wyniki, można uznać, że reaktor z katalizatorem platynowym tylko w zakresie niskich temperatur, tj. do 300 °C uzyskuje wyższe poziomy konwersji tlenku azotu w stosunku do reaktora z katalizatorem tlenkowym. W temperaturach powyżej 350 °C w reaktorze z katalizatorem platynowym występuje niepożądane zjawisko wtórnej emisji NO_x. Zaletą tego reaktora jest jego skuteczne utlenianie amoniaku obecnego w gazach spalinowych już od najniższych temperatur konwersji katalitycznej. Reaktor z katalizatorem tlenkowym wykazywał znacznie gorsze właściwości obniżania wtórnej emisji NH₃ w stosunku do reaktora z katalizatorem platynowym.

W celu określenia właściwości katalitycznych badanych reaktorów w odniesieniu do ich wpływu na przemiany tlenków azotu w trakcie procesu redukcji NO_x obliczono udziały NO₂ w NO_x w funkcji temperatury procesu katalitycznego dla trzech analizowanych stężeń amoniaku. Uzyskane wyniki przedstawiono na rysunku 8.

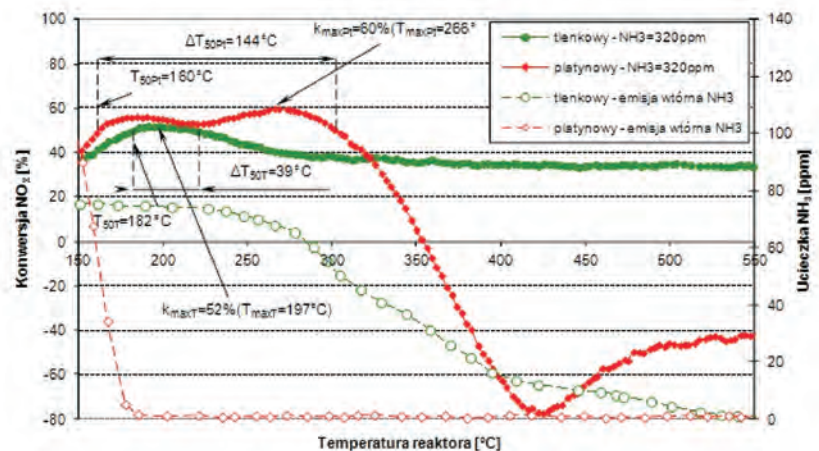


Fig. 6. Changes of NO_x conversion rates and the secondary NH₃ emission downstream the platinum and oxide-based converters at the NH₃ concentration of 320 ppm at the inlet to the devices
 Rys. 6. Zmiany konwersji NO_x oraz wtórna emisja NH₃ za reaktorem z katalizatorem platynowym i tlenkowym przy stężeniu NH₃ na wlocie do reaktorów wynoszącym 320 ppm

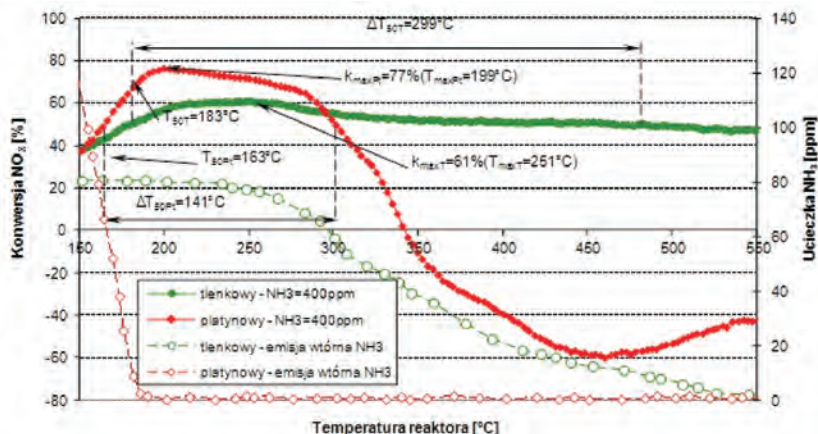


Fig. 7. Changes of NO_x conversion rates and the secondary NH_3 emission downstream the platinum and oxide-based converters at the NH_3 concentration of 400 ppm at the inlet to the devices

Rys. 7. Zmiany konwersji NO_x oraz wtórna emisja NH_3 za reaktorem z katalizatorem platynowym i tlenkowym przy stężeniu NH_3 na wlocie do reaktorów wynoszącym 400 ppm

this catalytic converter is its efficient oxidation of ammonia present in the exhaust gases already at the lowest temperatures at which the catalytic conversion begins. The oxide-based catalytic converter has shown much worse capability of the reduction of the secondary NH_3 emission as compared to the platinum-based catalytic converter.

In order to determine the catalytic properties of the tested converters in relation to their influence on the nitric oxides conversion in the process of NO_x reduction the shares of NO_2 in NO_x were calculated as a function of temperature of the catalytic process for three analyzed ammonia concentrations. The obtained results have been presented in Fig. 8.

The results of the calculations of the NO_2 share in NO_x as presented in the graph above show that in the case of the platinum-based catalytic converter there occurs a significant growth of the NO_2 concentration at the outlet and reaches a maximum at the temperature of 350 °C. The concentration of NO_2 grows along the concentration of NH_3 at the converter inlet (maximum share of NO_2 in NO_x was 82% at the temperature of 344 °C for the concentration of $\text{NH}_3 = 400$ ppm). In this type of converter occur both the reduction of NO_x through ammonia (presumably as a result of the reaction described with relation 1) and the unwanted oxidation of NO to NO_2 . Such a phenomenon does not occur in the second SCR converter. In this case the growth in the concentration of NH_3 at the inlet to the converter results in a reduction of the NO_2 concentration at its outlet. In Fig. 8 we can observe that in the temperature range of 220 – 320 °C i.e. the maximum NO_x conversion temperatures for this converter in the exhaust gases NO_2 (at maximum NH_3 dosage) is not present. We can thus assume that in the converter of this type occur

Wyniki obliczeń udziału NO_2 w NO_x przedstawione na wykresie (rys. 8) pokazują, że w przypadku reaktora z katalizatorem platynowym występuje znaczny wzrost stężenia NO_2 na jego wlocie i osiąga maksimum w temperaturze 350 °C. Stężenia NO_2 rośnie wraz ze wzrostem stężenia NH_3 na wlocie reaktora (maksymalny udział NO_2 w NO_x wynosił 82% w temperaturze 344 °C dla stężenia $\text{NH}_3 = 400$ ppm). W reaktorze tego typu występuje zarówno zjawisko redukcji NO_x za pośrednictwem amoniaku (przypuszczalnie głównie w wyniku reakcji opisanej zależnością 1), jak również niekorzystna reakcja utleniania NO do NO_2 . Zjawisko takie nie występuje w drugim badanym reaktorze systemu SCR. W tym przypadku wzrost stężenia NH_3 na wlocie reaktora powoduje obniżenie stężenia NO_2 na jego

wylocie. Na rysunku 8 zaobserwować można, że w zakresie temperatur 220–320 °C, tj. temperatur maksymalnych konwersji NO_x dla tego reaktora w gazach spalinowych nie występuje NO_2 (przy maksymalnym dawkowaniu NH_3). Można zatem założyć, że w reaktorze tego typu zachodzi redukcja zarówno NO , jak i NO_2 (najprawdopodobniej zgodnie z zależnością 3). W tabeli 1 zestawiono najważniejsze charak-

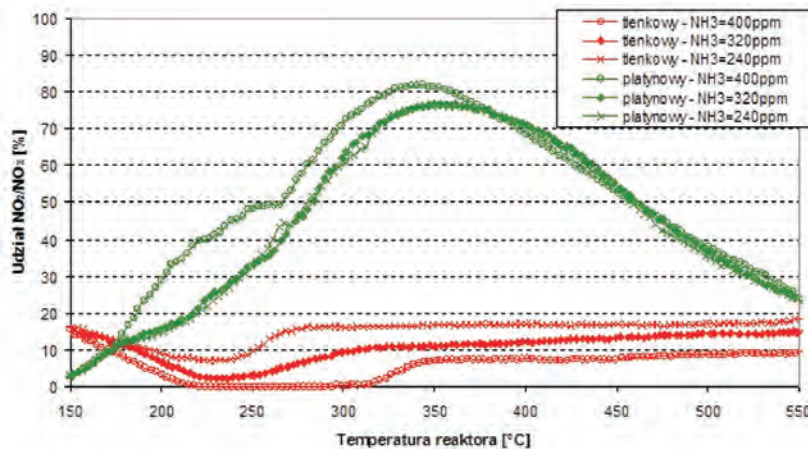


Fig. 8. Changes of the NO_2 share in NO_x for the platinum and oxide-based converters at the NH_3 concentrations of 240, 320 and 400 ppm at the inlet

Rys. 8. Zmiany udziału NO_2 w NO_x dla reaktora z katalizatorem platynowym i tlenkowym przy stężeniach NH_3 na wlocie do reaktorów wynoszących 240, 320 oraz 400 ppm

teryistyczne parametry określające stopień oraz skuteczność konwersji NO_x w obu analizowanych przypadkach.

Oprócz wartości charakterystycznych naniesionych na rysunkach 5 – 7 w tabeli 1 zamieszczono dodatkowo wartości średniego udziału NO_2 w NO_x ($U_{\text{srNO}_2/\text{NO}_x}$) oraz średnie wartości wtórnej emisji NH_3 (S_{srNH_3}) liczone dla całego przedziału analizowanych temperatur konwersji katalitycznych, tj. 150 – 550 °C.

Table 1. Characteristic operating parameters of the tested catalytic converters

Tabela 1. Charakterystyczne parametry pracy badanych reaktorów

Concentration of/ stężenie NH_3	Platinum-based converter/reaktor platynowy						Oxide-based converter/reaktor tlenkowy					
	T_{50Pt}	ΔT_{50Pt}	T_{maxPt}	k_{maxPt}	U_{srNO_2/NO_x}	S_{srNH_3}	T_{50T}	ΔT_{50T}	T_{maxT}	k_{maxT}	U_{srNO_2/NO_x}	S_{srNH_3}
ppm	°C	°C	°C	%	%	ppm	°C	°C	°C	%	%	ppm
240	165	132	268	54	44.2	4.1	–	–	–	–	15	34.2
320	160	144	266	60	45.5	9.5	182	39	197	52	10.5	38.6
400	163	141	199	77	50	14.1	183	299	251	61	5.5	43.1

both the reduction of NO and NO₂ (most likely according to relation 3). The table below lists all the characteristic parameters determining the rate and efficiency of the NO_x conversion in both analyzed cases.

Beside the characteristic values put in Figures 5 – 7 in Table 1 the authors also presented the values of the average share of NO₂ in NO_x (U_{srNO_2/NO_x}) and the values of the average secondary emission of NH₃ (S_{srNH_3}) calculated for the whole range of analyzed catalytic conversion temperatures (150 – 550 °C).

5. Conclusions

Based on the results obtained during the investigations on the catalytic converters with platinum and oxide based active coatings of the NH₃-SCR system the following conclusions have been drawn:

- increasing the NH₃ concentration at the inlet to the converter resulted in a growth of the maximum NO_x conversion rate. The platinum-based catalytic converter obtained the best NO_x conversion rates in all analyzed cases of NH₃ dosage and obtained the maximum conversion rate of this compound on the level of 77% in the temperature of 199 °C at the maximum analyzed dose of ammonia of 400 ppm. Under these operating conditions the oxide-based catalytic converter obtained the maximum NO_x conversion rate on the level of 61% at the temperature of 251 °C,
- in relation to the platinum-based catalytic converter, increasing the concentration of NH₃ at the inlet resulted in a reduction of the NO_x maximum conversion temperature, which was contrary to the oxide-based converter,
- increasing the concentration of ammonia at the inlet did not significantly influence the light-off for the NO_x conversion that was 160 °C for the platinum-based catalytic converter and 180 °C for the oxide-based converter,
- the amount of NH₃ fed to the converter clearly influenced the temperature range of its efficient operation exclusively for the oxide-based catalytic converter where the temperature window 50% of the NO_x conversion at NH₃ dosage on the level of 400 ppm was in the range 180 °C – 300 °C. For the platinum-based catalytic converter the value of this parameter was constant for all NH₃ dosage values and amounts to 140 °C,
- the platinum-based catalytic converter had better NO_x conversion parameters only at lower conversion temperatures as compared to the oxide-based converter. Above the temperature of 300 °C the NO_x conversion rate for

5. Wnioski

Na podstawie wyników uzyskanych podczas badań modeli reaktorów z powierzchniami aktywnymi platynową i tlenkową systemu NH₃-SCR wysunięto następujące wnioski:

- zwiększanie stężenia NH₃ na wlocie do reaktorów powoduje wzrost maksymalnego poziomu konwersji NO_x. Reaktor z katalizatorem platynowym uzyskuje najwyższe wartości konwersji NO_x we wszystkich analizowanych przypadkach dawkowania NH₃ i uzyskuje maksymalną konwersję tego związku na poziomie 77% w temperaturze 199 °C przy maksymalnej analizowanej dawce amoniaku wynoszącej 400 ppm. W tych warunkach pracy reaktor z katalizatorem tlenkowym uzyskuje maksymalną konwersję NO_x na poziomie 61% w temperaturze 251 °C,
- w odniesieniu do reaktora z katalizatorem platynowym zwiększanie stężenia NH₃ na jego wlocie powoduje obniżanie temperatury maksymalnej konwersji NO_x, odwrotnie niż w odniesieniu do reaktora z katalizatorem tlenkowym,
- zwiększanie stężenia amoniaku na wlocie do reaktora nie wpływa w obu przypadkach znacząco na temperaturę rozpoczęcia skutecznej konwersji NO_x, która wynosiła 160 °C dla reaktora z katalizatorem platynowym i 180 °C dla reaktora z katalizatorem tlenkowym,
- ilość NH₃ doprowadzanego do reaktora wpływa wyraźnie na zakres temperatur jego skutecznej pracy wyłącznie dla reaktora z katalizatorem tlenkowym, w którym okno temperaturowe 50% konwersji NO_x przy dawkowaniu NH₃ na poziomie 400 ppm zawiera się w przedziale 180 °C – 300 °C. Dla reaktora z katalizatorem platynowym wartość tego parametru jest w przybliżeniu stała dla wszystkich wartości dawkowania NH₃ i wynosi 140 °C,
- reaktor z katalizatorem platynowym uzyskuje lepsze parametry konwersji NO_x w stosunku do reaktora z katalizatorem tlenkowym jedynie w niższych temperaturach konwersji katalitycznej. Powyżej temperatury 300 °C poziom konwersji NO_x dla tego reaktora spada poniżej poziomu konwersji uzyskiwanego dla reaktora z katalizatorem tlenkowym,
- w reaktorze z katalizatorem platynowym występuje negatywny proces tworzenia NO₂, który nasila się wraz ze wzrostem stężenia NH₃ doprowadzanego do reaktora. Maksymalny poziom udziału NO₂ w NO_x dla tego reaktora wyniósł 82% w temperaturze 344 °C, natomiast średnie

this converter dropped below the level obtained for the oxide-based converter,

- in the platinum-based catalytic converter occurred a negative process of NO_2 formation that intensified as the concentration of NH_3 fed to the converter increased. The maximum share of NO_2 in NO_x for this converter was 82% at the temperature of 344 °C and the average values of this parameter in the whole range of analyzed operating temperatures ($U_{\text{srNO}_2/\text{NO}_x}$) were 44 – 50% and grew along the increase of the NH_3 concentration. For the oxide-based catalytic converter the growth of the NH_3 concentration resulted in a reduction of the share of NO_2 in NO_x . In this case the average values of this share were from 5.5% for the maximum NH_3 dose to 15% for the minimum dose,
- for the platinum-based catalytic converter a highly efficient oxidation of residual NH_3 was observed. A drop in the levels of secondary emission of NH_3 to the values oscillating around 1 ppm were obtained for this catalytic converter already for the temperature of 175 °C and the average ammonia concentration at the outlet from the device (S_{srNH_3}) in the whole range of the analyzed operating temperatures was 4 – 14 ppm. For the oxide-based catalytic converter a gradual drop in the concentration of NH_3 at its outlet was observed for temperatures above 275 °C and the average values of the NH_3 emission for the whole range of temperatures were 34 – 43 ppm.

wartości tego parametru w całym zakresie analizowanych temperatur pracy reaktora ($U_{\text{srNO}_2/\text{NO}_x}$) zawierały się w przedziale 44 – 50% i rosły wraz ze wzrostem stężenia NH_3 . Dla reaktora z katalizatorem tlenkowym wzrost stężenia NH_3 powoduje zmniejszenie udziału NO_2 w NO_x . W tym przypadku średnie wartości tego udziału zawierały się w przedziale od 5,5% dla maksymalnej dawki NH_3 do 15% dla dawki minimalnej,

- dla reaktora z katalizatorem platynowym zaobserwowano wysoce skuteczne utlenianie NH_3 pozostałych w gazach spalinowych. Spadek poziomów emisji wtórnej NH_3 do wartości oscylujących w granicach 1ppm uzyskano dla tego reaktora już w temperaturach 175 °C, a średni poziom stężenia amoniaku na wylocie reaktora (S_{srNH_3}) w całym zakresie analizowanych temperatur jego pracy zawierał się w przedziale 4 – 14 ppm. Dla reaktora z katalizatorem tlenkowym stopniowy spadek stężenia NH_3 na jego wylocie stwierdzono w temperaturach powyżej 275 °C, a średnie wartości wtórnej emisji NH_3 dla całego zakresu temperaturowego zawierają się w przedziale 34 – 43 ppm.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Frankle G., Held W., Hosp W., Knetech W., Hoffman L., Mathes R., Neufert R., Zurbig J.: 18 Internationales Wiener Motorensymposium Vol. 1, p. 365, Wien 1997.
- [2] Jacob E., Emmerling G., Doring A., Graf U., Harris M., Tillaart J.A.A., Hupfeld B.: 19 Internationales Wiener Motorensymposium Vol. 1, p. 366, Wien 1998.
- [3] Koebel M., Elsener M., Krocher O., Schar Ch., Rothlisberger R., Jaussi F., Mangold M.: NO_x reduction in the exhaust of mobile heavy-duty diesel engines by urea-SCR. Topics in Catalysis Vols 30/31, July 2004, p. 43-48.
- [4] Lambert Ch., Williams S., Carberry B., Koehler E., Tomazic D.: Urea SCR and CDPF System for a Tier 2 Light-Duty Truck. Aachener Kolloquium Fahrzeuge und Motorentechnik 2006.
- [5] Gieshoff J.: Improved SCR Systems for Heavy Duty Applications. SAE Paper No. 2000-01-0189, SAE International, Warrendale, PA, 2000.
- [6] Janssen J.: Environmental Catalysis – Stationary Sources. in Handbook of Heterogeneous Catalysis. Ertl G., Wiley J., New York, p. 1636-1644, 1997.
- [7] Joon Hyun B., Sung Dae Y., In-Sik N., Young Sun M., Jong-Hwan L., Byong K.Ch., Se H.O.: Control of NO_x emissions from diesel engine by selective catalytic reduction (SCR) with urea. Topics in Catalysis Vols 30/31, July 2004, p. 37-42.
- [8] Kamela W., Kruczyński S., Orliński P., Wojs M.K.: Ocena wpływu ładunku platyny na redukcję NO_x w reaktorze Pt/ Al_2O_3 . Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów 1(87)/2012 ISSN 1642-347X, p. 197-204, Warszawa 2012.
- [9] Kamela W., Kruczyński S.: Ocena wpływu dawki amoniaku na poziom konwersji NO_x w platynowym reaktorze SCR. IX Konferencja Naukowo-Techniczna Logitrans 2012. Materiały na płycie CD Logistyka 3/2012. 2012.
- [10] Heck R.M.: Operating Characteristics and Commercial Operating Experience with High Temperature SCR NO_x Catalyst. Environmental Progress 13,4, p. 221-225, 1994.

Wojciech Kamela, MSc., Eng. – Assistant in the Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering at Warsaw University of Technology.

Mgr inż. Wojciech Kamela – asystent w Zakładzie Silników Spalinowych na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej.

e-mail: w.kamela@simr.pw.edu.pl



Prof. Stanisław Kruczyński, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering at Warsaw University of Technology.

Prof. nzw. dr hab. inż. Stanisław Kruczyński – kierownik Zakładu Silników Spalinowych na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej.

e-mail: skruczyn@simr.pw.edu.pl



An investigation of supercharged CAI engine with internal gas recirculation and direct gasoline injection

Influence of boost pressure on combustion process and exhaust emission in controlled auto-ignition (CAI) engine was studied. The examinations were carried out using single-cylinder engine with fully variable valvetrain and gasoline direct injection. In order to achieve auto-ignition in-cylinder temperature was elevated with the use of internal gas recirculation (EGR) obtained via the negative valve overlap (NVO) technique.

Fuel dilution obtained via increase of intake pressure resulted in substantial reduction of cylinder-out nitrogen oxides emission. However application of boosting resulted in excessive advance of auto-ignition timing and increase of pressure rate rise (PRR) at higher engine loads.

Keywords: controlled auto-ignition, supercharging, load exchange, exhaust emission

Badania doładowanego silnika CAI z wewnętrzną recyrkulacją spalin i bezpośrednim wtryskiem benzyny

W artykule przedstawiono analizę wpływu doładowania silnika o kontrolowanym samozapłonie (CAI) na przebieg procesu spalania oraz emisję toksycznych składników spalin. Obiektem badań był jednocylindrowy silnik wyposażony w całkowicie zmienny układ rozrządu oraz bezpośredni wtrysk benzyny do cylindra. Do dostarczania energii niezbędnej do samozapłonu wykorzystano wewnętrzną recyrkulację spalin uzyskaną dzięki ujemnemu współtowarzyszeniu zaworów.

Rozrzedzenie ładunku w cylindrze, uzyskane w wyniku doładowania, pozwoliło na znaczne obniżenie emisji tlenków azotu. Doładowanie spowodowało jednak nadmierne wyprzedzenie samozapłonu oraz uzyskiwanie znacznych szybkości narastania ciśnienia w cylindrze przy większych obciążeniach silnika.

Słowa kluczowe: kontrolowany samozapłon, doładowanie mechaniczne, wymiana ładunku, emisja spalin

1. Introduction

A combustion system which utilizes controlled auto-ignition (CAI) of air-fuel mixture is nowadays one of the most promising solutions in the combustion engines development [1, 13]. In-cylinder processes, which take place in a combustion chamber, are a combination of those typical of spark ignition and compression ignition engines. As a result of compression process in-cylinder temperature increases providing conditions for auto-ignition. However, in contrast to Diesel engines, air-fuel mixture is almost homogeneous. Appearance of auto-ignition in numerous places in the combustion chamber simultaneously is a characteristic feature of CAI combustion system [8, 10]. Consequently, there is no flame front propagation, combustion has volumetric character and in-cylinder temperature can be treated as even within the combustion chamber. Volumetric and low temperature combustion allows for 99% reduction of NOX emission in comparison to spark ignition of homogeneous mixture [3]. Moreover, kinetic combustion results in fast heat release, thus thermal efficiency benefits from realization of close to ideal Otto cycle [6, 7].

In CAI engines with spark ignition like compression ratios, high rate of internal gas recirculation reduces volumetric efficiency. Low amount of fresh air in the cylinder limits attainable CAI engine loads [11]. Application of boost for CAI engine enables expansion of high-load region if the bound results from amount of intake air [9]. Smaller amount of internally recirculated exhaust can be applied at increased

1. Wstęp

System spalania wykorzystujący kontrolowany samozapłon mieszanki paliwowo-powietrznej CAI (ang. *controlled auto-ignition*) jest jednym z bardziej obiecujących rozwiązań dla silników spalinowych [1, 13]. Procesy zachodzące w cylindrze silnika CAI stanowią połączenie dwóch znanych systemów spalania stosowanych w silnikach o zapłonie iskrowym oraz o zapłonie samoczynnym. Pod wpływem sprężania, a w wyniku tego wzrostu temperatury w cylindrze, osiągane są warunki do samozapłonu. Jednakże w przeciwieństwie do silników o zapłonie samoczynnym, mieszanka paliwowo-powietrzna w cylindrze jest zbliżona do jednorodnej. Cechą systemu spalania CAI jest to, że samozapłon występuje w wielu miejscach przestrzeni roboczej jednocześnie [8, 10]. W związku z tym nie obserwuje się zjawiska propagacji frontu płomienia, spalanie ma charakter objętościowy, a temperaturę w cylindrze można traktować jako jednorodną. Dzięki objętościowemu i niskotemperaturowemu spalaniu możliwe jest zmniejszenie emisji tlenków azotu z cylindra nawet o 99% w stosunku do zapłonu iskrowego mieszanek jednorodnych [3]. Taki przebieg spalania skutkuje znacznym skróceniem procesu wywiązywania się ciepła, a realizacja niemal idealnego obiegu Otta prowadzi do wzrostu sprawności cieplnej [6, 7].

W silnikach CAI o stopniach sprężania typowych dla silników o zapłonie iskrowym znaczna ilość recyrkulowanych spalin nie pozwala na uzyskiwanie dużych wartości współczynnika napełnienia cylindra. Stanowi to ograni-

intake pressure without drop of compression temperature. Boost pressure can also be applied in order to control amount of internal exhaust gas recirculation (EGR) without the necessity of valves timings variation [2]. Another limitation of an engine high load limit is engine noise and harshness. Increase of fuel amount at short combustion duration results in dramatic increase of heat release rate (HRR). According to Gaynor et al. [2] and Yap et al. [14] application of boost and increase of in cylinder charge mass allows substantial reduction of NO_x emission and pressure rate rise (PRR) simultaneously. In contrast, Scaringe, Wildman and Cheng [9, 12] reported that in order to reduce PRR intake pressure should be minimized.

The aim of this study was estimation of influence of boost pressure on CAI engine working processes. In order to achieve auto-ignition in-cylinder temperature was elevated with the use of internal EGR obtained via the negative valve overlap (NVO) technique. Research engine was fueled with gasoline with the use of direct injection. Fuel was applied into the cylinder during exhaust compression in the NVO period in order to achieve its reforming. An analysis of boost application and its impact on in-cylinder charge exchange and start of compression temperature was supported by modeling.

2. Experimental apparatus

Single-cylinder research engine (Table 1) was mounted on a test bed equipped with DC current dynamometer. Engine ancillaries e.g. cooling liquid pump and oil pump were driven by external electrical engines. The engine was equipped with fully variable valvetrain with independent regulation of valves lifts and timings. Regulation of valves lifts was achieved with the use of hydraulic mechanism extensively described in previous studies [3, 4, 5]. Applied valvetrain allowed the authors to obtain internal EGR via the NVO technique.

Fuel was applied into the cylinder with the use of single-stream swirl-type injector with fuel stream angle of approximately 70°. Injector was inclined by 38° in relation

czenie obciążenia silnika podczas pracy w trybie CAI [11]. Doładowanie silnika pozwala na rozszerzenie zakresu obciążenia, jeżeli ograniczenie wynika z ilości powietrza, jaka napływa do cylindra [9]. Zwiększenie ciśnienia w układzie dolotowym umożliwia stosowanie mniejszych wartości współczynnika recyrkulacji spalin przy zachowaniu odpowiedniego przebiegu krzywej sprężania. Za pomocą ciśnienia doładowania można także wpływać na ilość spalin w cylindrze bez konieczności stosowania zmian faz rozrządu [2]. Ograniczenie górnego zakresu obciążenia silnika wynika także z dopuszczalnej twardości pracy silnika. Zwiększanie dawki paliwa przy niewielkich kątach trwania procesu spalania (rzędu kilku stopni obrotu wału korbowego) wiąże się ze wzrostem szybkości narastania ciśnienia w cylindrze. Według Gaynora i in. [2] oraz Yapa i in. [14] rozrzedzenie ładunku w cylindrze przez zwiększenie ciśnienia dolotu umożliwia osiągnięcie znacznej redukcji emisji tlenków azotu i jednoczesne zmniejszenie szybkości narastania ciśnienia. Scaringe, Wildman i Cheng [9, 12] stwierdzili natomiast, że aby zredukować twardość pracy silnika, należy minimalizować ciśnienie doładowania.

Celem niniejszej pracy było określenie wpływu ciśnienia doładowania na proces roboczy silnika CAI. Do podniesienia energii wewnętrznej ładunku w cylindrze wykorzystano wewnętrzną recyrkulację spalin uzyskaną dzięki ujemnemu współotwarcu zaworów (UWZ). Silnik badawczy był zasilany benzyną za pomocą wtrysku bezpośrednio do cylindra. Wtrysk paliwa odbywał się podczas sprężania spalin, aby umożliwić reformowanie paliwa. Analiza wpływu ciśnienia doładowania na przebieg procesu dolotu oraz temperaturę początku sprężania została także przeprowadzona z wykorzystaniem modelowania.

2. Stanowisko badawcze

Jednocylindrowy silnik badawczy (tab. 1) zainstalowano na stanowisku dynamometrycznym wyposażonym w maszynę prądu stałego. Elementy osprzętu silnika, takie jak pompa cieczy chłodzącej oraz pompa oleju, napędzane były przez zewnętrzne urządzenia. Silnik został wyposażony w mechanizm niezależnej regulacji faz rozrządu oraz wzniosu zaworów. Zmianę wzniosu zaworów uzyskano za pomocą mechanizmu hydraulicznego szczegółowo opisanego w pracach [3, 4, 5]. Zastosowany układ rozrządu umożliwił uzyskanie wewnętrznej recyrkulacji spalin z wykorzystaniem ujemnego współotwarcia zaworów.

Paliwo podawane było bezpośrednio do cylindra za pomocą wtryskiwacza jednostrumieniowego wirowego o kącie stożka strugi paliwa wynoszącym około 70°. Wtryskiwacz umieszczony został w głowicy silnika pod kątem 38° do osi cylindra oraz stycznie do

Table 1. Technical specifications of the SB 3.5 research engine

Tabela 1. Dane techniczne jednocylindrowego silnika badawczego SB 3.5

Displacement/objętość skokowa	498.5 cm ³
Bore/średnica cylindra	84 mm
Stroke/skok tłoka	90 mm
Compression ratio/stopień sprężania	11.7
No of valves/liczba zaworów	2
Intake cam profile/profil krzywki zaworu dolotowego	9.4 mm, 235 °CA/9.4 mm, 235 °OWK
Exhaust cam profile/profil krzywki zaworu wylotowego	9.2 mm, 235 °CA/9.2 mm, 235 °OWK
Intake valve lift/wznios zaworu dolotowego	2.4...9.4 mm
Exhaust valve lift/wznios zaworu wylotowego	2.2...9.2 mm
Boost system/system doładowania	Electrically driven vane supercharger/ sprężarka łopatkowa napędzana elektrycznie
Fuel injector/wtryskiwacz paliwa	Solenoid actuated swirl type/elektromagnetyczny generujący zawirowanie
Fuel pressure/ciśnienie paliwa	40...110 bar
Fuel/paliwo	Gasoline 95 RON/benzyna LOB 95

to the cylinder axis tangentially to the swirl generated by the shape of the intake port.

As the boost device a vane compressor was used which was driven by electric motor. Intake pressure was controlled via compressor rotational speed.

The composition of exhaust gases was measured with the FTIR multi-compound gas analytical system. The mass of trapped residuals was calculated using the Ideal Gas Equation of State based on the in-cylinder pressure, volume above the piston and calculated temperature at exhaust valve closing (EVC). The gas constant was calculated on the base of the measured exhaust gas composition. Fuel consumption was measured via a fuel balance.

Indicated pressure was measured using piezoelectric transducer type GH 12D from AVL cooperating with charge amplifier from the same manufacturer. At each engine operation point pressure was recorded for 100 consecutive cycles with constant crank angle resolution equal 0.1 °CA.

3. Experimental conditions and procedure

The examinations were carried out at constant rotational speed equal 1500 rev/min and wide open throttle. The engine was fuelled with gasoline (95 RON) from a single batch. Fuel pressure measured in a fuel rail was equal 10 MPa. Valves lifts were reduced to 3.6 mm for inlet valve and 2.9 mm for exhaust valve in order to realize NVO. Valves timings were constant and specified in Table 2.

Table 2. Valvetrain settings
Tabela 2. Ustawienia układu rozrządu

Valves timings [°CA]/fazy rozrządu [°OWK]			
I/O/OD	85	E/O/OW	516
I/V/ZD	210	E/V/ZW	635
Valves lifts [mm]/wzniosy zaworów [mm]			
Intake/dolotowy	3.6	Exhaust/wylotowy	2.9

The intake pressure at each measurement series was varied from atmospheric level to 0.15 MPa at set fuel dose. At the largest fuel dose minimal intake pressure was elevated in order to avoid rich mixture combustion. Fuel was injected into the cylinder during exhaust compression 40 °CA before top dead center in the NVO period. Such injection timing allowed in-cylinder fuel reforming which enabled combustion of extremely lean mixtures. The experiments were conducted at three fuel doses equal 9.5, 13 and 16.3 mg. Indicated mean effective pressure (IMEP) at variable intake pressure was kept at almost constant level for each fuel dose and was equal 0.23, 0.34 and 0.42 MPa respectively.

The results analysis was based on the measured indicated pressure. The values which characterized combustion process in crank angle domain were derived from HRR curves calculated using the first thermodynamic law. On the basis of cumulated heat released in the combustion chamber, mass fraction burnt (MFB) was estimated. PRR was calculated as a slope of a straight line approximation of pressure curve from 20% to 80% MFB. As mechanical supercharging was used in this study, energy demand for the compressor driv-

kierunku zawirowania ładunku wywołanego przez kształt kanału dolotowego.

Do zwiększenia ciśnienia w układzie dolotowym zastosowano sprężarkę łopatkową napędzaną przez silnik elektryczny. Wartość ciśnienia dolotu utrzymywana była przez zmianę prędkości obrotowej silnika napędowego.

Skład spalin mierzony był za pomocą wieloskładnikowego systemu analitycznego typu FTIR. Masa spalin recyrkulowanych znajdujących się w cylindrze wyznaczana była na podstawie równania stanu gazu, opierając się na ciśnieniu w cylindrze, objętości nad tłokiem oraz obliczonej temperaturze czynnika roboczego w chwili zamknięcia zaworu wylotowego. Wartość stałej gazowej obliczano na podstawie składu spalin. Zużycie paliwa mierzono metodą grawimetryczną.

Do pomiaru ciśnienia indykowanego w cylindrze wykorzystano piezoelektryczny przetwornik typu GH 12D produkcji firmy AVL współpracujący ze wzmacniaczem ładunku tego samego producenta. W każdym punkcie pracy silnika ciśnienie było rejestrowane dla 100 kolejnych cykli roboczych ze stałą rozdzielczością kątową 0,1 °OWK.

3. Warunki badań i analiza wyników

Badania przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej silnika wynoszącej 1500 obr/min i całkowitym otwarciu przepustnicy. Silnik był zasilany benzyną o badawczej liczbie oktanowej 95, pochodzącą z jednej dostawy. Ciśnienie paliwa przed wtryskiwaczem wynosiło 10 MPa. Aby zrealizować UWZ, wzniosy zaworów zostały zredukowane i wynosiły odpowiednio 3,6 mm dla zaworu dolotowego oraz 2,9 mm dla zaworu wylotowego. Fazy rozrządu były stałe (tab. 2).

Ciśnienie w układzie dolotowym w każdej serii pomiarowej zmieniano od atmosferycznego do 0,15 MPa przy ustalonej dawce paliwa. Dla największej dawki paliwa minimalne ciśnienie w układzie dolotowym podyktowane było wartością współczynnika nadmiaru powietrza, aby silnik nie pracował przy mieszance bogatej. Paliwo podawane było do cylindra w czasie sprężania spalin 40 °OWK przed górnym zwrotnym położeniem tłoka w okresie UWZ. Dzięki temu uzyskano reformowanie paliwa w cylindrze i możliwe było stosowanie mieszanek bardzo ubogich. Badania przeprowadzono dla trzech wartości dawki paliwa wynoszących 9,5, 13 oraz 16,3 mg. Średnie ciśnienie indykowane przy stałej dawce paliwa nie ulegało zmianom w zależności od ciśnienia doładowania i wynosiło odpowiednio 0,23, 0,34 oraz 0,42 MPa.

Analizę wyników badań oparto na pomiarach ciśnienia indykowanego w cylindrze. Wielkości charakteryzujące kątową przebieg spalania obliczane były na podstawie krzywych szybkości wywiązywania się ciepła w cylindrze (HRR) wyznaczanych z wykorzystaniem I zasady termodynamiki. Na podstawie skumulowanego ciepła wywiązanego w komorze spalania obliczano stopień wypalenia dawki paliwa. Szybkość przyrostu ciśnienia w cylindrze (PRR) obliczano jako współczynnik kierunkowy liniowej aproksymacji krzywej ciśnienia w zakresie od 20% do 80% wypalenia dawki paliwa. Przy zastosowaniu doładowania mechanicznego nie

ing was not considered. The adiabatic compression work for building-up intake pressure up to 0.15 MPa would decrease the engine thermal efficiency in the range from 7% to 10% in accordance to fuel dose injected.

4. Experimental results

4.1. Combustion course

Increase of intake pressure at constant fuel dose resulted in auto-ignition timing advance and substantial rise of maximum pressure (Fig. 1). The presented influence of boost pressure is in contrast to results obtained by Gaynor et al. [2] and Yap et al. [14], who observed that fuel dilution resulting for boost application delays auto-ignition and decreases combustion harshness. However, it should be noticed that mentioned authors did not apply fuel reforming. If fuel is injected during the NVO period, increase of air excess ratio and oxygen content in the exhaust gases is in favor of reforming process and results in auto-ignition advance [3].

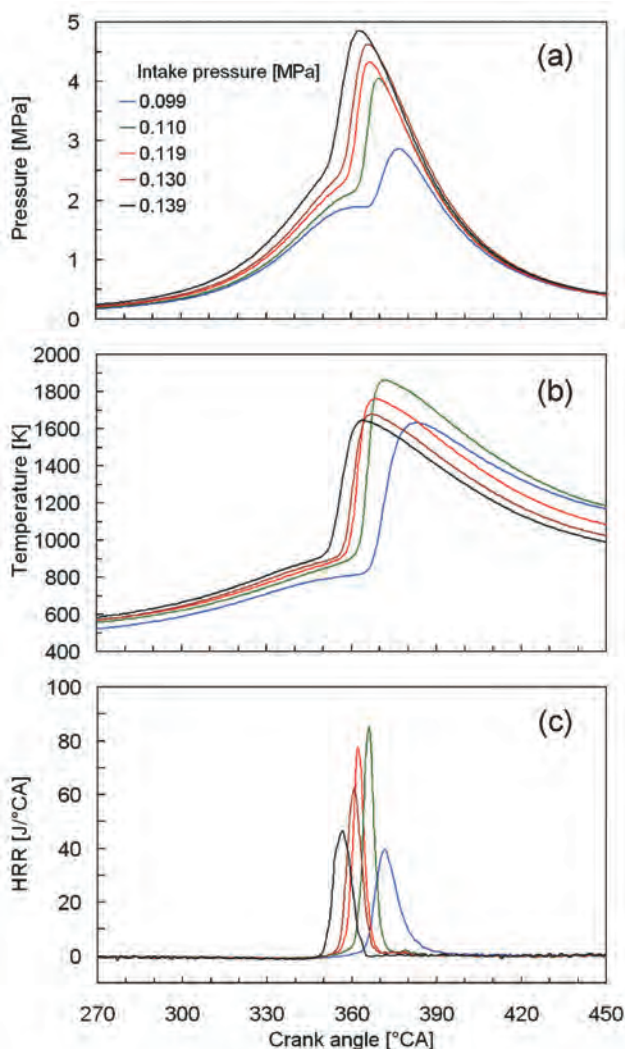


Fig. 1. In-cylinder pressure (a), temperature (b) and apparent heat release rate (c) at variable intake pressure; fuel dose 13 mg, IMEP = 0.34 MPa

Rys. 1. Ciśnienie w cylindrze (a), temperatura (b) oraz szybkość wywiązywania się ciepła (c) przy zmiennym ciśnieniu w układzie dolotowym; dawka paliwa 13 mg, $p_i = 0,34$ MPa

uwzględniono energii potrzebnej do napędu sprężarki. Praca adyabatycznego sprężania powietrza w układzie dolotowym silnika, przy ciśnieniu doładowania 0,15 MPa, obniżałaby sprawność cieplną silnika od 7% do 10%, zależnie od dawki paliwa.

4. Wyniki badań

4.1. Przebieg spalania

Zwiększenie ciśnienia doładowania przy stałej dawce paliwa powoduje wyprzedzenie kąta samozapłonu oraz znaczący wzrost maksymalnych wartości ciśnienia w cylindrze (rys. 1). Takie zmiany przebiegu spalania są sprzeczne z wynikami uzyskanymi przez Gaynora i in. [2] oraz Yapa i in. [14], którzy zaobserwowali, że wzrost ciśnienia doładowania i wynikające z tego rozrzedzenie ładunku opóźniają samozapłon i obniżają twardość pracy silnika. Należy jednak pamiętać, że wspomniani autorzy nie wykorzystywali reformowania paliwa w cylindrze. W odniesieniu do wtrysku bezpośrednio do komory spalania w czasie UWZ, zubażanie mieszanki na skutek doładowania intensyfikuje proces reformowania paliwa w cylindrze, co powoduje wyprzedzanie samozapłonu [3].

Efekt ten może być także zaobserwowany na podstawie porównania przebiegów procesu spalania przy różnych dawkach paliwa i stałym ciśnieniu doładowania. Dla najmniejszej dawki paliwa uzyskano najwcześniejszy zapłon (rys. 2). Takie zachowanie jest skutkiem wpływu ilości tlenu w spalinach na stopień reformowania paliwa. Zwiększenie dawki paliwa powoduje obniżenie zawartości tlenu w spalinach oraz wzrost stosunku masowego paliwa do tlenu w czasie ujemnego współotwarcia zaworów. Jednakże dla dwóch większych wartości obciążenia kąt samozapłonu był na podobnym poziomie. W tym przypadku zmniejszanie nadmiaru powietrza, powodujące wyprzedzanie samozapłonu, kompensowało wpływ procesu reformowania.

W zakresie mniejszych ciśnień wraz ze wzrostem ciśnienia doładowania ulega także skróceniu kąta spalania, a w związku z tym jeszcze bardziej wzrasta twardość pracy silnika. Przy dalszym zwiększaniu ciśnienia doładowania maksymalna szybkość wywiązywania się ciepła nieznacznie maleje (rys. 3), co może być związane ze wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza λ .

Największe wartości szybkości wywiązywania się ciepła zaobserwowano, jeżeli 50% wypalenia dawki paliwa przypadało na górne zwrotne położenie tłoka. Przy większych dawkach paliwa wyprzedzanie samozapłonu na skutek zwiększania ciśnienia w układzie dolotowym powodowało znaczący wzrost szybkości narastania ciśnienia (rys. 3c). Pomimo opóźnienia wywiązywania się ciepła, następował wzrost twardości pracy silnika, co było związane z większą ilością energii dostarczonej do cylindra oraz skróceniem kąta spalania. Przy ciśnieniu doładowania 0,13 MPa i dawce paliwa wynoszącej 13 mg kąt wypalenia od 5% do 95% dawki paliwa wynosił 6,5 °OWK, natomiast dla większej dawki (16,3 mg) kąt ten wynosił 4 °OWK. Spowodowało to wzrost szybkości wywiązywania się ciepła większy, niż wynikałoby to z samej dawki paliwa oraz dwukrotny wzrost

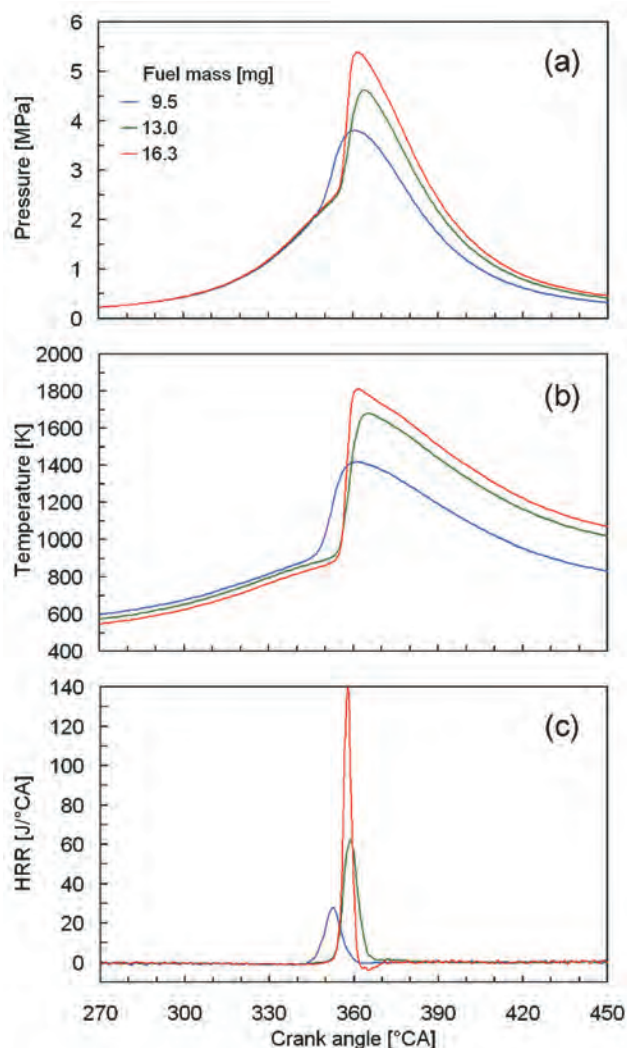


Fig. 2. In-cylinder pressure (a), temperature (b) and apparent heat release rate (c) at variable fuel dose; intake pressure 0.13 MPa

Rys. 2. Ciśnienie w cylindrze (a), temperatura (b) oraz szybkość wywidywania się ciepła (c) przy zmiennej dawce paliwa; ciśnienie w układzie dolotowym 0,13 MPa

This effect can also be seen on the basis of combustion courses comparison for different fuel doses and constant intake pressure. At the lowest analyzed engine load the earliest auto-ignition was observed (Fig. 2). It was an effect of fuel reforming degree due to oxygen excess in the exhaust gases. Increase of fuel dose resulted in decrease of oxygen excess and higher fuel to exhaust mass ratio during the NVO period. However, for two larger fuel amounts the auto-ignition timing was at similar level. In this case, decrease of air excess, resulting in auto-ignition advance, compensated impact of reforming process.

In the range of lower intake pressure, its increase resulted in reduction of combustion duration, what additionally influenced HRR and PRR. HRR dropped at higher intake pressures (Fig. 3), what could be ascribed to increase of air excess ratio λ .

Maximum values of HRR were observed when 50% of MFB took place at piston top dead center. At larger fuel doses auto-ignition advance at rising intake pressure resulted

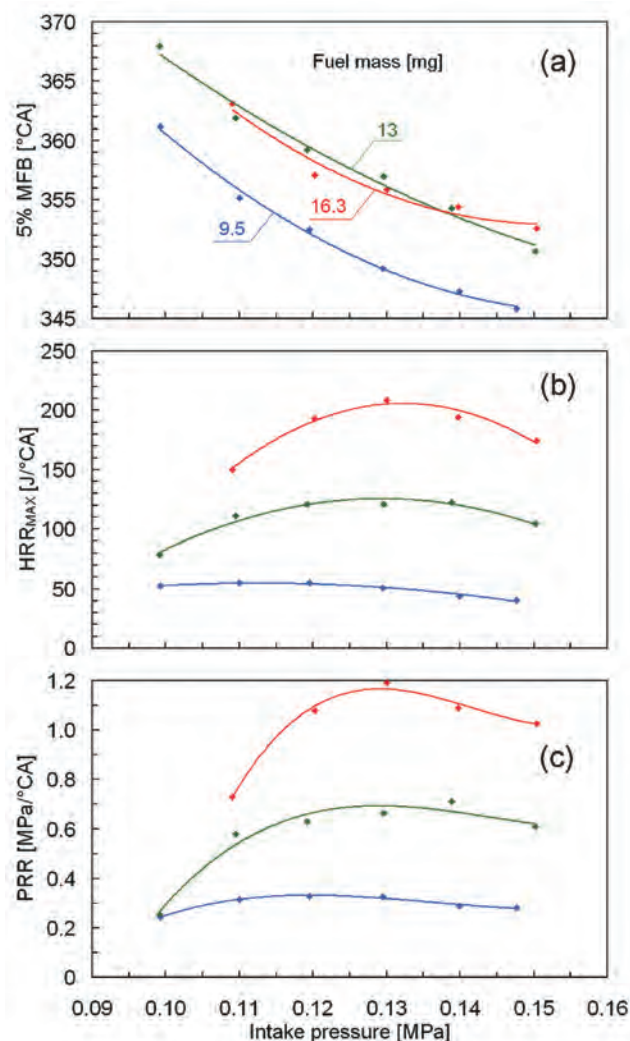


Fig. 3. Crank angle 5% of mass fraction burnt (a), maximum heat release rate (b) and pressure rise rate (c) with respect to intake pressure at different engine loads

Rys. 3. Położenie wału korbowego przy 5-procentowym wypaleniu dawki paliwa (a), maksymalna szybkość wywidywania się ciepła (b) oraz szybkość narastania ciśnienia (c) w funkcji ciśnienia w układzie dolotowym dla zmiennego obciążenia silnika

szybkości narastania ciśnienia. W zakresie najmniejszego obciążenia silnika ciśnienie doładowania nie wywoływało zmian szybkości narastania ciśnienia, ponieważ znaczne wyprzedzenie samozapłonu powodowało, że proces spalania kończył się jeszcze przed GMP.

4.2. Wymiana ładunku

Na podstawie wyników badań eksperymentalnych stwierdzono, że wzrost ciśnienia w układzie dolotowym poza zwiększeniem napełnienia cylindra świeżym powietrzem powoduje także obniżenie współczynnika recyrkulacji spalin, lecz tylko dla małej dawki paliwa (rys. 4). Przy większych dawkach paliwa zmiany współczynnika recyrkulacji spalin nie są monotoniczne. W zakresie małych ciśnień doładowania wzrost ciśnienia powoduje zwiększenie napełnienia względem reszty spalin, natomiast w zakresie większych ciśnień dominującą rolę odgrywa wzrost gęstości spalin

in substantial increase of PRR (Fig. 3c). At larger fuel doses this effect was reduced in some extent via start of combustion delay. Nevertheless, increase of energy provided into the cylinder with fuel resulted in excessive rise of combustion harshness. Also, combustion duration plays important role in PRR behavior. At intake pressure equal 0.13 MPa and fuel mass equal 13 mg combustion duration, calculated from 5% to 95% of MFB, took 6.5 °CA, while at larger fuel dose (16,3) mg combustion was shortened to 4 °CA. Combination of both effects provided the HRR increase bigger than one resulting from the fuel dose only. At the lowest engine load early auto-ignition resulted with combustion termination prior to TDC. Thus, in this case increase of intake pressure did not influence PRR in a high extend.

4.2. Charge exchange

Experimental measurements and calculations showed that increase of intake pressure, apart from increase of fresh air in the cylinder, reduces the EGR rate, however only for small fuel dose (Fig. 4). For two larger fuel doses changes of EGR rate are not monotonous. In the range of light boost increase of intake pressure results with drop of mass of trapped residuals. However, at higher boost pressures dominant role play drop of exhaust temperature and increasing flow resistance through the exhaust valve. Considering changes in values of fresh air mass, exhaust mass and exhaust temperature, it should be expected that boost application will result in drop of compression temperature. However, experimental results provided relationship opposite to expected one.

In order to analyze phenomena which take place during the intake process modeling study with the use of AST Boost software from AVL was performed. Calculations were done at the same conditions as during experiments and for fuel dose equal 13 mg. During model validation, its parameters were set in order to obtain in-cylinder mass and pressure traces similar to experimental ones.

Figure 5 presents measured and calculated in-cylinder pressure traces. The curves of HRR were introduced into the model on the base of the thermodynamic experimental data analysis. At atmospheric intake pressure (Fig. 5a) satisfactory fit of the measured pressure with the model results was obtained. However, at intake pressure equal 0.15 MPa calculated data provided lower expansion pressure values during the NVO period. It was a result of heat release during NVO.

Figure 6a presents in-cylinder mass during intake process. Values calculated from experimental measurements at IVO and IVC were presented as well. In the range of higher boost pressures, increase of intake pressure and resulting fuel dilution ratio causes increase of the mass of trapped residuals. Such behavior is comprehensible, as density of the exhaust gases is rising too. However, both modeling and experimental studies provided results showing that at atmospheric intake pressure the mass of trapped residuals is higher than at light boost.

The results of calculations confirmed relationship between intake pressure and compression temperature observed on the base of experimental data. At increasing amount of fresh air temperature at IVO is dropping, while temperature

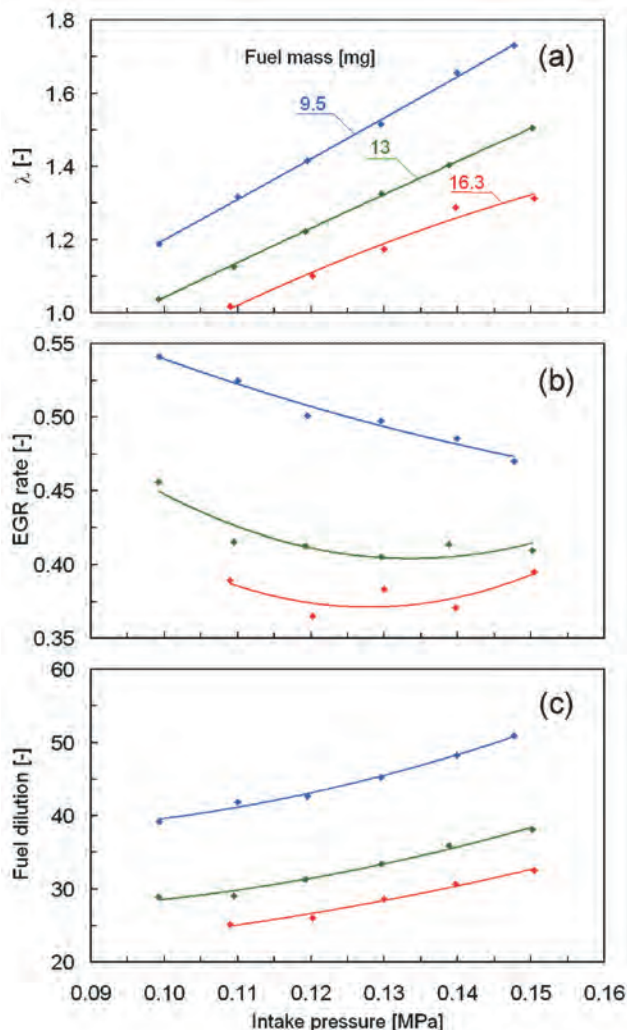


Fig. 4. Air excess ratio (a), EGR rate (b) and fuel dilution ratio (c) with respect to intake pressure at different engine loads

Rys. 4. Współczynnik nadmiaru powietrza (a), współczynnik recyrkulacji spalin (b) oraz stopień rozrzedzenia ładunku (c) w funkcji ciśnienia w układzie dolotowym dla zmiennego obciążenia silnika

wynikający z obniżenia temperatury oraz opory przepływu przez zawór wylotowy. Biorąc pod uwagę zmiany ilości powietrza i spalin oraz ich temperatury, należałoby oczekiwać, że doładowanie spowoduje obniżenie temperatury sprężania. Wyniki eksperymentów dostarczyły jednak rezultatów odwrotnych do spodziewanych.

Aby rozpoznać zjawiska zachodzące podczas procesu dołotu, przeprowadzono badania symulacyjne z wykorzystaniem oprogramowania komputerowego AST Boost firmy AVL. Obliczenia wykonano dla warunków pracy silnika takich samych jak podczas badań eksperymentalnych oraz dawki paliwa wynoszącej 13 mg. Podczas walidacji parametry modelu dobrano tak, aby uzyskać masę powietrza w cylindrze odpowiadającą wynikom badań eksperymentalnych oraz zbliżony przebieg ciśnienia w cylindrze.

Na rysunku 5 przedstawiono przebiegi ciśnienia w cylindrze pochodzące z pomiarów oraz wyniki modelowania dla dwóch wartości ciśnienia doładowania. Krzywą szybkości wywiązywania się ciepła wprowadzono do modelu na

at IVC is rising (Fig. 6c). These temperature changes result from compression of the mixture during intake process. Pressure at the IVO event was lower than ambient pressure for all applied boost pressures (Fig. 6b). As a result there was no temperature drop during intake resulting from pressure drop as it was observed for lower intake pressure values.

4.3. Exhaust emission

At elevated intake boost pressure emission of nitrogen oxides considerably decreased, apart from increase of peak in-cylinder pressure. In the case of 0.34 MPa IMEP (fuel dose equal 13 mg) increase of intake pressure from atmospheric to 0.15 MPa enabled for reduction of cylinder-out NO_x emission from 1.4 to 0.2 g/(kW·h) (Fig. 7), what meant molar fraction of about 30 ppm. At the lowest analyzed engine load and maximum boost pressure the molar fraction of NO_x was equal 4 ppm and resulting emission was 0.04 g/(kW·h). In should be noted that at low loads mechanical charger energy demand in comparison to cycle indicated work is higher and high boost results in rise of fuel consumption.

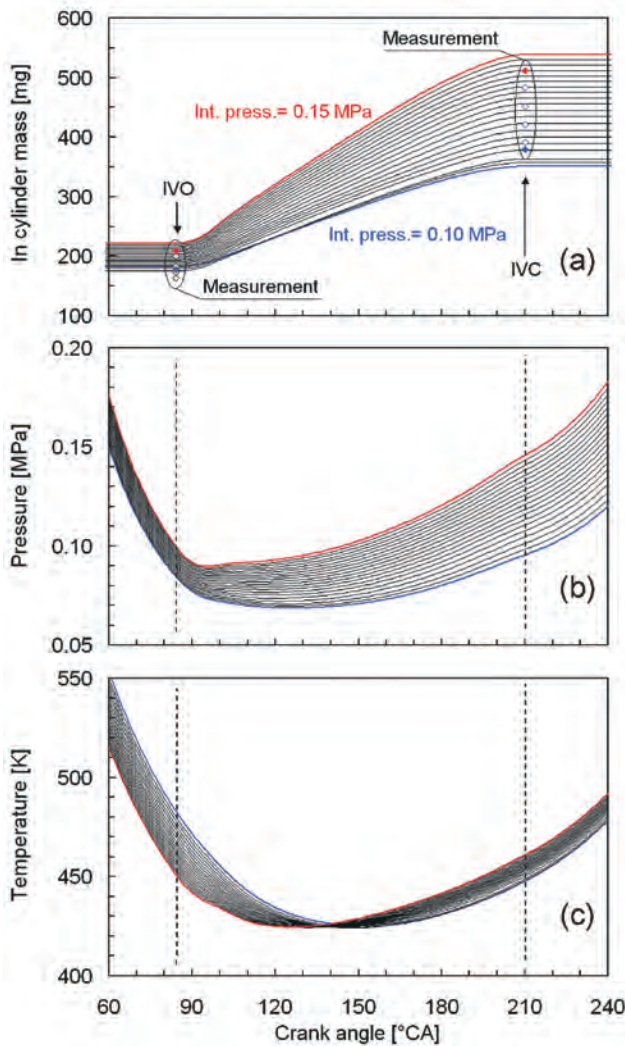


Fig. 6. Calculated in-cylinder mass (a), pressure (b) and temperature (c) during intake process

Rys. 6. Obliczona masa w cylindrze (a), ciśnienie (b) oraz temperatura (c) w czasie procesu dolotu

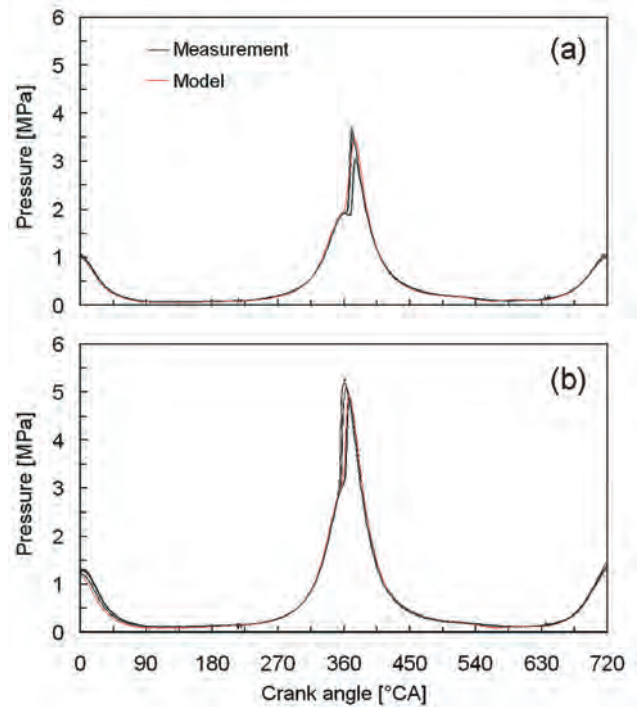


Fig. 5. In-cylinder pressure measured for several cycles and calculated with the use of the model at 13 mg of fuel; a) engine naturally aspirated, b) intake pressure equal 0,15 MPa

Rys. 5. Ciśnienie w cylindrze zmierzone dla kilku cykli oraz obliczone z wykorzystaniem modelu przy dawce paliwa wynoszącej 13 mg; a) silnik wolnoścący, b) ciśnienie w układzie dolotowym wynoszące 0,15 MPa

podstawie analizy termodynamicznej ciśnienia w cylindrze. Przy atmosferycznym ciśnieniu dolotu (rys. 5a) uzyskano zadowalającą zgodność symulacji z pomiarami. Natomiast dla ciśnienia 0,15 MPa na podstawie modelu uzyskano nieco mniejsze wartości ciśnienia w czasie rozprężania spalin (rys. 5b). Jest to związane z wydzielaniem się niewielkich ilości ciepła w czasie UWZ.

Na rysunku 6a przedstawiono wartości masy czynnika w cylindrze w czasie procesu dolotu. Oznaczono także masę spalin zatrzymywanych w cylindrze oraz masę ładunku po zakończeniu procesu dolotu pochodzące z pomiarów. W zakresie większych ciśnień dolotu, przy zwiększającym się rozrzedzeniu ładunku i zmniejszającej się temperaturze spalin, wzrasta ilość spalin zatrzymywanych w cylindrze. Jest to zrozumiałe, ponieważ wzrasta także gęstość spalin. Z badań eksperymentalnych i modelowych wynika jednak, że przy atmosferycznym ciśnieniu dolotu masa spalin w cylindrze jest większa, niż przy niewielkich ciśnieniach doładowania.

Obliczenia potwierdziły zaobserwowaną zależność pomiędzy ciśnieniem w układzie dolotowym i temperaturą sprężania. Przy zwiększającym się napełnieniu cylindra temperatura otwarcia zaworu dolotowego zmniejsza się. Pomimo to wzrasta temperatura zamknięcia zaworu (rys. 6c), co jest skutkiem sprężania ładunku podczas procesu dolotu. Ciśnienie w chwili otwarcia zaworu dolotowego jest znacznie mniejsze niż ciśnienie w układzie dolotowym (rys. 6b). Powoduje to, że nie występuje spadek temperatury w

Fuel dilution and resulting reduction of in-cylinder temperature caused increase in terms of CO emission. At the smallest fuel dose application of boost resulted in increase of CO emission from 7 to 9 g/(kW·h). However at larger fuel doses emission of CO was kept at almost constant level independently from boost pressure. Lack of boost influence on CO emission is associated with the peak in-cylinder temperature, which was changing within a limited range (Fig. 1b). For all analyzed engine loads increase of intake pressure resulted in reduction of unburned HC emission about 30% for the applied pressure range.

5. Conclusions

Results of experiments and modeling of the mechanically boosted CAI gasoline engine with direct gasoline injection were presented in this study. Earlier research proved that naturally aspirated CAI engine can be operated at loads up to 0.4 MPa of IMEP [3]. The necessity of stoichiometric mixture application in the range of higher loads resulted

in-cylinder na skutek rozprężania, jak przy mniejszych wartościach ciśnienia w układzie dolotowym.

4.3. Emisja toksycznych składników spalin

Pomimo wzrostu ciśnienia w cylindrze wraz z wartością ciśnienia doładowania emisja tlenków azotu znacząco maleje. Dla średniego ciśnienia indykowanego wynoszącego 0,34 MPa (przy dawce paliwa wynoszącej 13 mg) wzrost ciśnienia doładowania od ciśnienia atmosferycznego do 0,15 MPa pozwolił na zmniejszenie emisji tlenków azotu z 1,4 do 0,2 g/(kW·h) (rys. 7), co odpowiadało stężeniu molowemu około 30 ppm. Przy najmniejszym analizowanym obciążeniu silnika uzyskano stężenia molowe tlenków azotu na poziomie 4 ppm i emisję 0,04 g/(kW·h). Należy jednak pamiętać, że przy małych dawkach paliwa udział energii potrzebnej do napędu sprężarki w stosunku do pracy indykowanej zwiększa się, powodując wzrost zużycia paliwa.

Rozrzedzenie ładunku w cylindrze i obniżenie temperatury spalania powodują wzrost emisji tlenku węgla, jednakże tylko w zakresie małych obciążeń. Przy dawce paliwa 9,5 mg doładowanie spowodowało wzrost emisji CO z 7 do 9 g/(kW·h), natomiast przy większych obciążeniach silnika, gdzie doładowanie wiązało się ze znacznym wzrostem ciśnienia w cylindrze, emisja CO utrzymywała się na niemal stałym poziomie. Brak wpływu rozrzedzenia ładunku na emisję CO może być wytłumaczony tym, że maksymalna temperatura w cylindrze nie ulegała znaczącym zmianom (rys. 1b). Zwiększenie ciśnienia w układzie dolotowym od atmosferycznego do 0,15 MPa powodowało obniżenie emisji niespalonych węglowodorów o około 30% niezależnie od dawki paliwa.

5. Podsumowanie

W pracy przedstawiono wyniki badań doładowanego mechanicznie silnika CAI zasilanego bezpośrednim wtryskiem benzyny. Wcześniejsze badania dowiodły, że wolnossący silnik CAI może uzyskiwać maksymalne obciążenia zaledwie na poziomie 0,4 MPa średniego ciśnienia indykowanego [3]. Konieczność tworzenia mieszanki zbliżonej do stechiometrycznej w zakresie większych obciążeń powoduje wzrost emisji tlenków azotu. Celem zastosowania doładowania w silniku z wewnętrzną recyrkulacją spalin, poza umożliwieniem poszerzenia zakresu pracy silnika, było również zmniejszenie emisji tlenków azotu.

Najważniejsze wnioski wynikające z przeprowadzonych badań można sformułować następująco:

1. Doładowanie nie wpływa w znaczącym stopniu na sprawność cieplną silnika, jednakże uwzględnienie pracy sprężania mechanicznego powoduje, że jest ono niekorzystne z energetycznego punktu widzenia. Zastosowanie turbosprężarki w silniku wielocylindrowym mogłoby rozwiązać ten problem. Spiętrzenie spalin przez turbinę byłoby kompensowane większym kątoprzekrojem zaworu wlotowego.
2. Zwiększenie ciśnienia w układzie dolotowym silnika, niezależnie od dawki wtryskiwanego paliwa, prowadzi do wzrostu szybkości narastania ciśnienia ze względu na wyprzedzenie samozapłonu.

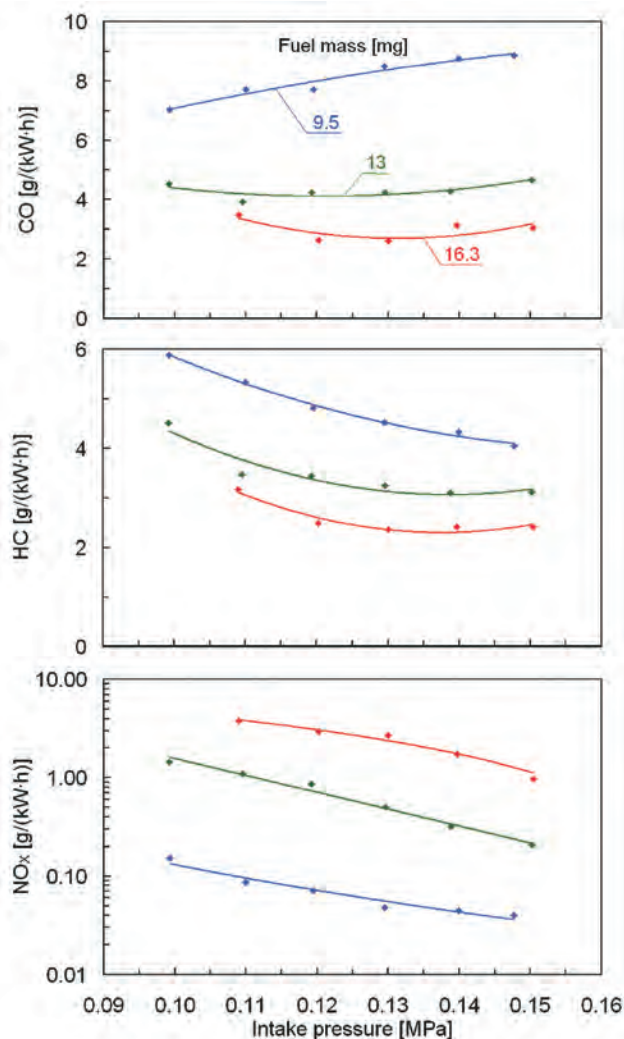


Fig. 7. Indicated specific emission of toxic compounds with respect to intake pressure at different engine loads

Rys. 7. Jednostkowa indykowana emisja toksycznych składników spalin w funkcji ciśnienia w układzie dolotowym dla zmiennego obciążenia silnika

in excessive NO_x emission. The aim of boost application, apart from possible extension of the high load regime, was reduction of NO_x emission.

The findings of this study are summarized below:

1. The intake pressure does not influence thermal efficiency of the engine, however considering of compression work makes the boost application negative from the energetic point of view. The use of turbocharger in a multi-cylinder engine would make the charging process advantageous, as turbine backpressure could be compensated by increase of exhaust valve effective flow area.
2. Increase of intake pressure results in increase of PRR due to auto-ignition advance.
3. Increase of fuel dilution ratio obtained by boost application results in considerable drop of cylinder-out NO_x emission. However, in the range of low loads it is associated with some penalty in terms of larger CO emission.

Acknowledgements

The authors wish to thank AVL List GmbH for making simulation software available within a framework of AVL University Partnership Program.

Nomenclature/oznaczenia

CA/OWK	Crankshaft Angle/ <i>kąt obrotu wału korbowego</i>
EGR	Exhaust Gas Re-circulation/ <i>recyrkulacja spalin</i>
EVC/ZW	Exhaust Valve Closing/ <i>zamknięcie zaworu wylotowego</i>
EVO/OW	Exhaust Valve Opening/ <i>otwarcie zaworu wylotowego</i>
FTIR	Fourier Transform Infrared/ <i>transformata Fouriera widma w podczerwieni</i>
HRR	Heat Release Rate/ <i>szybkość wywiązywania się ciepła</i>
IMEP/pi	Indicated Mean Effective Pressure/ <i>średnie ciśnienie indykowane</i>
IVC/ZD	Intake Valve Closing/ <i>zamknięcie zaworu dolotowego</i>
IVO/OD	Intake Valve Opening/ <i>otwarcie zaworu dolotowego</i>
λ	Air Excess Ratio/ <i>współczynnik nadmiaru powietrza</i>
MFB	Mass Fraction Burnt/ <i>stopień wypalenia dawki paliwa</i>
NVO/UWZ	Negative Valve Overlap/ <i>ujemne współotwarcie zaworów</i>
PRR	Pressure Rise Rate/ <i>szybkość narastania ciśnienia</i>

Jacek Hunicz, DSc., DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr hab. inż. Jacek Hunicz – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: j.hunicz@pollub.pl



Michał Gęca, MEng. – post-graduated student in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Mgr inż. Michał Gęca – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: michal.geca@pollub.pl



3. Zwiększenie ilości powietrza w cylindrze znacznie obniża emisję tlenków azotu, prowadząc w przypadku małych obciążeń do niewielkiego wzrostu emisji tlenku węgla.

Podziękowania

Autorzy dziękują firmie AVL List GmbH za udostępnienie oprogramowania symulacyjnego Advanced Simulation Technologies w ramach programu AVL University Partnership.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Blaxill H., Cairns A.: Production-feasible controlled auto-ignition, *Auto Technology*, vol. 7, pp. 28-31, 2007.
- [2] Gaynor J.A., Fleck R., Kee R.J., Kenny R.G., Cathcart G.: A study of efficiency and emissions for a 4-Stroke SI and a CAI engine with EEGR and light boost, *SAE Technical Paper 2006-32-0042*, 2006.
- [3] Hunicz J.: Kontrolowany samozapłon w silniku benzynowym, *Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej*, 2011.
- [4] Hunicz J., Kordos P.: Experimental study of the gasoline engine operated in spark ignition and controlled auto-ignition combustion modes, *SAE Technical Paper 2009-01-2667*, 2009.
- [5] Kozaczewski W.: Zmienne fazy rozrządu – nowe rozwiązania i silnik badawczy do badania ich wpływu, *Journal of KONES Combustion Engines*, vol. 8, No 3-4, pp. 182-187, 2001.
- [6] Lavy J., Dabadie J.Ch., Angelberger Ch., Duret P., Willand J., Juretzka A., Schäfle J., Ma T., Lendresse Y., Satre A., Schulz Ch., Kraämer H., Zhao H., Damiano L.: Innovative ultra-low NO_x controlled auto-ignition combustion process for gasoline engines: the 4-SPACE project, *SAE Technical Paper 2000-01-1837*, 2000.
- [7] Najt P., Foster D.E.: "Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion", *SAE Technical Paper 830264*, 1983.
- [8] Noguchi M., Tanaka Y., Tanaka T., Takeuchi Y.: A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion, *SAE Technical paper 790840*, 1979.
- [9] Scaringe R.J., Wildman C., Cheng W.K.: On the high load limit of boosted gasoline HCCI engine operating in NVO mode, *SAE Technical Paper 2010-01-0162*, 2010.
- [10] Stanglmaier R.H., Roberts Ch.E.: Homogeneous charge compression ignition (HCCI): benefits, compromises, and future engine applications, *SAE Technical Paper 1999-01-3682*, 1999.
- [11] Urushihara T., Hiraya K., Kakuhou A., Itoh T.: Expansion of HCCI operating region by the combination of direct fuel injection, negative valve overlap and internal fuel reformation, *SAE Technical Paper 2003-01-0749*, 2003.
- [12] Wildman C., Scaringe R.J., Cheng W.K.: On the maximum pressure rise rate in boosted HCCI operation, *SAE Technical Paper 2009-01-2727*, 2009.
- [13] Yao M., Zheng Z., Liu H.: Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 35, pp. 398-437, 2009.
- [14] Yap D., Wyszynski M.L., Megaritis A., Xu H.: Applying boosting to gasoline HCCI operation with residual gas trapping, *SAE Technical Paper 2005-01-2121*, 2005.

Experimental method for the selection of points of measurement diagnostic vibration signals on internal combustion engine

The diagnostic testing of internal combustion engine can be made by using working processes and methods which take advantage of leftover processes. Working processes give information about general condition of internal combustion engine. Leftover processes give information about condition of particular subassemblies and kinematic couples; hence they are used as autonomous processes or as processes supporting other diagnostic methods. Methods based on analysis of vibrations and noise changes to determine technical condition of object are named as vibroacoustic diagnostics. In papers about vibroacoustic diagnostics of engine, problems connected with difficulty to select test point and to define diagnostic parameters containing essential information about engine's condition, are most often omitted. Selection of engine's working parameters and conditions of taking measurements or recording vibration signal are usually based on references, researcher's experience or intuition. General assumptions about taking measurements of signal closest to its source are most often used. This paper presents a new approach to vibroacoustic diagnostics of internal combustion engine. Selection of test points of vibration on the basis of impact tests results was suggested and performed a sensitivity analysis of measurement points on the cylinder head, the force impulse.

Key words: *diagnostic, internal combustion engine, impact test*

Eksperymentalna metoda wyboru punktów pomiaru diagnostycznych sygnałów drganiowych na silniku spalinowym

Diagnostyka silników spalinowych opiera się na metodach wykorzystujących procesy robocze (indykowanie, zmiany momentu obrotowego w funkcji obrotu wału korbowego, pomiar ciśnienia i temperatury spalin, ciśnienia w przestrzeni nad i pod tłokiem, parametrów zasilania, zadymienia spalin itp.) oraz procesy resztkowe (drgania, hałas, procesy termiczne, elektryczne i inne). Na podstawie wyników badań procesów roboczych można wnioskować o ogólnym stanie silnika spalinowego, natomiast procesy resztkowe dają informacje o stanie poszczególnych podzespołów i par kinematycznych. Dlatego procesy resztkowe wykorzystuje się jako autonomiczne lub wspomagające inne metody diagnostyczne. Wszystkie metody oparte na analizie zmian drgań i hałasu dla określenia stanu technicznego obiektu noszą nazwę diagnostyki wibroakustycznej. W pracach poświęconych diagnostyce wibroakustycznej silnika najczęściej pomija się zagadnienia związane z problemem wyboru punktu pomiarowego oraz określenia parametrów diagnostycznych zawierających istotne informacje o stanie silnika. Dobór parametrów pracy silnika oraz warunków dokonania pomiaru lub zapisu sygnału drganiowego opiera się zazwyczaj na wiedzy literaturowej, doświadczeniu lub intuicji badacza. Bardzo często korzysta się z ogólnych przesłanek dotyczących pomiaru sygnałów jak najbliższej źródła ich powstawania. W artykule przedstawiono metodę wyboru punktów rejestracji sygnałów drgań, opierającą się na analizie wyników testów impulsowych głowicy silnika spalinowego.

Słowa kluczowe: *diagnostyka, silnik spalinowy, test impulsowy*

1. Introduction

In the capacity of drive units in the rail vehicles among other things the self-ignition internal combustion engines (I. C. engines) of medium and high power rating are used. Diagnosing of their technical condition enables to carry out an overhaul policy conditioned by technical condition, to prevent most of unplanned outages and by detecting defects in early stage, to decrease significantly the scope and the cost of overhaul and service. Safety of transportation and their timelines constitute a separate issue.

To assess technical condition and working conditions (functional and operation parameters) of combustion engine, parameters and characteristics of vibration signal generated by combustion engine [1 – 3] are more and more often used. However, receiving from vibrations diagnostically useful information is not easy. It is difficult to identify and to de-

1. Wprowadzenie

Jako elementy jednostek napędowych pojazdów szynowych stosowane są między innymi silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym (ZS) średniej i dużej mocy. Diagnostowanie ich stanu technicznego pozwala prowadzić politykę remontową uwarunkowaną stanem technicznym, zapobiegać większości nieplanowanych postojów, a dzięki wykryciu uszkodzeń we wczesnym stadium rozwoju radykalnie zmniejszyć zakres i koszty napraw i obsługi. Odrębnym aspektem są względy bezpieczeństwa przewozów oraz ich terminowość.

Do oceny stanu technicznego lub oceny stanu pracy (parametrów funkcjonalnych i operacyjnych) silnika spalinowego coraz częściej wykorzystywane są miary i charakterystyki sygnału drganiowego generowanego przez silnik spalinowy [1 – 3]. Pozyskanie informacji użytecznej diagnostycznie,

duct the technical or working condition of engine's part or subassembly on the basis of commonly used parameters and characteristics of vibroacoustic signal (VA), stems, among others, from complex nature of vibrations generated by engine, processes proceeding inside, coexistence of many sources of vibrations and complex kinetics.

This study hereafter will show the problem of choosing on the engine head the point of acquisition of the vibration signals for diagnostic testing (for the valve clearance assessing).

2. Choosing the acquisition point of the vibration signals

To assess technical condition of combustion engine, parameters of accompanying processes, working processes and parameters of processes used in nondestructive tests (e.g. ultrasounds) are used as a vector signal. The following values describe working processes used in diagnostic testing of combustion engines: power, torque, reaction torque, instantaneous angular speed and turning angle of crankshaft etc. They are used as conceptualized parameters of technical condition of an engine.

Parameters of accompanying processes (vibrations, noise, thermal processes, wear etc.) are used to diagnose detailed technical condition of engine and to localize failures. In diagnostic testing of combustion engine, vibroacoustic processes (vibrations, noise) are the most often used accompanying processes.

Because of placing the vibration transducers has strong influence on the results received after diagnostic signals analysis, in the course of drawing up a method for the diagnostic testing the important thing is choosing the point of vibration signal acquisition. In extreme case the place of vibration measurement improperly chosen might give wrong conclusions about the technical condition of combustion engine.

3. Research methodology

Combustion engine a8C22 were the research object. This engine is used, among others, to drive diesel locomotive type SM 42, power generators and as supporting engines in watercrafts. It is a medium-speed, four cycle, V-engine with direct injection supercharged with turbo compressors with cooling of supercharging air. Research referring to defining frequencies of proper vibrations of engine's parts and units were carried out according to active experiment. Active experiment consists in purposeful change of input or disturbing parameters and observing influence of those changes on input parameters. Excitation power in impact tests was taken as input parameter and vibration accelerations of combustion engine's cylinder head are taken as output parameters.

The vibration transducers type 4504 [7] made by Brüel & Kjær company were chosen following the instructions comprised in the study [4, 5] and their frequency band was up to 18 kHz. In the course of diagnostic testing the signals in the band range from 0.1 Hz to 25 kHz were recorded. The sampling frequency was adjusted to the value of 65536 Hz and the accelerometers were mounted on the engine head

zawartej w drganiach nie jest łatwe. Trudność identyfikacji i wnioskowania o stanie technicznym lub pracy elementu albo podzespołu silnika na podstawie powszechnie stosowanych miar i charakterystyk sygnału wibroakustycznego (WA) wynika między innymi ze złożonej natury drgań generowanych przez silnik, zachodzących w nim procesów, koegzystencji wielu źródeł drgań, a także złożonej kinematyki.

W artykule będzie przedstawiony problem wyboru punktu akwizycji sygnałów drgań na głowicy silnika spalinowego do celów diagnostycznych (oceny luzów zaworów).

2. Wybór punktu akwizycji sygnałów drgań

Jako wektor sygnału do oceny stanu technicznego silnika spalinowego wykorzystywane są parametry procesów towarzyszących, roboczych oraz parametry procesów wykorzystywanych w badaniach nieniszczących (np. ultradźwięki). Wielkościami opisującymi procesy robocze stosowanymi w diagnostyce silników spalinowych są: moc, moment obrotowy i reakcyjny, chwilowa prędkość kątowa i kąt skręcenia wału korbowego itp.; są one stosowane jako uogólnione parametry stanu technicznego silnika.

Parametry procesów towarzyszących (drgania, hałas, procesy termiczne, zużycia itp.) są stosowane do diagnozowania szczegółowego stanu technicznego silnika oraz lokalizacji niezdatności. Do najczęściej wykorzystywanych procesów towarzyszących w diagnostyce silników spalinowych należą procesy wibroakustyczne (drgania i hałas).

Ważnym zagadnieniem w trakcie opracowywania metodyki badań diagnostycznych jest wyznaczenie punktu akwizycji sygnałów drgań, ponieważ umiejscowienie przetworników drgań ma znaczący wpływ na otrzymane wyniki analiz sygnałów diagnostycznych. W ekstremalnym przypadku nieprawidłowo wybrane miejsce pomiaru drgań może prowadzić do błędnych wniosków dotyczących stanu technicznego silnika spalinowego.

3. Metodyka badań

Obiektem badań był silnik spalinowy a8C22. Silnik ten jest stosowany między innymi do napędu lokomotyw spalinowych serii SM 42, agregatów prądotwórczych oraz jako silnik pomocniczy jednostek pływających. Jest to widlasty, średnioobrotowy silnik czterosuwowy z wtryskiem bezpośrednim, doładowany dwoma turbosprężarkami z chłodzeniem powietrza doładowującego.

Badania dotyczące wyznaczenia częstotliwości drgań własnych głowicy silnika spalinowego przeprowadzono, opierając się na założeniach eksperymentu czynnego, który polega na celowej zmianie parametrów wejściowych lub zakłócających i obserwacji wpływu tych zmian na parametry wyjściowe. Za parametr wejściowy przyjęto siłę wymuszającą w testach impulsowych, natomiast za parametry wyjściowe – przyspieszenia drgań wybranych elementów i zespołów silnika spalinowego.

Przetworniki drgań typu 4504 [7] firmy Brüel&Kjær wybrano na podstawie wskazówek zawartych w pracach [4, 5], liniowe pasmo przenoszenia wybranych przetworników wynosiło do 18 kHz. Podczas badań rejestrowano sygnały w paśmie 0,1 Hz – 25 kHz. Częstotliwość próbkowania

by glue. To choose the places of measurement a principle that the transducer should be put in the place accessible and closest to the area where the working valves generate the vibration signals was taken [1, 6]. To recording the vibration signals three pieces of the tri-axial vibration converters (P1, P2, P3) were used. There were taken the following directions of the measurement of vibrations: 1) direction X – parallel with the cylinder radius, 2) direction Z – parallel with the cylinder axle, 3) direction Y – perpendicular to two previous directions.

Figure 1 presents a view of the head of cylinders in the tested engine while Fig. 2 – the spatial orientation of the transducers for vibration measurements and the places of their mounting on tested object. To recording the vibration signals a Multi-Analyzer PULSE made by the Brüel & Kjær company was used. The view of the measurement equipment in diagnostic post is shown in Fig. 3.

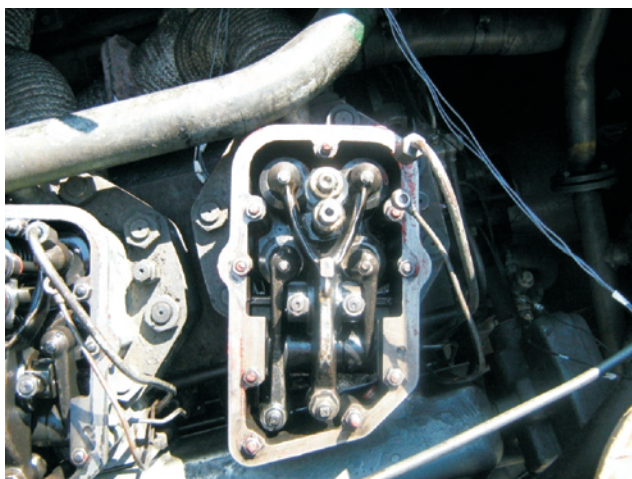


Fig. 1. View of the cylinder head engine's on the locomotive SM42 (engine a8C22)

Rys. 1. Głowica cylindrów silnika lokomotywy SM42 (silnik a8C22)

ustawiono na 65536 Hz. Akcelerometry zamocowano na głowicy silnika spalinowego za pomocą kleju. Przy wyborze miejsc pomiarowych przyjęto zasadę, że przetwornik powinien znajdować się jak najbliżej miejsca generacji sygnału drgań związanego z pracą zaworów oraz w miejscu dostępnym [1, 6]. Do rejestracji drgań użyto trzech trójosiowych przetworników drgań (P1, P2, P3). Orientacje kierunków pomiaru drgań przyjęto następująco: kierunek X równoległy do promienia cylindra, kierunek Z równoległy do osi cylindra, kierunek Y prostopadły do dwóch pozostałych.

Głowicę cylindrów badanego silnika przedstawiono na rys. 1, a orientację przestrzenną przetworników do pomiaru drgań oraz miejsce ich mocowania na badanym obiekcie na rys. 2.

Do rejestracji sygnałów drgań zastosowano Multianalizator PULSE firmy Brüel&Kjær. Aparaturę pomiarową na stanowisku diagnostycznym przedstawiono na rys. 3.

Przedstawione na rys. 3 urządzenie umożliwia rejestrację przebiegów szybkozmiennych równoległe na 17 kanałach z dynamiką do 160 dB.



Fig. 2. Distribution of acceleration transducers on the cylinder head, engine a8C22

Rys. 2. Rozmieszczenie przetworników drgań na głowicy cylindrów silnika a8C22

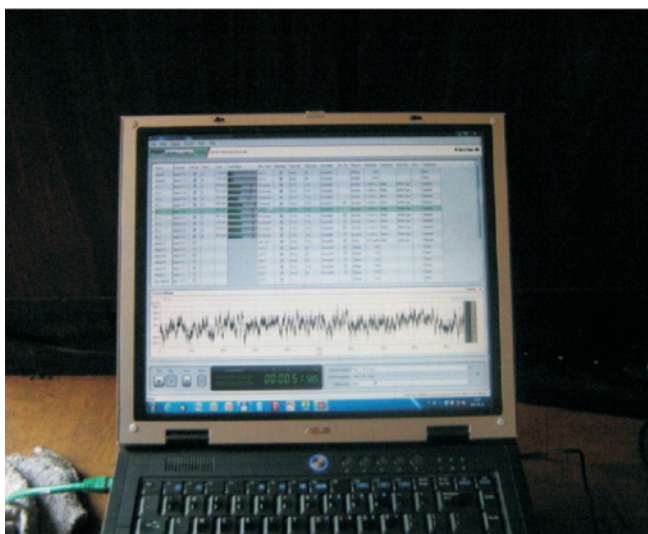


Fig. 3. View of the measurement equipment on the diagnostic post in Transporting Means Factory in Poznan

Rys. 3. Aparatura pomiarowa na stanowisku diagnostycznym w Zakładzie Taboru w Poznaniu

The device shown in Fig. 3 enables the registration of the quick-changeable runs parallel on 17 ducts with the dynamics up to 160 dB.

4. Analysis of test results

To make selection of the best point of signal acquisition for assessing the valve clearance, the pulse tests of the engine head were made and they consisted in impacting of the valves on the valve seats. The impacts were made by removing the standard plate placed between the valve stem and the valve rocker. To eliminate the casual errors and to obtain the averaging result, the operation described above was repeated several times on each of the valves. The aim was to determine such a vibration signals measurement place

4. Analiza wyników badań

W celu wyboru najlepszego punktu akwizycji sygnałów z punktu widzenia oceny luzu zaworów wykonano testy impulsowe głowicy polegające na uderzeniu zaworów o gniazda zaworowe. Uderzenia były realizowane przez usuwanie, umieszczonej pomiędzy trzonkiem zaworu a dźwigienką, płytki wzorcowej. Operację taką powtarzano kilkakrotnie dla każdego zaworu, aby wyeliminować przypadkowe błędy oraz umożliwić wykonanie procesu uśredniania. Celem badań było ustalenie takiego punktu pomiaru sygnałów drganiowych, który umożliwiałby ocenę procesu zderzenia każdego zaworu.

Analizy zarejestrowanych sygnałów wykonano w środowisku PULSE REFLEX [8]. Wykorzystane oprogramowanie

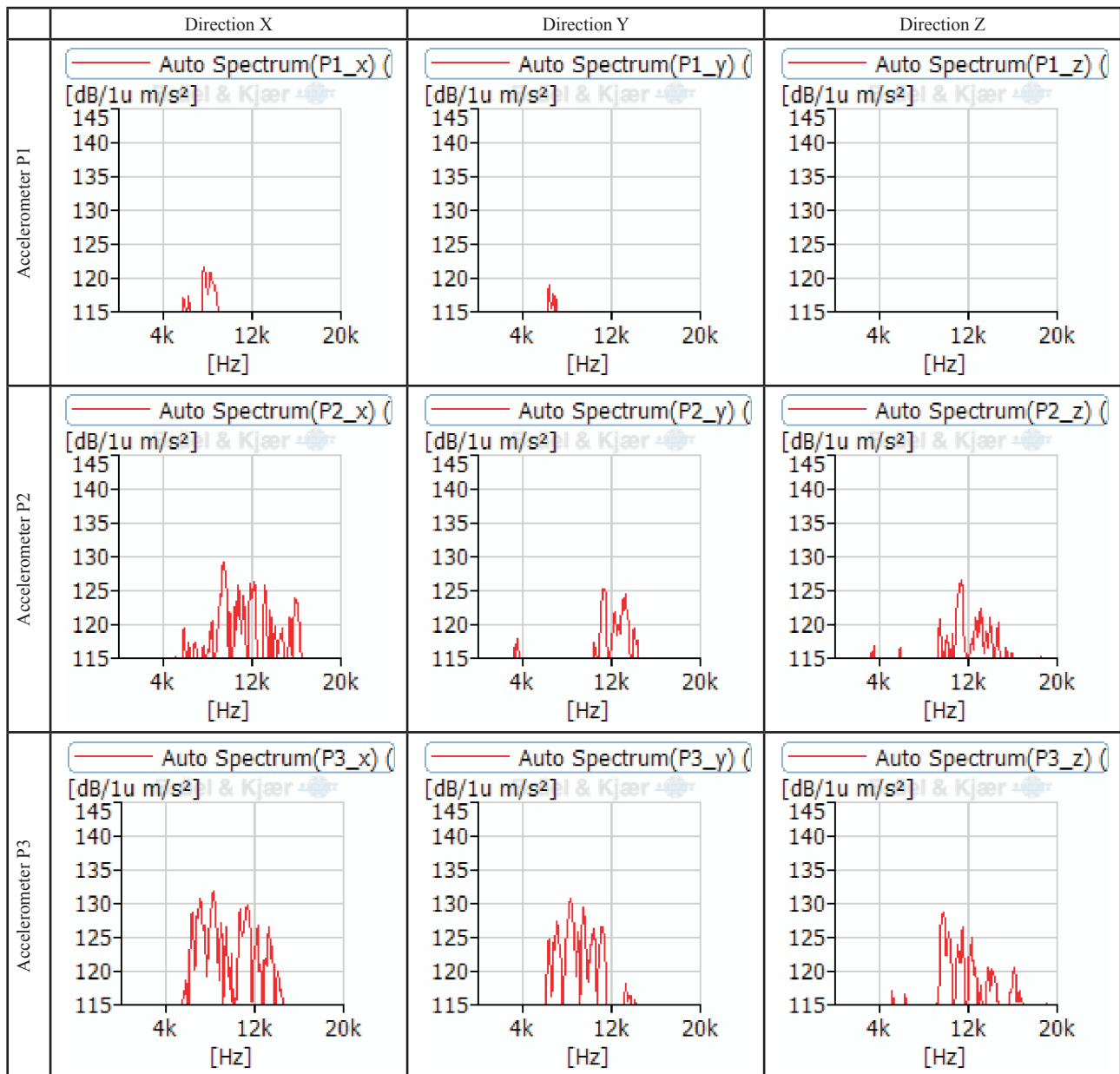


Fig. 4. The averaging amplitude spectrums of the vibration accelerations – left inlet valve impact

Rys. 4. Uśrednione widma amplitudowe przyspieszeń drgań; uderzenie lewym zaworem dolotowym

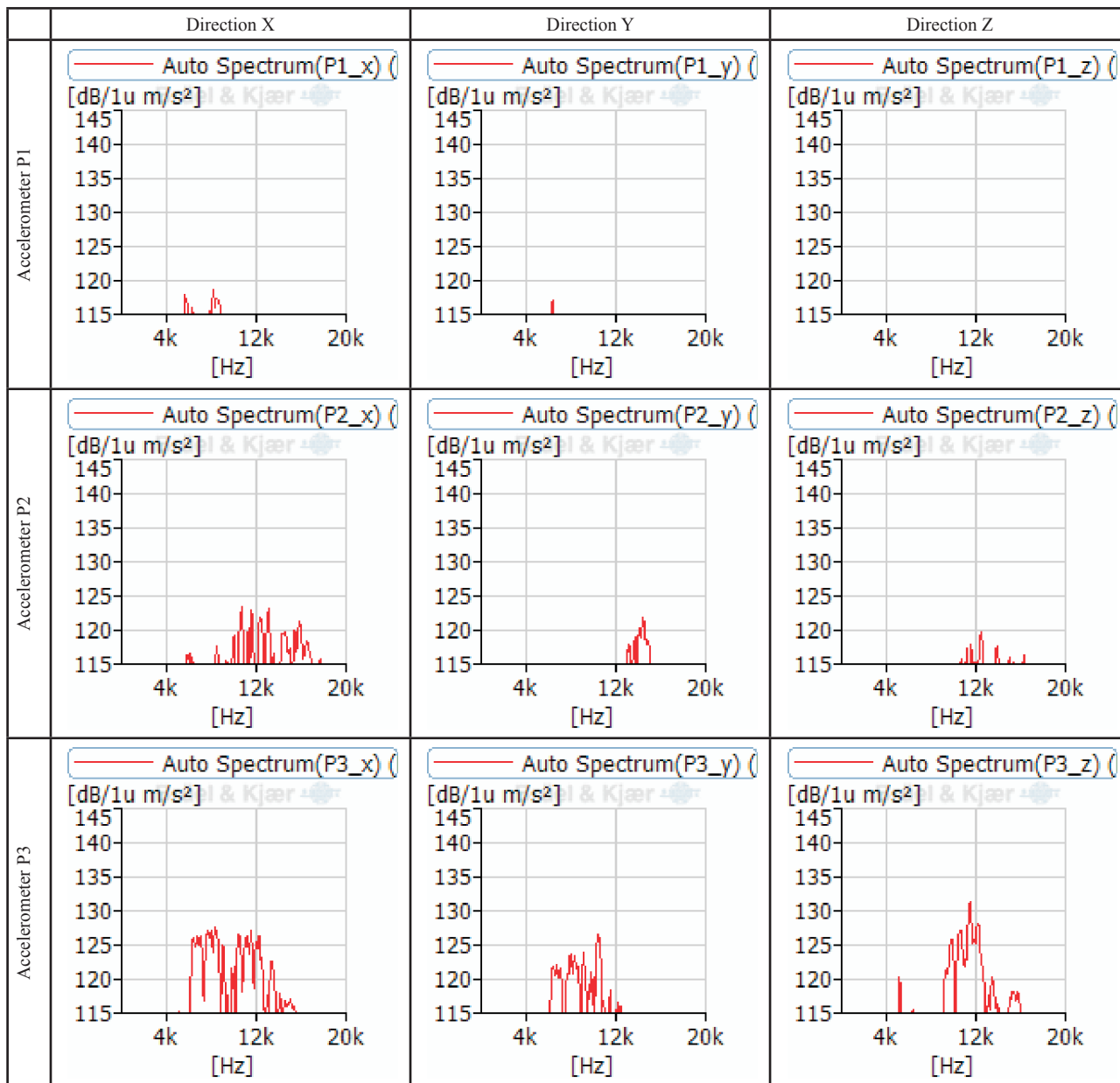


Fig. 5. The averaging amplitude spectrums of the vibration accelerations – right inlet valve impact
 Rys. 5. Uśrednione widma amplitudowe przyspieszeń drgań; uderzenie prawym zaworem dolotowym

which would allow to make assessment of the impacting process on each valve. The analysis of the signals recorded were made in PULSE REFLEX [8] environment. The used software enabled to carry out an analysis of nine signals at the same time. Such an analysis variant gave opportunity to determine the influence of the impacts in each individual valve on the signals synchronously recorded in three different measurement points.

Selected tests results for determining the acquisition point of the vibration acceleration signals are shown in Figures 4 – 7.

Figure 4 shows the averaging amplitude spectrums of the vibration acceleration signals synchronously recorded on three mutually perpendicular directions and in three different measurement points. The demonstrated spectrums are

umożliwiało równoległą analizę dziewięciu sygnałów. Taki wariant analizy pozwalał na określenie wpływu uderzeń poszczególnych zaworów na sygnały rejestrowane synchronicznie w trzech różnych punktach pomiarowych.

Wybrane wyniki badań dotyczących wyznaczenia punktu akwizycji sygnałów przyspieszeń drgań przedstawiono na rys. 4 – 7.

Na rysunku 4 przedstawiono uśrednione widma amplitudowe sygnałów przyspieszeń drgań zarejestrowanych synchronicznie w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach i trzech różnych punktach pomiarowych. Pokazane widma są wynikiem analizy sygnałów drganiowych będących następstwem zderzenia lewego zaworu dolotowego z gniazdem zaworu.

Uśrednione widma amplitudowe sygnałów przyspieszeń

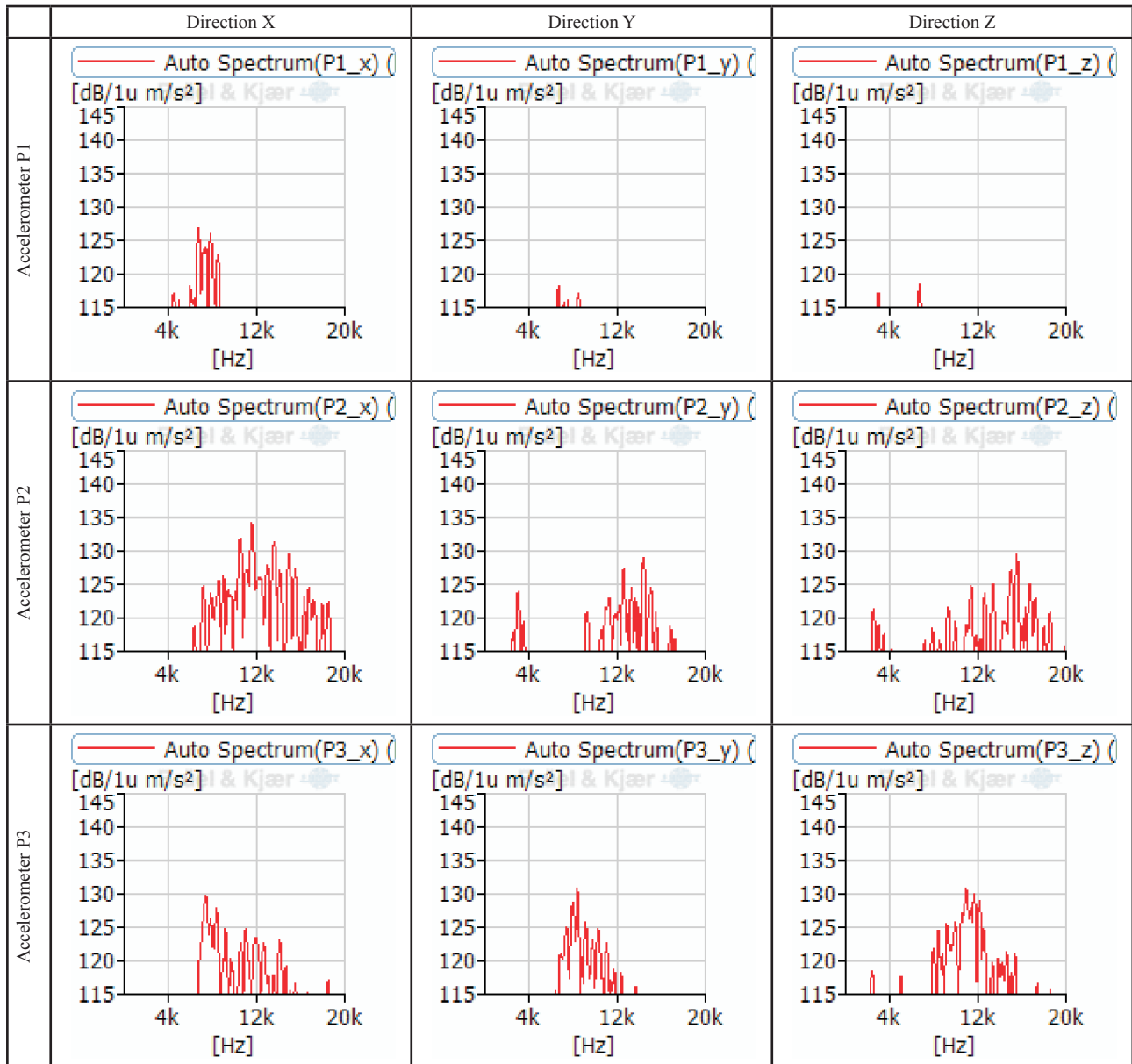


Fig. 6. The averaging amplitude spectrums of the vibration accelerations – right outlet valve impact
 Rys. 6. Uśrednione widma amplitudowe przyspieszeń drgań; uderzenie prawym zaworem wylotowym

the results of the analysis of vibration signals being outcome of the left inlet valve impact on the valve seat.

Figure 5 contains the averaging amplitude spectrums of the vibration acceleration signals recorded in three mutually perpendicular directions and three different measurement points. The demonstrated spectrums are the analysis results of the vibration signals being the outcome of the right inlet valve impact on the valve seat.

As the result of an impact of the right outlet valve on the valve seat, a vibration signal was generated and its averaging frequency characteristics (averaging amplitude spectrums) are shown in Fig. 6. The signals of vibration accelerations were recorded taking into consideration three mutually perpendicular directions and in three different measurement points.

drgań zarejestrowanych w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach i trzech różnych punktach pomiarowych przedstawiono na rys. 5. Widma są tu wynikiem analizy sygnałów drganiowych będących następstwem zderzenia prawego zaworu dolotowego z gniazdem.

W wyniku uderzenia prawego zaworu wylotowego z gniazdem został wygenerowany sygnał drganiowy, którego uśrednione charakterystyki częstotliwościowe (uśrednione widma amplitudowe) przedstawiono na rys. 6. Sygnały przyspieszeń drgań zarejestrowano w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach i trzech różnych punktach pomiarowych.

Uśrednione widma amplitudowe sygnałów przyspieszeń drgań zarejestrowanych w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach i trzech różnych punktach pomiarowych przedsta-

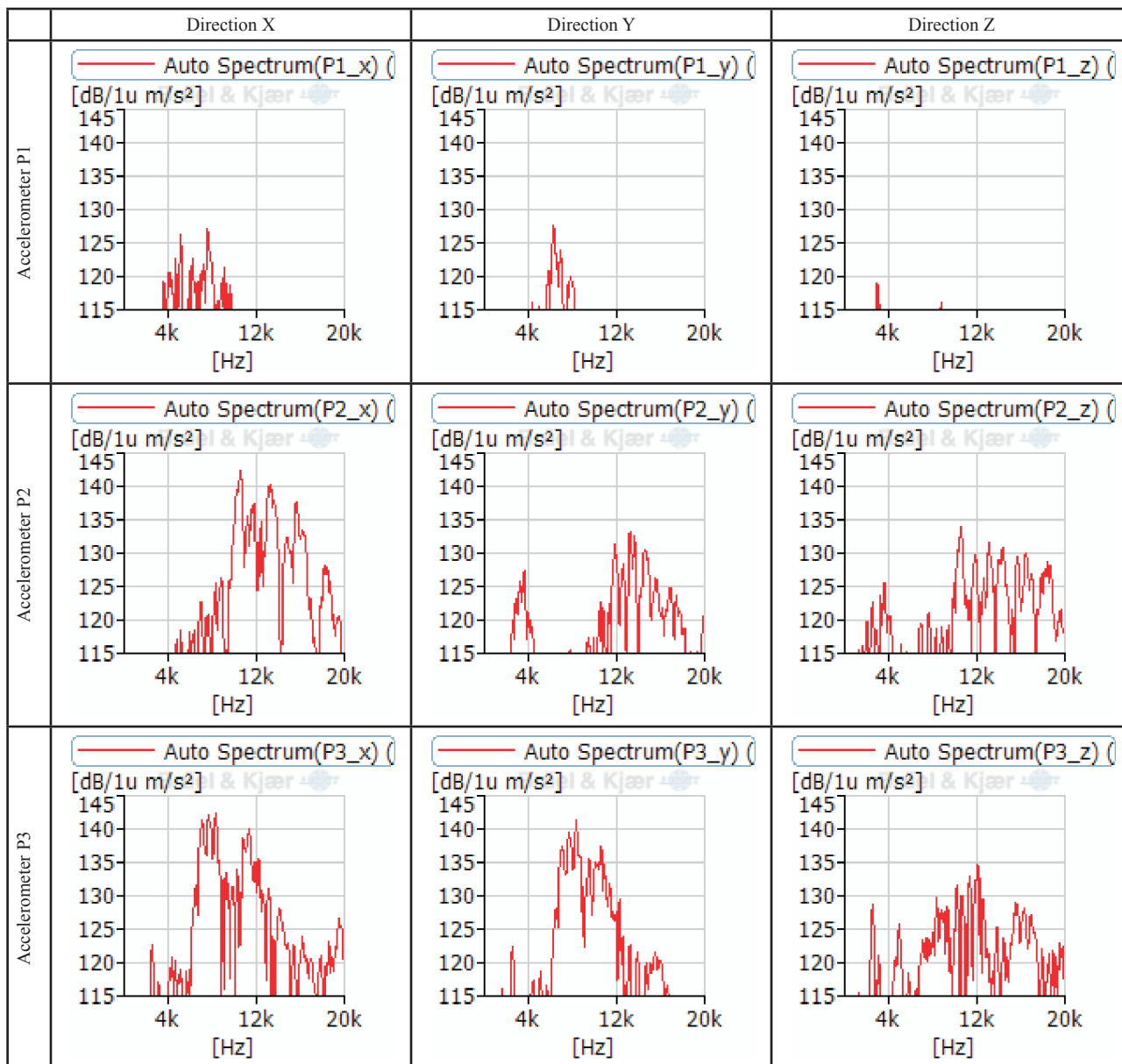


Fig. 7. The averaging amplitude spectrums of the vibration accelerations – left outlet valve impact
 Rys. 7. Uśrednione widma amplitudowe przyspieszeń drgań; uderzenie lewym zaworem wylotowym

Figure 7 shows the averaging amplitude spectrums of the signals of vibration accelerations recorded on three mutually perpendicular directions and in three measurement points. Presented characteristics are the results of the analysis of vibration signals being the outcome of the left outlet valve and the valve seat smash.

From the characteristics shown in figures 4–7, it appears that to assess the action correctness of valves adjustment system in an engine tested, the best thing is to apply the point P3 because it is characterized by the best dynamics and the smallest sensitivity for the changing of an impact place (the changing of the impact valve). To make an assessment of the valve operation, point P1 is much less useful.

wiono na rys. 7. Widoczne tu charakterystyki są wynikiem analizy sygnałów drganiowych będących następstwem zderzenia lewego zaworu wylotowego z gniazdem.

Z przedstawionych na rysunkach 4–7 charakterystyk wynika, że do oceny poprawności działania układu regulacji zaworów badanego silnika najlepiej jest zastosować punkt P3, ponieważ charakteryzuje się on najlepszą dynamiką oraz najmniejszą wrażliwością na zmianę miejsca uderzenia (zmiana uderzającego zaworu). Najmniej przydatnym punktem pomiarowym do oceny pracy zaworów jest punkt P1.

5. Podsumowanie

W artykule przedstawiono metodę wspomagającą wybór punktów akwizycji sygnałów drgań, bazującą na analizie

5. Conclusion

This paper shows a method which supports the choosing of the vibration signals acquisition points, it is based on an analysis of the test signals. This paper demonstrated that in the course of working out the test method is not enough to consider only the specialist literature and/or the some researcher's experience.

In described case all three measurement points met the requirements described in specialist literature, i.e. they were placed closest to the vibration source and they were easy accessible. However, to make an assessment of the valve clearance, by the frequency characteristics analysis on the basis of pulse test signals, point P3 was chosen.

Through the analysis of the presented test results it was found that the point of acquisition of the vibration signals, described as P1 should not be used for making an assessment of the valve clearance, because it is characterized by the low dynamics in the changes in the characteristics of spectrum test signals involving the action of valves.

It is possible to use measurement point P1 for making a diagnosis of the other elements of the cylinder head in combustion engine and the processes proceeding there and that is because the disorders caused by the valves and the valve seats smashes will be smaller than in the other taken into consideration points of a vibration acquisition. However, it is necessary first to make tests for proving the usefulness of this measurement point for a diagnostic testing.

impulsowych sygnałów testowych. Wykazano, że podczas projektowania metodyki badań nie można kierować się tylko przesłankami literaturowymi i/lub doświadczeniem badacza.

W opisywanym przykładzie wszystkie trzy punkty pomiarowe spełniały warunki opisywane w literaturze, tzn. były położone blisko źródła drgań oraz były łatwo dostępne, jednak do oceny luzu zaworowego na podstawie analiz charakterystyk częstotliwościowych impulsowych sygnałów testowych wybrano punkt P3.

Na podstawie analizy przedstawionych wyników badań stwierdzono, że punkt akwizycji sygnałów drganiowych oznaczony P1 nie powinien być stosowany do oceny luzu zaworów, ponieważ charakteryzuje się niską dynamiką zmian charakterystyk widmowych sygnałów testowych związanych z pracą zaworów.

Istnieje możliwość zastosowania punktu pomiarowego P1 do diagnozowania innych elementów głowicy cylindrów silnika spalinowego lub procesów w niej zachodzących, ponieważ zakłócenia od zderzeń zaworów z gniazdami będą mniejsze niż w innych rozpatrywanych punktach akwizycji sygnałów drgań. Należy jednak przedtem wykonać testy potwierdzające przydatność tego punktu pomiarowego do diagnostyki.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Niziński S., Michalski R.: Diagnostyka obiektów technicznych, Biblioteka Problemów Eksploatacji Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Katedra Eksploatacji Pojazdów i Maszyn Wydziału Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego w Olsztynie, Instytut Technologii Eksploatacji w Radomiu, 2002.
- [2] Czechyra B., Szymański G.M., Tomaszewski F.: Assessment of camvalves clearance in internal combustion engine based on parameters of vibration – methodological assumption, Combustion Engines No. 1/2004(118).
- [3] Szymański G.M.: Analiza możliwości zastosowania wybranych charakterystyk sygnału drganiowego do diagnostyki silnika spalinowego. Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 2005.
- [4] Osiecki J., Ziemia S.: Podstawy pomiarów drgań mechanicznych. PWN, Warszawa 1968.
- [5] Serridge M., Licht T.R.: Piezoelectric accelerometers and vibration preamplifiers. Brüel & Kjaer 1987.
- [6] Żółtowski B., Ćwik Z.: Leksykon diagnostyki technicznej. ATR, Bydgoszcz 1996.
- [7] 4504A – Triaxial piezoelectric IEPE accelerometer, excl. cable (2012) [Online] available: <http://www.bksv.com/products/transducersconditioning/vibration-transducers/accelerometers/accelerometers/4504a.aspx>
- [8] PULSE Reflex™ The product of intuition cable (2012) [Online] available: <http://www.bksv.com/doc/bg1736.pdf>

Prof. Franciszek Tomaszewski, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Dr hab. inż. Franciszek Tomaszewski – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: franciszek.tomaszewski@put.poznan.pl



Grzegorz M. Szymański, DEng. – doctor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Dr inż. Grzegorz M. Szymański – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: grzegorz.m.szumanski@put.poznan.pl



The analysis of the emission level from a heavy-duty truck in city traffic

The paper presents the analysis of the emission level from a heavy-duty truck of the GVW of 12 000 kg. The exhaust emission tests were performed under actual traffic conditions in the area of Poznań. For the tests a portable exhaust emission analyzers SEMTECH DS and AVL Micro Soot Sensor were used. Based on the obtained values of the emission of CO, NOx and PM the emission indexes were determined that provided information on the excess or non-excess of the unit values of the measured components specified in the EEV standard. The vehicle gas mileage was also determined through the carbon balance method.

Key words: heavy-duty truck, exhaust emissions, measurements under actual traffic conditions

Analiza emisyjności samochodu ciężarowego w ruchu miejskim

W artykule przedstawiono analizę emisyjności samochodu ciężarowego (dystrybucyjnego) o dmc 12 000 kg. Badania emisji szkodliwych składników spalin wykonano w rzeczywistych warunkach eksploatacji w aglomeracji poznańskiej. Do badań wykorzystano mobilny przyrząd SEMTECH DS oraz mobilny analizator AVL Micro Soot Sensor. Na podstawie uzyskanych wartości emisji CO, NOx i PM wyznaczono wskaźniki emisyjności informujące o przekroczeniu/nieprzekroczeniu limitów emisji jednostkowej mierzonych związków określonych w normie EEV. Wyznaczono także przebiegowe zużycie paliwa, wykorzystując metodę carbon balance.

Słowa kluczowe: samochód ciężarowy, emisja spalin, pomiary w rzeczywistych warunkach eksploatacji

1. Introduction

Vehicles playing a key role in the transportation of people and goods are utility vehicles. These include light duty trucks, heavy-duty trucks, buses and coaches. Globally, a great variety of such vehicles are used having different payload that is limited by their gross vehicle weight (GVW). For decades the main source of propulsion of utility vehicles have been diesel engines characterized by high torque allowing an efficient day-to-day operation. As far as the vehicles for the heaviest tasks are concerned ('heavy' segment exceeding 16.000 GVW) their engines are additionally characterized by high engine displacement. This unfortunately results in a low gas mileage (determined in $\text{dm}^3/100 \text{ km}$) [1] and high exhaust volume. The above hints that the operation of utility vehicles generates high exhaust emissions and that particular attention should be paid to the reduction of their negative impact on the natural environment. The most impactful, in terms of ecological consequences, is the operation of heavy-duty fleet in the centers of large, highly populated agglomerations (city buses, sanitation vehicles and delivery trucks).

The number of heavy-duty vehicles used in Poland and worldwide grows continuously (Fig. 1). Despite the fact the newly registered vehicles are fitted with technologically and environmentally advanced powertrains (sophisticated aftertreatment systems with a provision for the newest Euro VI standard) it is still necessary to seek ways to reduce the

1. Wprowadzenie

Pojazdami, które odgrywają główną rolę w transporcie osób i ładunków są pojazdy użytkowe, w tym samochody dostawcze, ciężarowe i autobusy/autokary. Obecnie na świecie eksploatowanych jest wiele typów takich pojazdów o różnej ładowności, ograniczonej dopuszczalną masą całkowitą pojazdu (dmc). Od wielu dziesięcioleci głównym źródłem napędu pojazdów użytkowych są silniki spalinowe o zapłonie samoczynnym, charakteryzujące się dużą wartością momentu obrotowego, pozwalającego na sprawne wykonywanie codziennych zadań przewozowych. Jeśli chodzi o pojazdy przeznaczone do najcięższych zastosowań – ciężki segment masowy, powyżej 16 tys. kg dmc – to ich jednostki napędowe charakteryzują się ponadto dużą wartością objętości skokowej. Związane jest z tym, niestety, także duże przebiegowe zużycie paliwa (określane w $\text{dm}^3/100 \text{ km}$) [1] oraz duży wydatek spalin. Z powyższego wynika, że eksploatacja pojazdów użytkowych powoduje dużą emisję zanieczyszczeń do atmosfery i należy zwracać szczególną uwagę na kwestię zmniejszania ich negatywnego oddziaływania na środowisko naturalne. Najbardziej istotne znaczenie w aspekcie ekologicznych skutków eksploatacji pojazdów ciężkich ma emisja związków toksycznych z pojazdów poruszających się po zatłoczonych centrach miast (głównie autobusy miejskie, pojazdy komunalne i dystrybucyjne), gdzie w bliskim otoczeniu tych pojazdów znajduje się duża liczba osób.

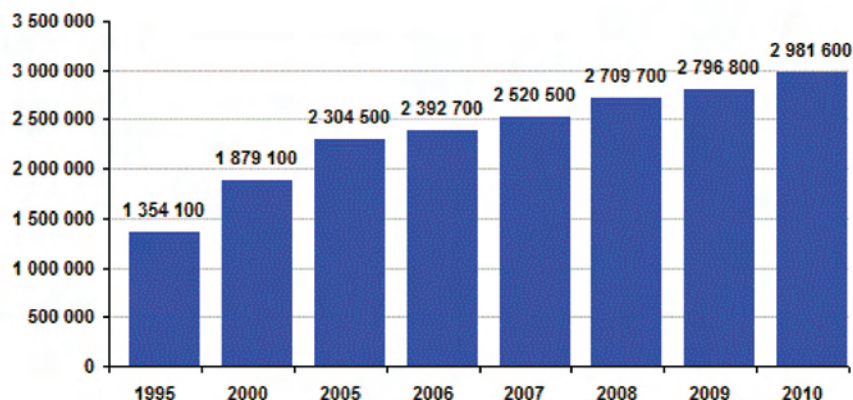


Fig. 1. The number of registered heavy-duty trucks in Poland in the years 1995-2010 [9]

Rys. 1. Liczba zarejestrowanych w Polsce samochodów ciężarowych w latach 1995-2010 [9]

negative impact of these vehicles on the environment. This is possible particularly through on-road tests under actual traffic conditions. Under actual operating conditions, contrary to the laboratory tests conducted in idealized conditions, we can obtain more information that may turn out useful in the optimization of the powertrains in terms of environment protection [2, 3, 5]. Such investigations are invaluable not only for the engine manufacturers but also for the end users in terms of the reduction of the exhaust emissions (mainly NO_x , PM and CO_2) and fuel consumption.

2. Methodology

On-road exhaust emission tests were performed under actual traffic conditions in the Poznań area (Fig. 2). When selecting the route the authors took into account the necessity of reflecting the actual operation of the heavy-duty trucks

Liczba użytkowanych w Polsce i na świecie samochodów ciężarowych sukcesywnie wzrasta (rys. 1). Mimo że sprzedawane i nowo rejestrowane samochody są wyposażane w coraz bardziej dopracowane konstrukcyjnie i ekologiczne jednostki napędowe (dzięki rozbudowanym układom oczyszczania spalin spełniającym z zapasem najnowszą normę emisji Euro VI), konieczne jest jednak ciągle poszukiwanie sposobów na ograniczenie niekorzystnego oddziaływania tych samochodów na środowisko. Jest to możliwe zwłaszcza podczas wykonywania badań w warunkach rzeczywistego ruchu po drogach. W rzeczywistej eksploatacji, w porównaniu do badań stanowiskowych prowadzonych w wyidealizowanych warunkach, można pozyskać bowiem więcej niezbędnych informacji przydatnych do optymalizacji układu napędowego pod względem ograniczenia jego szkodliwego oddziaływania na środowisko naturalne [2, 3, 5]. Takie badania są cenne nie tylko dla konstruktorów pojazdów i silników, lecz także dla bezpośrednich użytkowników pojazdów mogących przyczynić się w dużym stopniu do zmniejszenia emisji substancji szkodliwych (w tym głównie NO_x , PM i CO_2) oraz zużycia paliwa przez pojazd.

2. Metodyka badań

Drogowe badania emisji szkodliwych składników spalin wykonano w rzeczywistych warunkach eksploatacji na od-



Fig. 2. Test route used for the on-road emission tests of a heavy-duty truck (drawn courtesy of GPSVisualizer.com)

Rys. 2. Trasa badawcza wykorzystana do drogowych badań emisji spalin pojazdu ciężarowego (wykonano na podstawie GPSVisualizer.com)



Fig. 3. Truck ready for the on-road exhaust emission test

Rys. 3. Samochód ciężarowy przygotowany do drogowych badań emisji szkodliwych składników spalin

(in city traffic) with particular emphasis on:

- vehicle routes from the city limits to the main intercity roads – extra urban driving,
- vehicle routes between city points – urban traffic.

Additionally, the authors took into account the limitation related to the GVW. The length of the test road portion was 11 km. The tests were conducted in the afternoon at high road congestion.

The object of the research was a delivery truck (Fig. 3). It was fitted with an engine of the displacement of 6 871 cm³ and the power output of 184 kW (Tab. 1). The vehicle was partially loaded so as to reflect the everyday transport routine.

For the measurements of the exhaust emissions (CO, NO_x, CO₂) and gas mileage a portable SEMTECH DS analyzer (Fig. 4) from the PEMS group (*Portable Emissions Measurement System*) was used. The concentration of CO and CO₂ was measured by the said measurement device (measurement range 0–20%, accuracy ±3%). The concentration of NO_x was measured with the NDUV (measurement range 0–3000 ppm, accuracy ±3%). The device was fitted with a standalone weather station obtaining such information as ambient pressure, temperature and air humidity. The authors were thus able to determine the humidity correction factor K_H used in the measurement of NO_x. The device was also fitted with a GPS module (*Global Positioning System*) and could communicate with the vehicle OBD [7]. The measurement of the mass exhaust gas flow was realized with a 4” Prandtl pipe flow meter. Discussing the methodology

cinku pomiarowym w aglomeracji poznańskiej (rys. 2). Przy wyborze trasy kierowano się możliwością odwzorowania ruchu pojazdów ciężarowych (przeznaczonych do ruchu miejskiego) ze szczególnym uwzględnieniem:

- dojazdu pojazdu od granic miasta od głównych arterii komunikacyjnych – ruch pozamiejski,
- przejazdu pojazdu pomiędzy ośrodkami przemysłowo-handlowymi – ruch miejski.

Dodatkowo uwzględniono obowiązujące ograniczenia dotyczące dopuszczalnej masy całkowitej pojazdu. Długość odcinka pomiarowego wyniosła 11 km. Badania przeprowadzono w godzinach popołudniowych przy dużym udziale kongestii drogowych.

Obiektem badawczym był samochód ciężarowy przeznaczony do ruchu miejskiego – zaliczany do grupy pojazdów dystrybucyjnych (rys. 3). Posiadał on jednostkę napędową o pojemności skokowej 6 871 cm³ i mocy 184 kW (tab. 1). Pojazd obciążono częściowo ładunkiem, tak aby odwzorować codzienne dostarczanie towarów do ośrodków handlowych bądź przemysłowych.

Table 1. Technical specifications of the truck

Tabela 1. Charakterystyka badanego pojazdu ciężarowego

Powertrain/jednostka napędowa	
Ignition system/rodzaj zapłonu	Diesel/ZS
Number of cylinders/liczba cylindrów/ configuration/ układ	6 cylinder/rzędowy, straight
Engine displacement/pojemność skokowa	6 871 cm ³
Maximum power output/moc maksymalna	184 kW (250 KM) at/przy 2300 rpm/obr/min
Maximum torque/maksymalny moment obrotowy	1000 Nm in the range from/w zakresie 1100–1750 rpm/obr/min
Emission standard/norma emisji spalin	EEV
Aftertreatment system/układ oczyszczania	EGR + MAN PM-Kat
Frame/nadwozie	
Gross vehicle weight/dopuszczalna masa całkowita	12 000 kg
Dimensions (length, width, height)/wymiar (długość, wysokość, szerokość)	7 800 x 2 550 x 2 950 mm

Do pomiarów emisji CO, NO_x, CO₂ oraz przebiegowego zużycia paliwa wykorzystano mobilny przyrząd SEMTECH DS (rys. 4) zaliczany do grupy PEMS (*Portable Emissions Measurement System*). Pomiar stężenia CO i CO₂ odbywał się przy użyciu analizatora (zakres pomiarowy 0–20%, dokładność ±3%). Stężenie NO_x mierzono analizatorem NDUV (zakres pomiarowy 0–3000 ppm, dokładność ±3%). Przyrząd posiadał własną stację meteorologiczną, umożliwiającą pomiar ciśnienia, temperatury oraz wilgotności powietrza. Dzięki temu wyznaczono współczynnik korekcji wilgotności K_H wykorzystywany przy pomiarach stężenia NO_x. Przyrząd wyposażony był także w moduł GPS (*Global Positioning System*) oraz umożliwiał komunikację z systemem diagnostycznym pojazdu [7]. Pomiar masowego natężenia przepływu spalin odbywał się przy użyciu przepływomierza o średnicy 4” działającego na zasadzie rurki Prandtla. Omawiając metodykę pomiaru gazowych składników spalin,

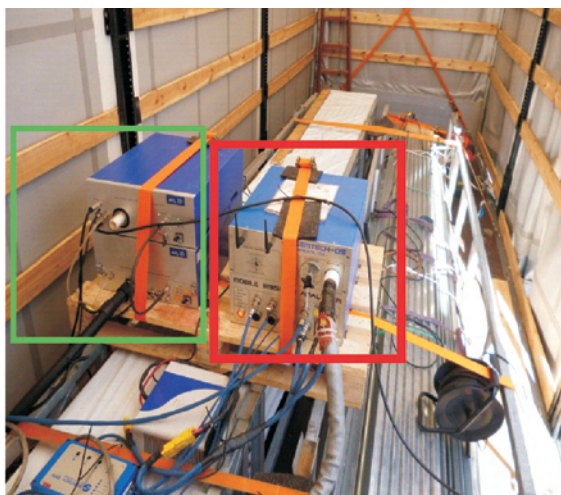


Fig. 4. Measurement equipment installed in the truck bed (SEMTECH DS – red frame, AVL 483 MSS – green frame)

Rys. 4. Aparatura pomiarowa zainstalowana w przestrzeni ładunkowej samochodu ciężarowego (przyrząd SEMTECH DS zaznaczono czerwoną ramką, a analizator AVL 483 MSS ramką zieloną)

of the measurement of the gaseous exhaust components we must note that the emission of HC was not measured. The experience of the authors of this paper in testing of EEV compliant heavy-duty vehicles tells that the powertrains of these vehicles generate negligible amounts of HC (within the measurement error).

For the measurement of the particulate matter the authors used AVL 483 Micro Soot Sensor, a portable analyzer measuring the concentration of the PM in diluted exhaust (Fig. 4). The analyzer utilizes the photo-acoustic method based on the measurement of the carbon part of the particle. This method consists in significant absorption of the modulated laser light by the soot particles. This results in an alternate heating and chilling of the medium gas in the measurement chamber. A sound wave is thus generated that is recorded by the microphones [6].

3. The results of the conducted exhaust emission measurements

Based on the measured values of CO, NO_x, CO₂ and the information pulled from the vehicle OBD and GPS, time density characteristics were determined in the ranges of the vehicle speed and acceleration and the engine speed and load. In the same ranges the characteristics of the exhaust emissions (measured with second by second resolution) were determined.

The operating time share of the vehicle determined in the ranges of speeds and accelerations was divided into three main areas: the first one was for the stopped vehicle (at the same time this was the greatest operating time share – 49%), the second one was for the speeds of 2–6 m/s at the acceleration of 0–0.6 m/s², which was 26% of the operating time and the third one was for the highest speeds (14–20 m/s) constituting 11% of the operating time (Fig. 5a). Such a distribution of the operating time of the vehicle is related to the engine work fields in the ranges of the engine speed and load (Fig.

należy wspomnieć, że nie dokonano pomiaru emisji HC. Doświadczenie autorów tego artykułu w dziedzinie badań pojazdów ciężarowych spełniających normę emisji spalin EEV wskazuje, że jednostki napędowe tych pojazdów emitują pomijalnie małe wartości HC (mieszczące się w granicy błędu pomiaru).

Do pomiaru cząstek stałych wykorzystano mobilny analizator AVL 483 Micro Soot Sensor, który umożliwił ciągły pomiar stężenia cząstek stałych w rozcieńczonych spalinach (rys. 4). Analizator wykorzystuje metodę fotoakustyczną umożliwiającą pomiar części węglowej cząstki stałej. Ta metoda polega na znacznej absorpcji modulowanego światła laserowego przez cząstki sadzy. Skutkuje to okresowym (przemiennym) ogrzewaniem i chłodzeniem gazu nośnego, co wywołuje zmianę ciśnienia w komorze pomiarowej. Powstaje w ten sposób fala dźwiękowa, która jest rejestrowana przez mikrofony [6].

3. Wyniki przeprowadzonych badań emisji spalin

Na podstawie zmierzonych wartości emisji CO, NO_x, CO₂ oraz informacji odczytanych z układu diagnostycznego pojazdu i układu GPS, wyznaczono charakterystyki udziału czasu pracy w przedziałach prędkości i przyspieszenia pojazdu oraz prędkości obrotowej wału korbowego i obciążenia silnika pojazdu. W tych samych przedziałach wyznaczono charakterystyki emisji sekundowej mierzonych związków.

Udział czasu pracy pojazdu określony w przedziałach prędkości i przyspieszenia można podzielić na trzy główne obszary: pierwszy przypadek dla postoju pojazdu i jednocześnie stanowił największy udział całkowitego czasu pracy – 49%, drugi przypadek w zakresie prędkości 2–6 m/s przy przyspieszeniu 0–0,6 m/s² i stanowił 26% czasu pracy oraz trzeci – w zakresie największych prędkości (14–20 m/s), stanowiąc 11% czasu pracy (rys. 5a). Taki rozkład udziału czasu pracy odniesiony do pojazdu związany jest z rozkładem pól pracy jednostki napędowej w przedziałach prędkości obrotowej wału korbowego i obciążenia (rys. 5b). Największy udział czasu pracy w tych przedziałach przypadek w zakresie 600–800 obr/min przy 100–200 N·m i stanowił 66% całkowitego czasu pracy. Drugim znaczącym obszarem pracy jednostki napędowej był zakres średnich prędkości obrotowych wału korbowego silnika (1000–1600 obr/min) przy obciążeniu 300–600 N·m. Obszar ten stanowił 25% całkowitego czasu pracy i wynikał bezpośrednio z charakterystyki pracy silników pojazdów ciężarowych. Uzyskanie takich rozkładów udziału czasu pracy wynikało z charakterystyki odcinka pomiarowego oraz z dużego udziału kongestii drogowych.

W odniesieniu do pojazdu największe natężenie emisji CO wystąpiło dla maksymalnych przyspieszeń pojazdu w zakresie prędkości 4–8 m/s i 14–16 m/s (rys. 6a). Takie ukształtowanie emisji sekundowej CO mogło wynikać ze zwiększonej dawki paliwa koniecznej do uzyskania przez pojazd dużych przyspieszeń. Chwilowe zwiększenie dawki paliwa powoduje wzbogacenie mieszanki paliwowo-powietrznej dostarczanej do komory spalania, czego jednym ze skutków jest wystąpienie zjawiska spalania niezupełnego.

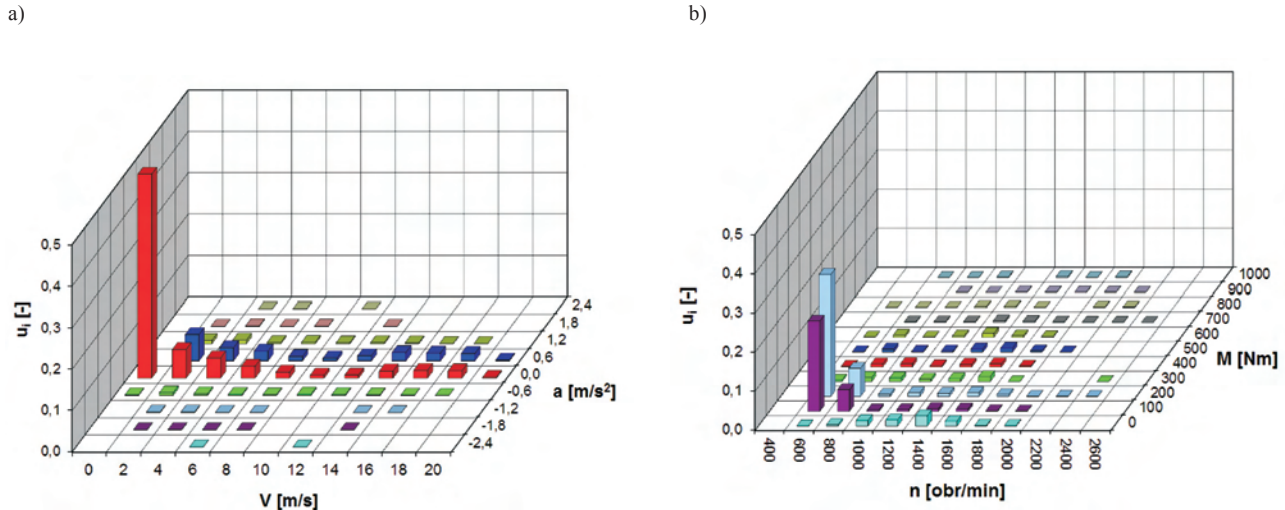


Fig. 5. Characteristics of the operating time share in the ranges: a) vehicle speed and acceleration, b) engine speed and load
 Rys. 5. Charakterystyka udziału czasu pracy w przedziałach: a) prędkości i przyspieszenia pojazdu, b) prędkości obrotowej wału korbowego i obciążenia silnika

5b). The greatest operating time share in these ranges was for 600–800 rpm at 100–200 N·m and constituted 66% of the total operating time. Another significant work field of the engine was the range of medium engine speeds (1000–1600 rpm) at the load of 300–600 N·m. This area constituted 25% of the total operating time and resulted directly from the characteristics of operation of heavy-duty vehicle engines. The obtainment of such operating time share distributions resulted from the characteristics of the measurement road portion and a high road congestion.

The greatest CO emission rate occurred for the maximum vehicle accelerations in the speed range of 4–8 m/s and 14–16 m/s (Fig. 6a). Such a CO emission could have resulted from an increased dose of fuel needed for the vehicle to reach high accelerations. A momentary increase in the fuel dose results in a richer air fuel mixture fed to the combustion chamber the consequence of which is incomplete combustion. The

Uzyskany rozkład emisji sekundowej CO w przedziałach prędkości obrotowej wału korbowego i obciążenia silnika – największa wartość emisji CO wystąpiła dla prędkości 1800–2400 obr/min i dla maksymalnego zakresu obciążenia 700–1000 N·m (rys. 6b) – może wskazywać na wystąpienie tego zjawiska.

W przedziałach prędkości i przyspieszenia pojazdu największe średnie natężenie emisji NO_x wystąpiło dla przyspieszenia 0,6 m/s² w całym zakresie prędkości (rys. 7a). Zwrócono także uwagę, że największy udział emisji sekundowej NO_x wystąpił w przedziale średnich prędkości pojazdu (10–14 m/s) w zakresie przyspieszeń 0–1,8 m/s² i stanowił 48% całkowitej emisji uzyskanej przez pojazd podczas trwania testu. Tak duży udział emisji sekundowej NO_x przy średnich prędkościach wynikał z charakterystyki pracy zamontowanego w pojeździe układu SCR – najwyższy stopień konwersji NO_x w reaktorze katalitycznym SCR wy-

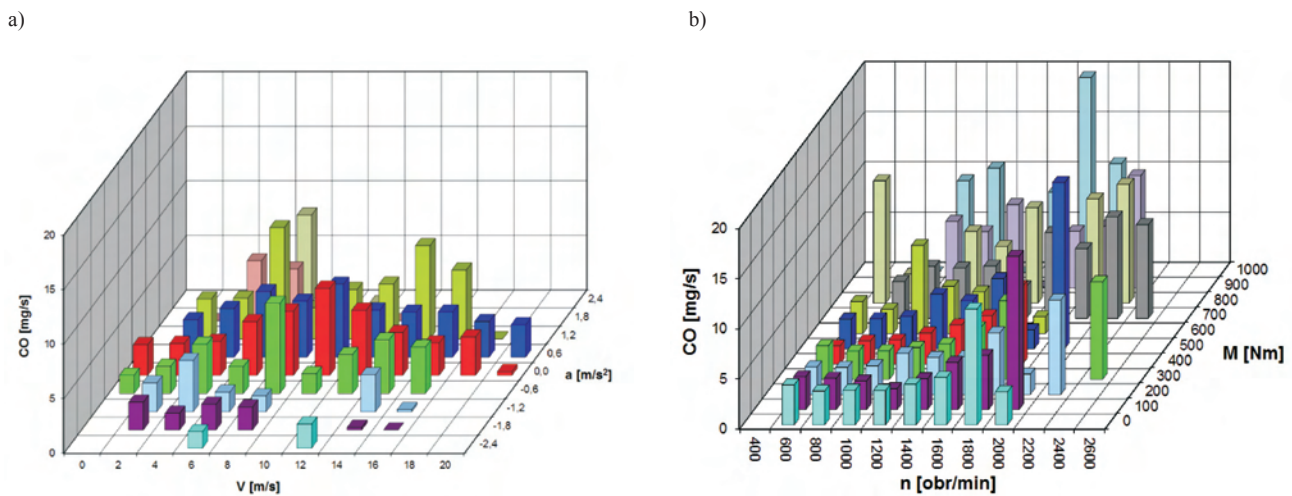


Fig. 6. The characteristics of the emission of CO (second by second measurement resolution) in the ranges: a) vehicle speed and acceleration, b) engine speed and load

Rys. 6. Charakterystyka emisji sekundowej CO w przedziałach: a) prędkości i przyspieszenia pojazdu, b) prędkości obrotowej wału korbowego i obciążenia silnika

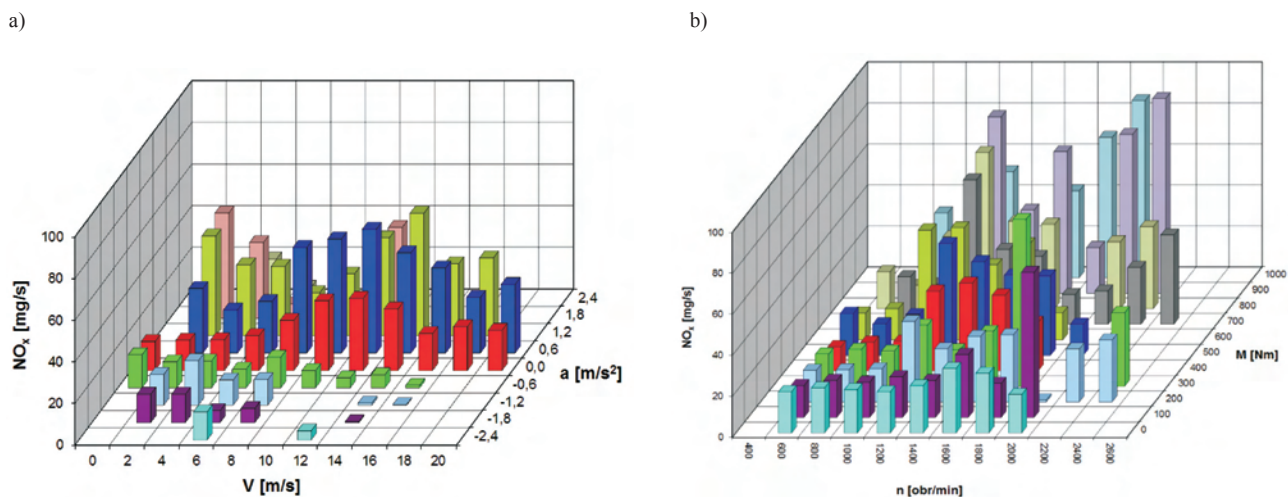


Fig. 7. The characteristics of the emission of NO_x (second by second measurement resolution) in the ranges: a) vehicle speed and acceleration, b) engine speed and load

Rys. 7. Charakterystyka emisji sekundowej NO_x w przedziałach: a) prędkości i przyspieszenia pojazdu, b) prędkości obrotowej wału korbowego i obciążenia silnika

obtained distribution of the CO emission in the ranges of engine speed and load (the greatest CO emission level occurred for 1800–2400 rpm and maximum engine load 700–1000 N·m – Fig. 6b) may indicate the occurrence of the said phenomenon of incomplete combustion.

In the ranges of vehicle speed and acceleration the greatest NO_x emission rate occurred for the acceleration of 0.6 m/s² in the whole speed range (Fig. 7a). It was observed that the greatest share of the NO_x emission (measured with second by second resolution) occurred in the range of medium vehicle speeds (10–14 m/s) in the range of accelerations of 0–1.8 m/s² and constituted 48% of the total emission generated by the vehicle during the test. Such a great share of the emission (measured with second by second resolution) at medium speeds resulted from the characteristics of the SCR system fitted in the vehicle (the greatest NO_x conversion rate

stępuje wtedy, gdy temperatura spalin przekracza 200 °C. W odniesieniu do parametrów pracy silnika największa emisja sekundowa NO_x wystąpiła dla maksymalnych obciążeń z zakresu 800–1000 N·m (rys. 7b).

Przebieg natężenia emisji CO₂ odniesiony do pojazdu oscylował w zakresie przyspieszeń 0–1,8 m/s² (rys. 8a). Największa wartość emisji sekundowej CO₂ wystąpiła w obszarze maksymalnych prędkości (14–16 m/s) przy zakresie przyspieszeń 0–1,6 m/s² i wyniosła 27 g/s. Sumaryczna wartość emisji w tym przedziale stanowiła 45% całkowitej emisji CO₂ uzyskanej przez pojazd podczas badań. W odniesieniu do jednostki napędowej (rys. 8b) emisja sekundowa CO₂ wzrastała wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wału korbowego i obciążenia silnika, osiągając najwyższą wartość 26 g/s (przedział 2 200 obr/min przy 900 N·m). Uzyskanie takich rozkładów natężenia emisji CO₂ odniesionych do po-

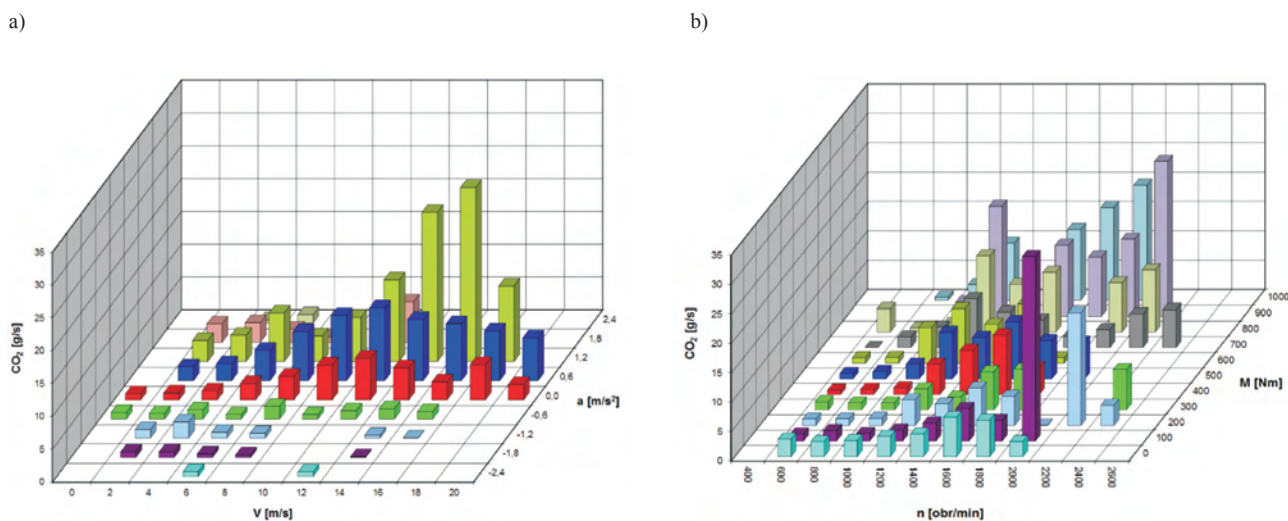


Fig. 8. The characteristics of the emission of CO₂ (second by second measurement resolution) in the ranges: a) vehicle speed and acceleration, b) engine speed and load

Rys. 8. Charakterystyka emisji sekundowej CO₂ w przedziałach: a) prędkości i przyspieszenia pojazdu, b) prędkości obrotowej wału korbowego i obciążenia silnika

in an SCR takes place when the exhaust gas temperature exceeds 200 °C. In relation to the engine parameters the greatest NO_x emission occurred for the maximum loads – 800–1000 Nm (Fig. 7b).

The course of the CO₂ emission rate for the vehicle oscillated around the accelerations of 0–1.8 m/s² (Fig. 8a). The greatest value of the emission of CO₂ (measured with second by second resolution) occurred for the maximum speeds (14–16 m/s) at the range of accelerations of 0–1,6 m/s² and was 27 g/s. The collective value of the emission in this range constituted 45% of the total CO₂ emission generated by the vehicle during the tests. In relation to the engine (Fig. 8b) the emission of CO₂ grew as the engine speed and load increased reaching the highest value of 26 g/s (2 200 rpm at 900 Nm). The obtaining of such distributions of CO₂ emission rate for the vehicle and the engine mainly resulted from the characteristics of the measurement road portion (significant changes in acceleration), which led to an increased energy demand by the engine during driveoff.

Knowing the values of the emission of CO, NO_x, CO₂ measured with the second by second resolution and the length of the test road portion the values of the road emission of the above components were determined (Fig. 9). For the determination of the road emission of PM its measured concentration, exhaust mass flow and the covered distance were used. Based on the road emissions of CO and CO₂ gas mileage was determined through the carbon balance method:

$$Q = \frac{0.1155}{\rho_{\text{pal}}} [(0.866 \cdot \text{HC}) + (0.426 \cdot \text{CO}) + (0.273 \cdot \text{CO}_2)] \quad (1)$$

where: Q – the value of gas mileage [dm³/100 km], HC, CO, CO₂ – average values of the road emission [g/km], ρ_{pal} – fuel density at normal temperature 15 °C [g/cm³].

In equation (1) the element related to the average road emission of HC has been omitted because, as mentioned earlier, the HC emission was not measured. On the selected test route the truck had a gas mileage of 28.2 dm³/100 km. This value was mainly influenced by high road congestion resulting in a relatively low average vehicle speed, which in this case was 12 km/h.

4. Conclusions

The investigations presented in this paper were conducted under non-standard conditions. That is why, for the evaluation of the obtained results the authors adopted a reference point – the EEV emission standard. The emission indexes were determined defined as the multiple of the excess/non-excess of the unit emission limits of the individual exhaust components as specified by the EEV standard [4, 8]:

$$k_j = \frac{E_{\text{rzecz},j}}{E_{\text{norma},j}} \quad (2)$$

jazdu i silnika wynikało przede wszystkim z charakterystyki odcinka pomiarowego – duże zmiany przyspieszeń – co wiązało się ze zwiększonym zapotrzebowaniem energetycznym jednostki napędowej podczas ruszania pojazdu.

Znając wartość emisji sekundowej CO, NO_x, CO₂ oraz długość odcinka pomiarowego, wyznaczono wartości emisji drogowej powyższych związków (rys. 9). Dla PM – do wyznaczenia emisji drogowej – wykorzystano zmierzoną

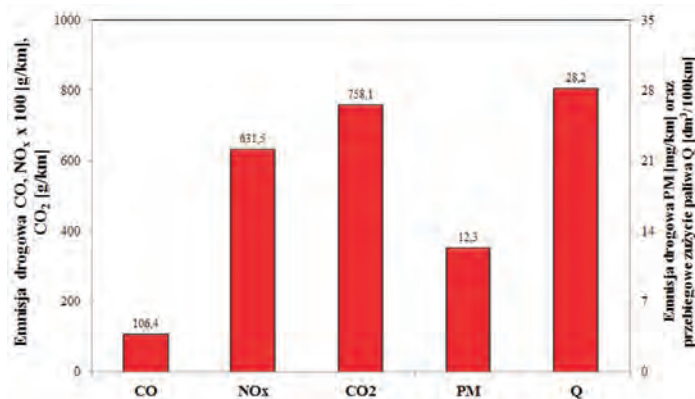


Fig. 9. Road emissions of CO, NO_x, CO₂, PM and gas mileage

Rys. 9. Wartość emisji drogowej CO, NO_x, CO₂, PM oraz przebiegowe zużycie paliwa

ich koncentrację, masowe natężenie przepływu spalin oraz dystans. Na podstawie wartości emisji drogowej CO i CO₂ wyznaczono przebiegowe zużycie paliwa pojazdu ciężarowego na badanej trasie, opierając się na metodzie bilansu węgla (*carbon balance*) – wzór (1), gdzie: Q – wartość przebiegowego zużycia paliwa [dm³/100 km], HC, CO, CO₂ – średnie wartości emisji drogowej [g/km], ρ_{pal} – gęstość paliwa w normalnej temperaturze 15 °C [g/cm³].

W równaniu (1) pominięto człon dotyczący średniej emisji drogowej HC, gdyż, jak wspomniano, nie mierzono emisji HC. Na wyznaczonej trasie badawczej pojazd ciężarowy uzyskał przebiegowe zużycie paliwa 28,2 dm³/100 km. Wpływ na taką wartość zużycia paliwa miał duży udział kongestii drogowych, który skutkowało relatywnie niską średnią prędkością uzyskaną przez pojazd, a która wyniosła 12 km/h.

4. Podsumowanie

Przedstawione w artykule badania wykonano w warunkach niestandardowych, dlatego do oceny uzyskanych wyników autorzy przyjęli punkt odniesienia w postaci norm emisji EEV. Wyznaczono wskaźniki emisyjności, które zdefiniowano jako krotność przekroczenia/nieprzekroczenia limitów emisji jednostkowej poszczególnych składników spalin określonych przez normę EEV [4, 8] – wzór (2), gdzie: E_{rzecz,j} – średnia emisja jednostkowa uzyskana w warunkach rzeczywistych [g/(kW·h)], E_{norma,j} – emisja jednostkowa normatywna według normy EEV [g/(kW·h)].

Wyznaczone wskaźniki emisyjności stanowią kryterium oceny wpływu pojazdu ciężarowego na środowisko natu-

where: $E_{rzecz,j}$ – average unit emission obtained under actual operating conditions [g/(kW·h)], $E_{norma,j}$ – normative unit emission as per the EEV standard [g/(kW·h)].

The determined emission indexes are a criterion for the evaluation of the impact of heavy-duty vehicles on the natural environment. The analysis of the obtained results (Fig. 10) confirms that:

a) In relation to the ESC test the unit emission:

- CO constitutes 48% of the value specified in the standard,
- NO_x constitutes 214% of the value specified in the standard,
- PM constitutes 42% of the value specified in the standard,

b) In relation to the ETC test the unit emission:

- CO constitutes 24% of the value specified in the standard,
- NO_x constitutes 214% of the value specified in the standard,
- PM constitutes 42% of the value specified in the standard.

The above values indicate that the NO_x emission from the heavy-duty truck in the city traffic (delivery truck) under actual operating conditions significantly exceeds the levels specified in the EEV standard. For the other exhaust components the emission is much smaller than that specified in the said standard. The authors of this paper are aware that referring the obtained results to the EEV standard can only be approximate due to a different course of the emission test for compliance with the EEV standard.

In the context of the conducted investigations it is noteworthy to draw attention to the draft of the Euro VI standard for heavy-duty vehicles. This draft assumes a development of a methodology utilizing PEMS (*Portable Emissions Measurement System*) that can be used to measure the exhaust emission from these vehicles under actual conditions of their operation. In order to develop proper testing methodology of the vehicles, measurements of a larger group of vehicles need to be carried out under different traffic conditions. It is, thus justified to continue research based on the methodology presented in this paper. The extension of the homologation procedures by the said tests should further reduce the negative impact of vehicles on the environment.

Abbreviations/Skróty i oznaczenia

a	Acceleration/przyspieszenie
GVW/DMC	Gross Vehicle Weight/dopuszczalna masa całkowita
EEV	Enhanced Environmentally Friendly Vehicle/pojazd przyjazny środowisku
EGR	Exhaust Gas Recirculation/recyrkulacja spalin
E_{norma}	Emissions rate obtained in the EEV standard/emisja normatywna
E_{rzecz}	Emissions rate obtained under actual conditions/emisja rzeczywista

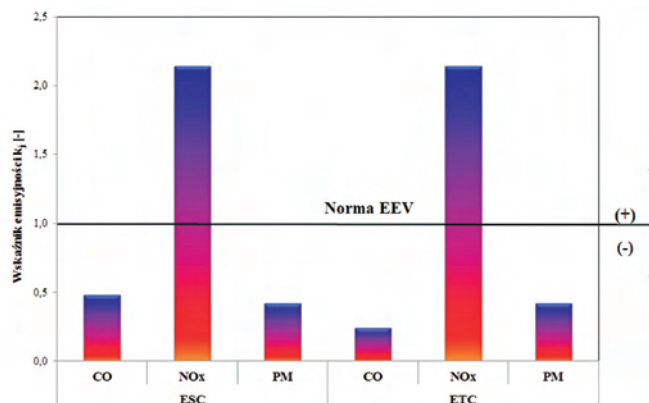


Fig. 10. The emission indexes for the heavy-duty vehicle determined based on the exhaust emissions measured under actual operating conditions

Rys. 10. Wskaźniki emisyjności dla samochodu ciężarowego wyznaczone na podstawie badań emisji spalin w rzeczywistych warunkach eksploatacji

Analizując otrzymane wskaźniki (rys. 10), można stwierdzić, że:

a) w odniesieniu do testu ESC emisja jednostkowa:

- CO stanowi 48% wartości określonej w normie,
- NO_x stanowi 214% wartości określonej w normie,
- PM stanowi 42% wartości określonej w normie,

b) w odniesieniu do testu ETC emisja jednostkowa:

- CO stanowi 24% wartości określonej w normie,
- NO_x stanowi 214% wartości określonej w normie,
- PM stanowi 42% wartości określonej w normie.

Powyższe wartości wskazują, że emisja badanego samochodu ciężarowego przeznaczonego do ruchu miejskiego (pojazd dystrybucyjny) w rzeczywistych warunkach eksploatacji w zakresie NO_x odbiega istotnie od poziomów emisji określonych w normie EEV. Z kolei dla pozostałych składników spalin jest ona znacząco mniejsza niż przewidziana w wyżej wymienionej normie. Autorzy tego artykułu zdają sobie sprawę, że odnośnienie uzyskanych wyników do normy EEV może mieć charakter jedynie przybliżony, z uwagi na odmienny przebieg testu emisji na zgodność z normą EEV.

W kontekście wykonanych badań warto zwrócić uwagę na projekt normy emisji spalin Euro VI dla ciężkich pojazdów samochodowych, który zakłada opracowanie metodyki wykorzystania aparatury PEMS do szacowania emisji spalin tych pojazdów w rzeczywistych warunkach ich eksploatacji. Aby opracować poprawną metodykę badań pojazdów, należy przeprowadzić pomiary dla większej liczby pojazdów w zróżnicowanych warunkach ruchu. Zasadne zatem jest prowadzenie dalszych badań opartych na metodyce przedstawionej w niniejszym artykule. Rozszerzenie procedur homologacyjnych o te badania powinno spowodować dalsze ograniczenie negatywnego wpływu pojazdów na środowisko naturalne.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

GPS	Global Positioning System/globalny system wyznaczania pozycji	NDUV	Non-Dispersive Ultraviolet/niedyspersyjny analizator na ultrafiolet
k	Emissions indexes/wskaźnik emisji	PEMS	Portable Emissions Measurement System/mobilny system do pomiaru emisji spalin
M	Engine torque/moment obrotowy silnika	SCR	Selective Catalytic Reduction/selektywna redukcja katalityczna
n	Engine speed/prędkość obrotowa wału korbowego silnika	u	Share/współczynnik udziału
NDIR	Non-Dispersive Infrared/niedyspersyjny analizator na podczerwień	V	Vehicle speed/prędkość pojazdu

Bibliography/Literatura

- [1] Cea E., Larrodé E., Gallego J.: Emissions and Consumption Reductions in Heavy-Duty Vehicles by Means Optimized Engines and Fuel Systems. SAE Technical Paper Series 2008-01-0882.
- [2] Gao Y., Checkel M.D.: Emission Factors Analysis for Multiple Vehicles Using an On-Board, In-Use Emissions Measurement System. SAE Technical Paper Series 2007-01-1327.
- [3] Merkisz J., Fuć P.: The Exhaust Emission from Light Duty Vehicles in Road Test in Urban Traffic. International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting, May 2010, Rio de Janeiro, Brazil, 2010. SAE Paper 2010-01-1558.
- [4] Merkisz J., Pielecha J.: The on-road exhaust emissions characteristics of SUV vehicles fitted with diesel engines. Combustion Engines 2/2011 (145).
- [5] Rubino L., Bonnel P., Hummel R., Krasenbrink A., Manfredi U., De Santi G.: On-road Emissions and Fuel Economy of Light Duty Vehicles using PEMS: Chase-Testing Experiment. SAE Technical Paper Series 2008-01-1824.
- [6] AVL Micro Soot Sensor, Transient High Sensitive Soot Measurement, AVL, 2010.
- [7] SEMTECH®-DS On Board, In-Use Emissions Analyzer, Manual, Michigan 2007.
- [8] www.delphi.com/pdf/emissions/Delphi_HD.pdf
- [9] www.stat.gov.pl

Prof. Jerzy Merkisz, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Prof. Jerzy Merkisz – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl



Miłosław Kozak, DEng. – doctor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Dr inż. Miłosław Kozak – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: miłoslaw.kozak@put.poznan.pl



Piotr Paweł Molik, MSc, Eng. – PhD student at the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Mgr inż. Piotr Paweł Molik – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: piotr.c.molik@doctorate.put.poznan.pl



Maciej Andrzejewski, MSc, Eng. – PhD student at the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Mgr inż. Maciej Andrzejewski – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: maciej.andrzejewski@doctorate.put.poznan.pl



Dawid Nijak, MSc, Eng. – specialist in Transport Policy Office in Department of Municipality and Housing Administration at Poznań City Hall.

Mgr inż. Dawid Nijak – specjalista w Oddziale Polityki Transportowej Wydziału Gospodarki Komunalnej i Mieszkaniowej Urzędu Miasta Poznania.

e-mail: dawid_nijak@yp.pl



Łukasz Rymaniak, MSc, Eng. – PhD student in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.

Mgr inż. Łukasz Rymaniak – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: rymaniak.lukasz@onet.eu



Mateusz Nowak, MSc, Eng. – PhD student in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.

Mgr inż. Mateusz Nowak – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: mateusznowakpp@o2.pl



Andrzej Ziółkowski, MSc, Eng. – PhD student in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.

mgr inż. Andrzej Ziółkowski – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: andrzej.wo.ziolkowski@doctorate.put.poznan.pl



Piotr BIELACZYC
Jan CZERWINSKI
Joseph WOODBURN

Current trends in measurement and control of particle emissions from engines (perspectives from the 1st Workshop on Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources, 2 July 2012, Bielsko-Biala, Poland)

BOSMAL recently hosted the 1st Workshop on Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources, entitled Current trends in measurement and control of particle emissions from engines, which featured a series of specially-selected presentations from experts on emissions of particulate matter from automotive sources, with both industry and academia represented. The workshop's technical programme consisted of one keynote address, five presentations and an expert panel discussion. In common with the emissions symposium hosted by BOSMAL somewhat earlier in the year, the Particulate Matter Workshop formed part of a series of events to commemorate BOSMAL's 40th anniversary. The event built upon and the achievements of BOSMAL's three emissions symposia hosted to date, but altered the format somewhat to cover a concrete subject in great depth. Some of the most important trends mentioned during the symposium included: problems encountered in accurately measuring particle emissions from vehicles, the particle mass and particle number metrics and the relationship between them, particle size profile and surface area and aftertreatment systems for elimination of particles (including for direct injection petrol engines).

Key words: IC engine, particulate matter emissions, nanoparticles, particles mass and number, particles measurement

Introduction

Concern over the impact of vehicles on air quality remains high. Emissions of particulate matter are coming under increasing scrutiny as a form of pollution with wide-ranging negative impacts ranging from asthma to climate forcing. While the study of particles has traditionally focused on mass-based quantification of emissions from compression ignition engines, there is now a growing awareness that other engine types (direct injection, port fuel injection) and other metrics and quantification methods (particle number, particle size distribution, particle surface area) are all worthy areas of investigation. In comparison to gaseous emissions, particle emissions still present multiple open questions and large domains of investigation. There are also considerable practical difficulties involved in investigating solid nanoparticle emissions from engines. Despite this, modern aftertreatment systems for reducing emissions of particulate matter have proven effective, although there remains much room for improvement. The introduction of a particle number standard for Diesel vehicles in Europe marked a significant change in the way that particulate emissions are regulated and caused many changes to Diesel engines and aftertreatment systems. The coming introduction of an equivalent limit for direct injection petrol engines is sure to exert similar impacts on that engine type. New aftertreatment systems must sit alongside – and show full compatibility with – existing systems, so that both gaseous and solid emissions can be controlled simultaneously. Concern that laboratory testing may drastically underestimate real-world emissions also extends to emissions of solid particulates. The link between emission of particulate substances and poor air quality is well established scientifically and the situation is of growing interest to politicians, legislators and even the general public.

Following the highly successful 1st, 2nd and 3rd International Exhaust Emissions Symposia hosted in 2010 [1, 2], 2011 [3, 4] and 2012 [3, 4], BOSMAL Automotive Research and Development Institute Limited (of Bielsko-Biala, Poland) recently hosted the 1st Workshop on Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources, held on 2 July 2012. This workshop was hosted as a result of the successes of the previous emissions-related technical conferences hosted by BOSMAL: the 1st, 2nd and 3rd International Exhaust Emissions Symposia [1 – 6]. Since these previous events [1 – 6] had included excellent presentations on topics related to particulate matter emissions, it was decided to host a specialised event on this subject. The workshop was organised in collaboration with Professor Jan Czerwinski (AFHB, Berne University of Applied Sciences, Biel, Switzerland) and Dr Andreas Mayer (TTM, Switzerland). Symposium delegates, representing a total of fourteen organisations (eleven firms and three universities), hailed from a total of seven countries with both Europe and North America represented, testifying to the strongly collaborative nature of the event. The workshop featured a keynote address from a specially selected expert, Professor David Kittelson from the University of Minnesota, a world-famous pioneer and specialist in research on nanoaerosols from engines. A further five presentations made up the workshop's plenary session and five additional papers were featured as written-only submissions and archived in the symposium proceedings. The expert panel discussion also represented a highly important part of the technical programme. On Monday 2 July, workshop organisers Dr Piotr Bielaczyc and Professor Jan Czerwinski commenced proceedings by greeting the delegates and delivering some opening remarks. Dr Bielaczyc welcomed the delegates to BOSMAL and offered a

few remarks on the nature and format of the event, as well as thanking the sponsor of the event (AVL, Austria) and the symposium's media partner (*Combustion Engines*, published by the Polish Society of Combustion Engines, PTNSS). Professor Czerwinski's opening remarks highlighted the importance of this type of event, given the importance of the topic addressed. Nanoparticles (NP) are generally recognized as particularly toxic due to the easy penetration through the air-blood-barrier in the lungs and even through the olfactory nerves. The current exhaust emission legislation for on-road vehicles has started to limit PN emissions in addition to the particle mass (PM). It is very important for all specialists and laboratories dealing with automotive emissions to work with this new component and with the specific measuring techniques. It is only a question of time until NP emissions will be limited for DI-gasoline engines, followed by all other types of engines. This parameter is roughly 1000 times more sensitive than measuring exhaust gas opacity and it reveals NP originating from the lubricating oil and from different oil and fuel additive packages. The workshop summarized in this paper represented an excellent opportunity for the exchange of knowledge and networking in this new domain. The workshop's organizing committee were delighted to welcome Professor David B. Kittelson from the University of Minnesota, a worldwide known specialist, as a keynote speaker, together with Professor Jerzy Merkisz from Poznan University of Technology, president of the Polish Scientific Society of Combustion Engines (and the editor-in-chief of this journal).

Presentation abstracts and selected key slides

NB: the authors listed here are presenting authors only. See the Workshop's Technical Programme (Fig. 7) for the full listings of all co-authors of each presentation, where present.

Keynote address: Professor David B. Kittelson, University of Minnesota (USA) – Issues associated with solid particle measurement

Regarding Diesel applications, the use of a DPF dramatically reduces particle emissions; DPFs are generally extremely efficient for most size ranges. What little particles remains in the exhaust gas is mainly composed of volatiles – but such particles are so hard to measure accurately and reproducibly that it was decided to deliberately exclude them from the measurement. A number of mass- and number-based standards have been introduced for automotive particulate matter emissions. In every case, the number-based standards are much stricter. The current 23 nm cut-off might appear to be quite arbitrary (Figure 1); aircraft may soon be subject to emissions limits for particles as far down at 10 nm, since a large proportion of such particles are < 23 nm in diameter. Particles of size around 23 nm are effectively removed by the filter, regardless of its loading. Even the removal of volatile particles is in fact extremely difficult – certain types are very resistant to temperature and other parameters used to remove such material. A catalytic stripper system may be more effective than a volatile particles remover (VPR),

although the ΔT of the system does cause a small sample loss. However, this sample loss is quantifiable and a correction factor can be applied. Over the years, perfection of the design of the catalytic stripper system has helped to reduce losses and make them more constant and correctable. Testing with a synthetic mixture of HC and sulphates revealed that the system is extremely effective at eliminating volatiles. Investigations into the root cause of particle formation have revealed that metal-based additives in the oil and fuel are the cause of the generation of large numbers of tiny particles. Metal oxides appear to play a central role and transmission electron microscope with an electron probe can reveal the elemental compositions of tiny particles (though not without considerable practical difficulties). The size distribution of such particles is not always continuous; distributions can be bi-modal, with a low band over the size range 11 – 23 nm low, but with large numbers of particles at lower diameters (Fig. 1). The fact that different instruments and different setups can return different results is a real concern and has been a major factor in US reluctance to turn to a number-based standard. Agreement between different systems depends on system operating conditions, temperatures, dilution settings, etc. Any observed dependence on the dilution ratio suggests particle formation downstream of the tailpipe or incomplete/inadequate removal. It is important to remember that solid residue to can be produced from nothing but volatile material – i.e. gas+gas→solid reactions can (and do) occur. Currently, relatively strict particle size cut-off points are specified. Changing the cut-off point by as little as a few nm can change the results by an order of magnitude, as demonstrated graphically in Figure 1.

Engine out, light-load, low soot conditions: Most of the number emissions are solid with $D_p < 23$ nm

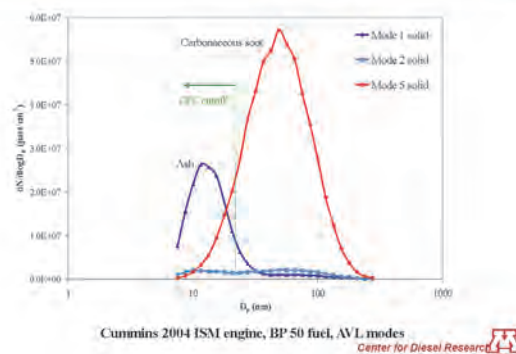


Fig. 1. Size distribution of solid particulates from a Diesel engine presented in comparison to the PMP 23 nm CPC cutoff point

Plenary session

Manfred Linke, AVL (Austria) – Measurement of volatile and non-volatile particles

Ultrafine particles are now subject to a level of concern that was once shown regarding gaseous emissions. Measures to reduce PM (mass) emissions may have inadvertently

increased number emissions, so investigation of number emissions widespread. For Diesel applications, DOCs alone may increase volatile particle emissions but this phenomenon depends on the engine operating conditions and the fuel sulphur content. Nucleation mode particles are desirable to measure, since PN emissions of this particle type can be very high, particularly at high speed, but there are multiple practical barriers to accurate measurement of this particle type (Fig. 2). For this reason European legislation introduced the measurement of the non-volatile particles. The round-robin evaluation performed as part of the development of the legislative procedure for quantification of PN confirmed that the new non-volatile particle method is robust method for regulation. The challenges presented by light-duty and heavy-duty applications are related but subtly different. The upcoming particle number limit for GDI engines will be hard to fulfil – but the phase-in period will allow time for research to be performed which should at least begin to overcome these problems. Most of the mass collected on the filter during an emissions test of DPF equipped vehicles is in the form of volatiles, which depend very strongly on the sampling conditions; measuring only the black carbon fraction gives a better correlation between PM and PN at these low emissions levels. Other key topics for quantification of particle number remain unresolved (analyser linearity, calibration procedures, drift, etc). A move towards including particles of smaller diameter in the measurement is likely, and fortunately this could be achieved with relatively little difficulty. In future, calibration will be performed at lower particle sizes and corrections will have to be made for particle losses in the volatile particle remover (VPR).

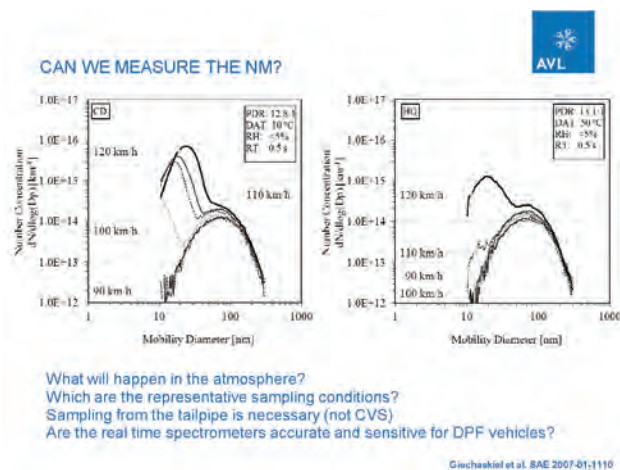


Fig. 2. Nucleation mode particle size emission profiles for two vehicles at constant speed

Dr Amanda Lea-Langton, University of Leeds (UK)
– Effects of Oxygenated Biofuels on Particulate Emissions from Diesel Combustion

Ambitious targets for improving fuel life-cycle GHG in the EU mean interest in biofuels has increased rapidly in recent years. Biodiesel is of particular interest and various

types and blends are currently under investigation. Given the multiple physicochemical differences between fossil Diesel and biodiesel and mindful of the impact of particulate matter emissions, research on particulate substances emissions from biodiesel blends is an increasingly important research topic. A series of experiments were performed using a 6-cylinder engine operating at two fixed points. Thermogravimetric analysis was used in addition to gravimetric PM analysis; an ELPI particle sizer was used to measure the particle size distribution. Significant differences were observed in the number and mass distributions for three different fuels, both upstream and downstream of the DOC. The effectiveness of the DOC in removing particulate matters varied strongly with the engine operating point and between the three fuels. Emission of polycyclic aromatic hydrocarbons (PAH) is of great concern, and it is of interest that biodiesel contains no PAH – in contrast to standard Diesel, which contains up to 11% PAH. However, PAH of pyrolytic origin is still a concern regarding biodiesel. Danger to human health is proportional to molecular mass (and therefore the number of rings). Concentrations of unburned fuel products are lower at higher loads (and therefore higher engine temperatures). Biodiesel and rapeseed oil showed lower PAH emissions than standard Diesel. Prolonged usage of rapeseed oil causes substantial deposits to build up, which cause PM emissions to gradually increase, although certain detergents can eliminate this problem. Oxygen enrichment of the intake air can improve matters significantly, by promoting more complete oxidation of hydrocarbon species, but such an approach is better suited to non-mobile engines (power generation, etc), for reasons of practicality. (It should also be noted that increasing the oxygen level was found to increase NO_x emissions). In order the further investigate pyrolysis (the first step in the combustion reaction) of the three fuels, a micro-pyrolysis reactor was used in conjunction with a gas chromatography/mass spectrometry system.

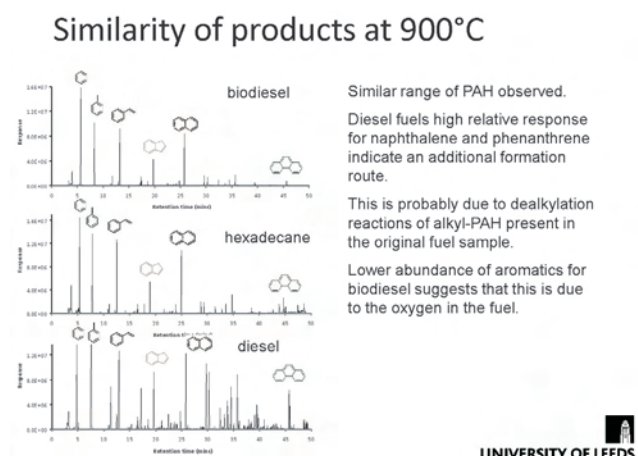


Fig. 3. Gas chromatography/mass spectrometry analysis of pyrolysis products of three fuel types following treatment at 900 °C

As the temperature was increased from 700 – 900 °C, the chemical speciation changed from that of the original fuel to include a large number of PAH species. At 900 °C,

almost the only hydrocarbons left are aromatics, some of which are very large indeed. However, the aromatics profiles for biodiesel, diesel and hexadecane showed differences. Generally, the species present are exactly the same, but concentrations of the larger PAH molecules are significantly lower for biodiesel, as shown in Figure 3.

This implies that the chemical makeup of biodiesel (and particularly its oxygen content) makes the fuel less predisposed to PAH formation.

Dr Piotr Bielaczyc and Joseph Woodburn, BOSMAL (Poland) – Particle mass and number emissions from a range of European light-duty vehicles

BOSMAL has 40 years' experience in dealing with automotive emissions and almost 15 years' experience in dealing with emissions of particulate matter from engines and vehicles. Currently, BOSMAL performs a wide range of testing activities on engines, vehicles, fuels and aftertreatment systems and an increasingly important aspect of such research is quantification of particulate matter emissions. To that end, BOSMAL has facilities for performing gravimetric analysis of such emissions, as well as a fully PMP-compliant system for measuring solid particle emissions from vehicles. Gravimetric and number based emissions results are powerful tools for investigating engines, fuels, aftertreatment systems, particularly (but not exclusively) for Diesel engines and fuels and direct injection petrol engines. PM and PN results can be used to compare fuels, both in terms of legislative emissions limits, as well as meritocratically, whereby a direct comparison is made between different fuels or fuel blends. Interest in biofuels is increasing and since such fuels generally differ chemically and physically from fossil fuels, PM and PN measurements form an important part of the armoury of tests that can be used to assess the environmental performance of biofuels and biofuel blends. It is tempting to compare PM and PN, and thereby derive characteristics such as particle mass and even mean diameter. However, closer examination of the sampling conditions and measurement techniques reveals that the two methods measure quite different things and therefore PM and PN cannot be directly correlated (Fig. 4). However, with these caveats in mind, the two metrics can be compared. Where PM is sufficiently high (for some Diesel engines and direct injection petrol engines), a linear trend may be observed. However, this trend does not apply in all cases. Modern Diesel engines featuring DPF systems are easily able to meet the PM limit; the margin by which their PN emissions lie under the limit varies by orders of magnitude. Research performed by BOSMAL has shown that while mass emissions from modern direct injection engines are reasonably low (generally below 5 mg/km, at least over the NEDC), while PN emissions are very high. Thus, the upcoming PN limit for this engine type will force the use of some form of aftertreatment system (either a GPF or a continuously-regenerating POC). Emissions limits are unlikely to remain static and further reductions in the limits are anticipated in the

coming decades. Additionally, the specified methodologies for measuring PM and PN may well change. Furthermore, particle emissions limits may eventually be introduced for all engine types, regardless of injection strategy or fuel type. The result of these trends is that research facilities (and indeed expertise) for measurement of gaseous and solid pollutants are vital for R&D activities on virtually all engine types.

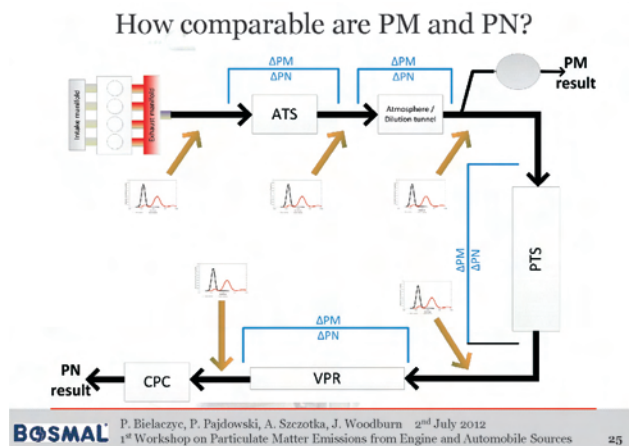


Fig. 4. Simplified scheme of the route taken by PM and PN samples, showing the dependency of the relationship between PM and PN on the sampling point and sample treatment process

Dr Paul Zelenka, VERT Association (Austria) – Benefit/cost analysis when using emission control devices for IC engines

Various ATS can provide benefits to society, such as improved air quality, avoided climate change, etc – but at what financial cost, and who is to pay for these benefits? Swiss law contains a stipulation that the cost of such systems must be in reasonable proportion to the benefit. In order to compare apples to apples (i.e. € to €), a price has to be put on the benefits, as well as the cost. Obtaining a value for cost is relatively straightforward – and the result is already in the required unit (e.g. €). Different assessments of the costs of PM exposure have generated different ‘prices’. The assumptions and methodology used to perform such an assessment influence the value ascribed to the benefits – and therefore the cost-benefit quotient. Various factors can be considered, not least of which include deaths from particulate pollution and reduced life expectancy, but also lost work days, etc. These vary from country to country and should be carefully selected. The cost efficiency is strongly dependent on the uncontrolled emissions from the engine and therefore to the age of the vehicle/engine, as well as the engine type (Fig. 5). For particulate matter emissions, the situation is further complicated somewhat by the use of two metrics – particle mass and particle number. Health effects of these two metrics have been studied, but the value of the health benefit is not the same for PM and PN. Using a PM10 metric may not adequately capture the health risk of the pollutant. Research has indicated that purely carbon-based PM species are among the least mutagenic and that particles based on zinc and copper

oxides may be far more mutagenic. It was once thought that Diesel PM limits could be met without the use of a filter, but in the end public pressure forced manufacturers to start to fit filters and the introduction of the PN limit eventually made this completely unavoidable. The same situation could occur with regard to vehicles featuring direct injection petrol engines. The GPF will likely be integrated into the TWC, rather than installed as a completely separate system. Analyses reveal that heavy-duty retrofit options are considerably more expensive than light-duty retrofit options. The global warming potential of carbon black is some 1600 times higher than that of CO₂ (kg for kg) and this should be taken into account when analysing the global warming potential of vehicular exhaust gas. (However, when the residence time is factored in, the ratio falls to around 1:2000). Measures that reduce an engine's particulate matter emissions could have a larger positive impact on the global warming potential of the exhaust gas than measures that reduce the CO₂ emissions from the same engine.

Health Benefit of Diesel LDV versus Gasoline based on soot particle mass PM

	Diesel+FFF	Gasoline+FFF
PM-Emission (Euro 3 or in use)	50 mg/km	10 mg/km
Mileage per anno	10'000 km pa	10'000 km pa
Average Performance [kW]	10	10
PM Emission [kg/year]	0.5	0.1
Overall vehicle life [year]	10	10
Emission [kg/vehicle life]	5	1
Filter type	wall flow	wall flow
Filter efficiency [%]	99.9	99.9
Health Cost [€/kg soot]	1'200	1'200
Total prevented soot [kg/life]	5	1.0
Health Benefit [€]	6'000	1'200

Fig. 5. An example of the benefit quantification methodology for use in an emission control system benefit/cost analysis

Professor Jan Czerwinski, AFHB (Switzerland) – VERTdePN: A Swiss quality control for exhaust aftertreatment systems (DPF+SCR)

Given the level of concern over particulate emissions and the number of manufacturers offering Particulate matter ATS solutions, a robust quality control procedure is required in order to ensure that these systems lead to actual reductions in emissions. Combining a DPF with an SCR system makes sense for a number of technical reasons, but can complicate matters somewhat regarding emissions and so the VERTdePN procedure aims to perform quality control checks of both parts of the system. An SCR system requires the input of ammonia; the ratio of ammonia supplied to the amount required for stoichiometric reduction of NO_x is termed α . The occurrence of ammonia slip is strongly dependent on the value of α . A test procedure is defined for quality control processes of filtration devices, involving both engine test bed measurements and field (on-road) durability testing [7, 8]. For some laboratory investigations, measurements are per-

formed at three sampling positions: upstream of the particle trap, between the trap and the SCR and downstream of the SCR system (including any NH₃ slip catalyst), as shown in Figure 6. Low load cycles can lead to limited SCR system efficiency and testing has indicated that the test cycle profile and the resulting exhaust gas temperatures have a strong effect on the performance of the system. The same metric is used to quantify the efficacy of pollutant removal, regardless of whether the test cycle involves transient or steady-state operation. There are some indications in the literature that an SCR system can reduce particle concentrations. While this effect has indeed been observed, it should be recalled that a TWC or DOC can also reduce particle number concentrations to a similar extent. This reduction depends on the engine operating point and can often be low-to-negligible. In short, 'conventional' SCR, DOC and TWC systems cannot be relied on to significantly reduce particle mass or number. On the other hand, a DPF, which fulfils the VERT criteria has excellent particle count filtration efficiencies (up to 99.9%) both at stationary and at dynamic operation. The international network project VERTdePN (de-activation, decontamination, disposal of particles and NO_x) has established quality verification procedures and standards for SCR-, or combined DPF+SCR-systems for retrofit applications. On-vehicle SCR testing is of high importance and different testing procedures (including a simplified low-cost check) are under development.

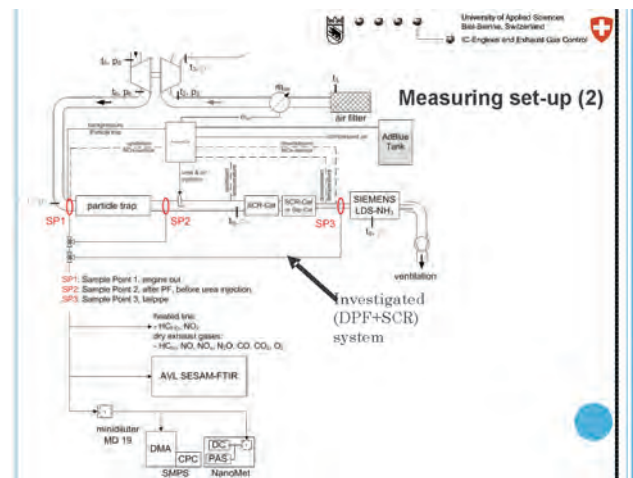


Fig. 6. Measurement setup for measuring gaseous and solid emissions from an engine equipped with a DPF+SCR system, in order to evaluate the effectiveness of the ATS

Expert panel discussion

This discussion took the following format: pre-prepared questions contributed by Professor Merkisz and his team (Poznan University of Technology, Poland) were read to the audience in general, and the various experts present expressed their views and considered opinions in response to the questions. These responses in turn generated further comments and questions, so that each initial question fanned out into a broader discussion. The discussion was moderated

by Dr Piotr Bielaczyc and the following experts participated: Professor David Kittelson, Professor Jan Czerwinski, Dr Amanda Lea-Langton (University of Leeds, UK), Dr Paul Zelenka (VERT Association, Austria), Douglas Trombley (GM Powertrain, USA), Manfred Linke (AVL) and Joseph Woodburn. The questions posed are reproduced below, together with a synopsis of the answers.

Question 1: Under which conditions should particulate mass and number be compared? Do the different ways of measurement exclude the possibility of such a comparison? On one hand, the gravimetric method requires the measurement of the mass of the particles deposited on the filter (all carbon, including liquid hydrocarbons and ash) and on the other hand, the particle number count is determined exclusively by the measurement of the carbon fraction of particulate matter. In each of these cases the density of particulate matter is different. What are the recommendations as regards the above actions? (The data published on this point vary widely).

There are multiple differences between PM and PN, considering their structures, visibility, measuring techniques and health effects. Apparatus which recalculates PM from PN measurements cannot deliver exact an PM value, but only a reference value according to certain models. The experts and the audience in general were generally of the opinion that PM & PN should be considered to be two different parameters which are not comparable. (One could even go so far as to say that PM and PN are "completely different worlds".) It was pointed out that a simple and helpful way to underline this difference is to use different symbols for the two metrics: PM & PN (mass & number). Since particulate matter emissions from vehicles are a flavor of the moment with politicians, politically is it advisable to separate PM and PN in order to avoid conflation and unnecessary complexity. The real problem is that the gravimetric particulate matter measures mass collected on a filter and for very low emission engines much of this mass may be semi-volatile artifact, not true suspended particles. On the other hand, when it works correctly the PMP PN measurement measures solid accumulation mode particles, true suspended particles. Even if the filter measurement technique had no artifact and measured true suspended PM, the relationship between mass and number would be influenced by the presence of volatile material, particle density, and particle size.

Question 2: In light of the current EU actions introducing limits for particulate matter for vehicles fitted with direct injection spark ignition engines, what is the enforcement of the admissible minimum values going to be like for both particulate mass and number under actual operating conditions? (This question pertains to the possibility of validating such emissions by both the OBD system and during periodical technical inspections).

Due to the health effects the PN values of GDI engines will be limited at the same level as Diesel engines (in the

long term). The possibilities of validating such emissions via the OBD and during periodical technical inspections are under development. When a DPF or GPF is fitted to a vehicle, PN emissions are so low that an opacimeter is ineffective at measuring such emissions. A CPC+VPR system could be used, but the cost of such a system is very high. Fortunately, various cheaper alternatives are available and systems of this type are currently under consideration. Regarding onboard measurements, the OBD system has the capability to monitor emissions, but on-board quantification of particle number is much less challenging than measuring particle mass on-board. The U.S. is at present not considering limiting particle number for any engine type (except for aircraft). However, the proposed PM limits of 3 mg/mile and ultimately 1 mg/mile (i.e. 1.8 mg/km and 0.6 mg/km) will challenge GDI engines, even without a number standard in place. Such moves will make GPFs a necessity for direct injection SI engines of the future. While the idea of passenger cars featuring GPFs may still appear far-fetched and somewhat unlikely, the DPF was once in a similar situation, but has now become commonplace. Acceptance of the GPF concept by the industry and the car-buying public will take time. However, given the low opinion of Diesel engines held by many in the USA (including CARB), GDI concepts are an attractive option, notwithstanding the need to develop and implement new aftertreatment technologies.

Question 3: Is giving up of the measurement of the PM (mass) (maintaining the measurement of the PN (number)) considered in favor of the size distribution of its diameters i.e. instead of the mere counting of all the particles, counting of the PN along with a relevant measurement of the particulate diameter would take place.

Giving up the gravimetric PM-measurement for homologation of new engines is possible in the long term. The measurement of PN in certain size range (SMPS) (currently set at 23-300 nm) is sufficient to guarantee the required low emission level, but SMPS measurements require a steady aerosol. Measurement of the size distribution with 'fast sizing' instruments like a DMS500 or an EEPS can be done during transient testing and would give good results, but these instrument are expensive and too complex to be used in routine testing. The current PMP PN measurement technique (CPC) of total number larger than a certain size (23 nm) PN, with no regard to the PN size distribution, enables dynamic measurements to be performed and is recognized for legal purposes (GRPE PMP). Another possibility is to use instruments that measure the active surface area (like the TSI NSAM or the Matter Aerosol miniDiSC). Indeed, many health specialists suggest that surface area might be a better indicator of health hazard than either particle number or mass, since surface area correlates most closely with biological response. These instruments are fast-operating and could, at least in principle, be used instead of a CPC in a PMP-type system. However, concern has been expressed over

what such instruments actually measure – the real surface area of the particle or the surface area of the ‘envelope’ in which the particle is contained. Such considerations may appear trivial, but the scale (resolution) at which the particle surface area of is measured can change the result by orders of magnitude. The situation in the USA is somewhat different. Authorities there have been reluctant to adopt a number-based standard due to concerns over accuracy and repeatability. The Clean Air Act specifies that mass-based metrics must be used to quantify particle emissions; changing this to include any kind of number-based standard would involve negotiating significant legal hurdles.

Question 4: What is the opinion of the panel on the comparison of the laboratory measurements and measurements from actual operating conditions (i.e. on-road) when analyzing particulate matter emissions (nanoparticles in particular)? Which type of measurements are (or will be) a priority in planned exhaust emission legislation? What are the arguments for the introduction to the legislation of on-road exhaust emission tests? Do these steps imply that the actions aiming at introducing diagnostic systems on vehicles and their on-going control are insufficient or unsuccessful?

Laboratory measurements of solid nanoparticles (PN) during dynamic legislative tests are representative of the real world operation. The arguments for introducing PN in the legislation are – first and foremost – the health effects. The measuring systems and procedures are already regulated in UNECE Regulation No. 83. Current diagnostics and control systems are sufficient for the present situation, but they are to be adapted to the new requirements in the sense of technical development. The question becomes more complex if it is decided that volatile nanoparticles should also be measured. The formation of such nanoparticles is extremely sensitive to sampling and dilution conditions and any method would need to be validated against real-world ambient dilution experiments. An alternative approach to this problem could be to measure the precursors to volatile nanoparticle formation like sulfuric acid, heavy hydrocarbons, organic acids, etc, and then calculate a ‘volatile particle formation potential’ index, or some other similar metric. Planned changes to introduce PEMS testing in the EU will apply to various types of emissions, including PM and PN.

Conclusions

Internal combustion engines have been, are and will be the main solution for transportation for the foreseeable future [5]. However, the ICE concept has certain key existential challenges to overcome; one of the greatest of which is dealing with particulate emissions. The particular challenges can depend somewhat on the engine type and fuel, but other challenges apply in all cases. Technology related to particle emissions and their control current moves too fast for legislation to keep up. In the end, it appears likely that particle emissions will be limited for all vehicles featuring

ICE, regardless of combustion strategy or fuel type. As was mentioned multiple times during the workshop, correlating PM and PN is at best difficult and error-prone and at worst misleading and unscientific. Therefore, it should be expected that both mass- and number-based metrics will continue to be used in the EU; whether other markets (e.g. the USA, Japan) introduce a PN limit remains to be seen. The current PN measurement method is relatively young and possibly unrefined and the current PM method is very close to (or possibly even below) the limit of detection for accurate, repeatable measurements. For these reasons, changes to the test methodology are likely at some point in the future. The next few years will be a relatively rocky road for direct injection petrol engines, at least for the European market, but ongoing R&D work will likely overcome the particulate matter related problems for this engine type. The impact of the cost of such systems on sales remains to be seen (see [9] for a recent discussion of the cost of various vehicular ATS technologies, including GPFs), although the impact of improved ecological credentials should also be taken into consideration.

While operation of passenger cars and other road vehicles is in fact only one aspect of a range of human activities that degrades air quality through emission of nanoparticles, the automotive industry is now subject to controls and these controls will likely become far stricter in the future. Increasing interest is being shown in air quality issues by politicians, lawmakers and even the general public; particulate matter has made the transition from an ‘outsider’ (a pollutant of relatively little importance to engineers, politicians or the general public) to a key concern regarding nothing less than the fitness for purpose of the very air we breathe. As such, the subject area addressed by the workshop is a vital research direction, with dimensions and implications that extend far beyond the emissions testing laboratory.

The success of the workshop echoed previous automotive emissions events BOSMAL has hosted [1–6]. The workshop and its social programme were well-received and considerable interest was expressed in attending future events of the same type. BOSMAL continues to perform research on this subject; various publications are forthcoming, to be featured both in this journal and elsewhere.

The proceedings from the 1st Workshop on Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources have been archived on a CDROM entitled ‘*Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources*’, ISBN: 978-83-931383-3-3. This CD-ROM is attached to this issue of Combustion Engines/*Silniki Spalinowe*.

Acknowledgements

The authors would like to thank Professor David Kittleson and Dr Andreas Mayer for their contributions to the written version of the panel discussion and for their further comments on the questions that made up the discussion.

**1st Workshop on Particulate Matter Emissions
from Engine and Automobile Sources
2nd July 2012**

Programme

9:00 - Workshop opening

1. **09.15-10.00 - Keynote lecture:** Prof. David B. Kittelson – University of Minnesota, USA, Jacob Swanson – University of Cambridge, UK, Heejung Jung – University of California, USA. Issues associated with solid particle measurement

Plenary session

Chairs: Professor Jan Czerwinski, Switzerland, Dr. Piotr Bielaczyc, Poland.

2. **10.00-10.30** - Manfred Linke, Dr. Alexander Bergmann, Dr. Barouch Giechaskiel, Dr. Michael Arndt – AVL, Austria.
Measurement of volatile and non-volatile particles

3. **10.30-11.00** - Amanda Lea-Langton, Gordon Andrews, Hu Li – University of Leeds, England
Effects of Oxygenated Biofuels on Particulate Emissions from Diesel Combustion

11.00-11.30 - Coffee Break

4. **11.30-12.00** - Dr. Piotr Bielaczyc, Dr. Piotr Pajdowski, Dr. Andrzej Szczotka, Joseph Woodburn – BOSMAL, Poland.
Particle mass and number emissions from a range of European light-duty vehicles

5. **12.00-12.30** - Dr. Andreas C.R. Mayer – TTM, Switzerland, Dr. Paul Zelenka – VERT Association, Austria, Prof. Jan Czerwinski – AFHB, Switzerland.
Benefit/Cost-Analysis when using Emission Control Devices for IC Engines

6. **12.30-13.00** - Prof. Jan Czerwinski – AFHB, Switzerland.
VERTdePN A Swiss Quality Control for Exhaust Aftertreatment Systems (DPF + SCR)

13.00-14.00 - **Expert Panel Discussion**

14.00-15.00 - Lunch

15.00 - Visit to BOSMAL's testing laboratories

16.30 - Workshop Summary & Closing

17.00 - Guest transfer to Krakow

Written papers (no oral presentation):

7. Dr Andreas C.R. Mayer – TTM, Switzerland.
Worldwide Experience with DPF-retrofit

8. Wolfgang Thiel – Technical University Munich, Germany.
Measuring PM or PN in Automotive Exhaust Emissions – A Big Challenge

9. Joseph Woodburn – BOSMAL, Poland
A Graphical Literature Survey of Studies Evaluating the Effect of Ethanol in Petrol on Particulate Matter Emissions from Light-Duty SI Engines

10. Prof. Jerzy Merkisz, Dr. Jacek Pielecha - Poznan University of Technology, Poland
On-board Particle Mass and Number Emissions Measurement from Light Duty Diesel Vehicles

11. Piotr Bielaczyc, Jerzy Merkisz, Piotr Pajdowski, Joseph Woodburn
A Comparison of the Results Generated by two Commercially Available PMP-compliant Particle Number Counting Systems

Fig. 7. The technical programme of the 1st Workshop on Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile sources

Bibliography

- [1] Bielaczyc P., Woodburn J.: Global trends in emissions regulation and reduction. *Combustion Engines*, 3/2010 (142), 3-27, 2010.
- [2] Bielaczyc P. (editor) and 13 co-authors: Global trends in emissions regulation and reduction from the perspective of powertrain and fuel development, *Proceedings of the 1st International Exhaust Emissions Symposium*, ISBN 978-83-931383-0-2.
- [3] Bielaczyc P., Woodburn J.: Analysis of current and future trends in automotive emissions, fuels lubricants and test methods, *Combustion Engines*, 4/2011 (147), 104-118, 2011.
- [4] Bielaczyc P. (editor) and 17 co-authors: Global trends in emissions regulation and reduction from the perspective of powertrain and fuel development, *Proceedings of the 2nd International Exhaust Emissions Symposium*, ISBN 978-83-931383-1-9.
- [5] Bielaczyc P., Woodburn J.: Global trends in emissions regulation and reduction. *Combustion Engines*, 2/2012 (149), 94-116, 2012.
- [6] Bielaczyc P. (editor) and 21 co-authors: Current and future trends in automotive emissions, fuels, lubricants and test methods – 2012, *Proceedings of the 3rd International Exhaust Emissions Symposium*, ISBN 978-83-931383-2-6.
- [7] Czerwinski J., Zimmerli Y., Mayer A., Heeb N., Lemaire J., D'Urbano G., Bunge R.: Testing of Combined DPF+SCR Systems for HD-retrofitting – VERTdePN. *SAE Paper 2009-01-0284*, SAE International, Detroit, April 2009.
- [8] Czerwinski J., Zimmerli Y., Mayer A., Heeb N., Lemaire J., D'Urbano G.: Diesel Emission with DPF+SCR in VERTdePN – Testing & Potentials. *SAE Paper 2011-01-1139*, SAE International, Detroit, April 2011.
- [9] Posada Sanchez F., Bandivadekar A., German J.: Estimated Cost of Emission Reduction Technologies for Light-Duty Vehicles, *International Council on Clean Transportation report*, March 2012. Available online: <http://www.theicct.org>

Abbreviations and definitions

ATS	Aftertreatment system	LNT	Lean NOx Trap
CI	Compression Ignition	NEDC	New European Driving Cycle
CNG	Compressed Natural Gas	NH ₃	Ammonia
GTL	Gas-to-liquid	NO _x	Oxides of nitrogen
CO	Carbon monoxide	NP	Nanoparticles
CO ₂	Carbon Dioxide	PAH	Polycyclic aromatic hydrocarbons
DOC	Diesel Oxidation Catalyst	PGM	Platinum group metals
DPF	Diesel Particulate Filter	PM	Particulate mass
EGR	Exhaust gas recirculation	PMP	UN-ECE Particulate Matter Programme
EPA	Environmental protection agency	PN	Particle Number
EU	European Union	POC	Particulate Oxidation Catalyst
FAME	Fatty-acid methyl ester	SCR	Selective catalytic reduction
GDI	Gasoline Direct Injection	SI	Spark ignition
GHG	Greenhouse gas	UN-ECE	United Nations Economic Commission for Europe
GPF	Gasoline particulate filter	VERT	Verification of Emission Reduction Technologies (See: www.vert-certification.eu , www.vert-dpf.eu)
HC	Hydrocarbons	VPR	Volatile particles remover
HCCI	Homogenous charge compression ignition	WLTC	World Harmonised Light Duty Vehicle Test Cycle
ICCT	International Council on Clean Transportation	WLTP	World Harmonised Light Duty Vehicle Test Procedure

Analiza trendów rozwojowych dotyczących pomiarów i ograniczania emisji cząstek stałych z silników spalinowych

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, emisja cząstek stałych, nanocząstki, masa i liczba cząstek, pomiar cząstek

Zmniejszenie emisji związków szkodliwych i toksycznych spalin silnikowych, jak również zmniejszenie globalnej, antropogenicznej emisji CO₂ są głównymi wyzwaniami dla przemysłu motoryzacyjnego, spowodowanymi czynnikami politycznymi, ekonomicznymi i technicznymi. Coraz większe znaczenie ma również ograniczanie emisji cząstek stałych (PM) obecnych w spalinach nie tylko silników o zapłonie samoczynnym (ZS), ale także o zapłonie iskrowym (ZI), szczególnie wyposażonych w układ bezpośredniego wtrysku paliwa. W ostatnim czasie zwraca się szczególną uwagę na ograniczanie emisji cząstek o małych średnicach – nanocząstek, przez wprowadzenie limitów emisji dotyczących masy emitowanych cząstek, a także ich liczby, a w przyszłości także ich powierzchni całkowitej.

Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL sp. z o.o. w Bielsku-Białej był organizatorem, przy współpracy z prof. Janem Czerwińskim z Laboratorium Silników Spalinowych (AFBH) Uniwersytetu Nauk Stosowanych w Biel i dr. Andrease Mayerem – TTM ze Szwajcarii, oraz gospodarzem pierwszego międzynarodowego spotkania specjalistów zajmujących

się ograniczaniem emisji cząstek stałych w gazach spalinowych pojazdów samochodowych – 1st International Workshop on Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources, które odbyło się 2 lipca 2012 r. w Bielsku-Białej. Spotkanie to było również jedną z kilku uroczystości związanych z czterdziestolecie Instytutu BOSMAL, który jest sukcesorem OBR SM BOSMAL w Bielsku-Białej. W pierwszym spotkaniu specjalistów PM uczestniczyli przedstawiciele 14 firm z przemysłu motoryzacyjnego i paliwowego oraz instytutów badawczych i uczelni technicznych z 7 krajów. W czasie tego spotkania był zaprezentowany referat programowy wygłoszony przez znanego światowego eksperta ds. emisji nanocząstek prof. Davida B. Kittelsona z Uniwersytetu Minnesota – USA oraz pięć innych referatów zaprezentowanych przez znanych specjalistów w tym zakresie: Manfreda Linke z AVL – Austria, dr Amandę Lea-Langton z Leeds University – Anglia, dr. Paula Zelenkę z VERT Association – Szwajcaria i prof. Jana Czerwińskiego z AFBH – Szwajcaria, a z ramienia BOSMAL referat dotyczący doświadczeń tej firmy w badaniach emisji cząstek stałych zaprezentowali dr. Piotr Bielaczyc i Joseph Woodburn.

Bardzo istotna podczas tego spotkania była dyskusja panelowa, podczas której zaproszeni eksperci oraz przedstawiciele uczestniczących firm odpowiadali na pytania dotyczące podstawowych zagadnień związanych z ograniczaniem emisji cząstek stałych, przygotowane przez zespół prof. Jerzego Merkisa z Politechniki Poznańskiej, zagadnień związanych z porównaniem emisji liczby i masy cząstek stałych i metod ich pomiaru, z emisją cząstek stałych z nowoczesnych silników z bezpośrednim wtryskiem paliwa do komory spalania, możliwością pomiaru liczby cząstek o określonych średnicach, porównaniem laboratoryjnych metod pomiaru emisji cząstek z metodą pomiaru ich rzeczywistej emisji w czasie ruchu pojazdu na drodze, a także prowadzili dyskusję na temat dalszych kierunków rozwoju metod pomiarowych i ograniczania emisji PM z różnych typów silników i pojazdów.

Ponieważ silniki spalinowe będą przez jeszcze wiele lat podstawowym źródłem napędu różnych pojazdów i maszyn roboczych, więc ograniczanie emisji związków szkodliwych i toksycznych, do których zaliczana jest również emisja cząstek stałych, a szczególnie nanocząstek, pozostaje jednym z najważniejszych problemów do rozwiązania dla konstruktorów tych silników i pojazdów, nie tylko wyposażonych w silniki z zapłonem samoczynnym, ale także z zapłonem iskrowym, z układami bezpośredniego wtrysku benzyny do komory spalania silnika (GDI). Emisja cząstek stałych jest ograniczana przepisami prawnymi dotyczącymi maksymalnej masy emitowanych cząstek zebranych na filtrach pomiarowych podczas specjalnych cykli badawczych i dla niektórych typów silników również liczby emitowanych nanocząstek (PN). Wkrótce będzie ograniczona dla wszystkich typów silników spalinowych w ich różnych zastosowaniach. Korelacja masy (PM) i liczby (PN) cząstek stałych jest bardzo trudna. W przepisach Unii Europejskiej obie te wartości są obecnie limitowane dla silników samochodowych. Dla nowoczesnych pojazdów z silnikami ZS, wyposażonych w filtry cząstek stałych (DPF), które w dużym stopniu ograniczają emisje cząstek, właśnie pomiar ich liczby staje się podstawowym pomiarem do określenia poziomu emisji cząstek stałych silnika w odniesieniu do obowiązujących limitów. Limit maksymalnej dopuszczalnej emisji PN będzie także wyprowadzony w przepisach Euro 6-1 dla pojazdów z silnikami GDI. Trwa obecnie dyskusja nad wprowadzeniem limitowania liczby cząstek PN również w przepisach USA i Japonii.

Wszystkie wygłoszone referaty oraz pięć innych prezentacji przygotowanych tylko w formie pisemnej zostały opublikowane w materiałach konferencyjnych pod tytułem: *Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources*, ISBN 978-83-931383-3-3, wydanych na płycie CD, dołączonej do tego numeru *Combustion Engines/Silników Spalinowych*.

Piotr Bielaczyc, DEng. – head of the Engine Research Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biala.

Dr inż. Piotr Bielaczyc – kierownik Zakładu Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biala.

e-mail: piotr.bielaczyc@bosmal.com.pl



Prof. Jan Czerwiński, DEng. – Laboratorium for IC-Engines and Exhaust Gas Control, University of Applied Sciences Biel-Bienne, Switzerland.

Prof. dr Jan Czerwiński – Laboratorium Silników Spalinowych i Emisji Spalin, Uniwersytet Nauk Stosowanych w Biel-Bienne, Szwajcaria.

e-mail: jan.czerwinski@bfh.ch



Joseph Woodburn, MSc. – researcher at the Engine Research Department, BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd in Bielsko-Biala.

Mgr inż. Joseph Woodburn – inżynier ds. badań w Zakładzie Badań Silników, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o., Bielsko-Biala.



Professor titles/Tytuły profesorskie

Prof. dr hab. inż. Andrzej Ambroziak

Profesor dr hab. inż. Andrzej Ambroziak urodził się 29 lipca 1945 roku w Kroczowie. W roku 1964 ukończył Technikum Samochodowe w Radomiu i w tym samym roku rozpoczął studia na Wydziale Maszyn Roboczych i Pojazdów Politechniki Warszawskiej, które ukończył w roku 1970, uzyskując dyplom magistra inżyniera mechanika. Pracę naukowo-dydaktyczną rozpoczął 1 marca 1970 r. w Katedrze Technologii Budowy Pojazdów Wydziału MRiP Politechniki Warszawskiej, gdzie pracował do 30 września tego roku. Od 1 października 1970 r. do chwili obecnej pracuje w Politechnice Świętokrzyskiej w Kielcach.

W Uczelni tej pełnił funkcje: kierownika Laboratorium Termodynamiki i Mechaniki Płynów, kierownika Laboratorium Uczelniano-Przemysłowego Samochodów Ciężarowych, kierownika Zakładu Silników, zastępcy dyrektora Instytutu Pojazdów i Maszyn Roboczych ds. badań naukowych i współpracy z gospodarką narodową, a w ostatnim okresie – kierownika Zakładu Silników Ciepłych.

W latach 1978-1981 odbył sześćo- i trzymiesięczny naukowy staż w MADI (Moskwa), a w latach 1988-1991 odbywał zaoczny staż naukowy w Katedrze Silników Wewnętrznych Spalania Charkowskiego Politechnicznego Instytutu.

Pracę doktorską pt. „Wpływ wybranych parametrów układów dolotowych czterosuwowych tłokowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym na napędzanie cylindra przy doładowaniu dynamicznym” obronił w Politechnice Świętokrzyskiej w 1976 r.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała mu w 1991 r. Rada Naukowa Instytutu Transportu Kolejowego w Charkowie. Stopień ten został zatwierdzony przez Najwyższą Komisję Kwalifikacyjną przy Radzie Ministrów ZSRR i został uznany przez Ministra Edukacji Narodowej za równy w Polsce stopniowi naukowemu doktora habilitowanego nauk technicznych w dyscyplinie budowa i eksploatacja maszyn, specjalność silniki ciepłe.

W roku 1992 prof. Ambroziak otrzymał stanowisko profesora nadzwyczajnego w Politechnice Świętokrzyskiej. W latach 1995-2011 pracował również na stanowisku profesora nadzwyczajnego w Instytucie Pojazdów Wydziału SiMR Politechniki Warszawskiej.

Tytuł naukowy profesora nauk technicznych został nadany mu przez Prezydenta Rzeczypospolitej Polskiej 11 kwietnia 2012 roku.

W działalności naukowej prof. Andrzeja Ambroziaka można wyróżnić trzy główne obszary:

1. Badania i analiza teoretycznych, porównawczych i rzeczywistych cykli pracy tłokowych silników spalinowych ze szczególnym uwzględnieniem charakterystyk wydzielania

ciepła podczas procesu spalania oraz oceny ilości i jakości start ciepła w tych silnikach, ocenianych w aspekcie ich użytecznego zagospodarowywania przy stosowaniu do tego analizy egzergetycznej.

2. Badania emisji szkodliwych składników spalin i ich neutralizacji z zastosowaniem reaktorów katalitycznych.

Funkcjonalność, dezaktywację i diagnozowanie wyżej wskazanych reaktorów ocenia się na podstawie wyników pomiarów stężeń szkodliwych składników spalin oraz obliczenia efektów cieplnych reakcji chemicznych, z uwzględnieniem wymiany ciepła.

3. Analityczne i eksperymentalne badania wpływu rodzaju i właściwości fizyko-chemicznych paliw oraz parametrów i przebiegu procesu wtrysku paliwa na efektywność realizacji cyklu pracy silnika, a przede wszystkim na jego wskaźniki ekonomiczno-energetyczne i ekologiczne.

Dorobek naukowy i wychowawczo-dydaktyczny prof. Andrzeja Ambroziaka obejmuje: 5 monografii, 5 skryptów, ponad 250 artykułów opublikowanych w czasopiśmie krajowych i

zagranicznych oraz materiałach konferencyjnych, patent i 2 zgłoszenia patentowe oraz ponad 70 prac niepublikowanych. Profesor jest promotorem 5. prac doktorskich, opracował 3 recenzje rozpraw habilitacyjnych i 4 recenzje wydawnicze rozpraw habilitacyjnych oraz 14 recenzji prac doktorskich. Był kierownikiem 4. grantów KBN. Oprócz tego prof. Andrzej Ambroziak wykonał 15 recenzji wydawniczych książek, monografii i skryptów oraz dużą liczbę recenzji projektów badawczych i celowych, zleconych przez KBN, jak również artykułów opublikowanych w różnych krajowych i zagranicznych wydawnictwach naukowo-technicznych.

Profesor Andrzej Ambroziak prowadzi szeroką współpracę z instytucjami, organizacjami i towarzystwami naukowymi. Jest członkiem: Komitetu „Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa” PAN oddział w Lublinie, Komitetu „Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji” PAN oddział w Krakowie, Komitetu Naukowego „Autobusy”, Komitetu Naukowego Wydawnictwa „Journal of KONES” i innych. Był współzałożycielem Polskiego Towarzystwa Naukowego Motoryzacji i Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych. Jest aktywnym członkiem takich organizacji, jak: Polski Instytut Spalania, Polskie Towarzystwo Diagnostyki Technicznej, Europejskie Towarzystwo Ekologiczne i inne.

Profesor uczestniczył w nawiązywaniu współpracy naukowej Politechniki Świętokrzyskiej z Państwowym Uniwersytetem Technicznym w Charkowie oraz w Ługańsku. Od wielu lat współpracuje z wieloma czołowymi polskimi ośrodkami naukowymi i naukowo-badawczymi oraz firmami i zakładami motoryzacyjnymi.





International Seminar on Optical Research in Internal Combustion Engines

Poznan University of Technology
18-19 November 2010



TOPICS

- Optical research fundamentals and techniques
- Engine endoscopy and High Speed Video techniques
- Optical engines and engine-models
- Optical sensors in engine diagnostics
- Laser based imaging technics and it interpretation

SECRETARIAT OF THE SEMINAR

Prof. Krzysztof Wislocki – Chairman
Phone: +48 61 665 22 40, +48 601 74 70 20

DEng. Jacek Pielecha – Organizing Secretary
Phone: +48 61 665 21 18, +48 607 59 36 38
opticom@ptnss.pl

APPLICATION

If you wish to participate in the Symposium, please sign up at www.ptnss.pl/OptiCom2012, fill in the Application Form and send it back to Secretary of Symposium (opticom@ptnss.pl).

ISBN 978-83-931383-3-3

Particulate Matter Emissions
from Engine and Automobile Sources

40th anniversary
BOSMAL
AUTOMOTIVE RESEARCH & DEVELOPMENT INSTITUTE LTD

WORKSHOP PROCEEDINGS

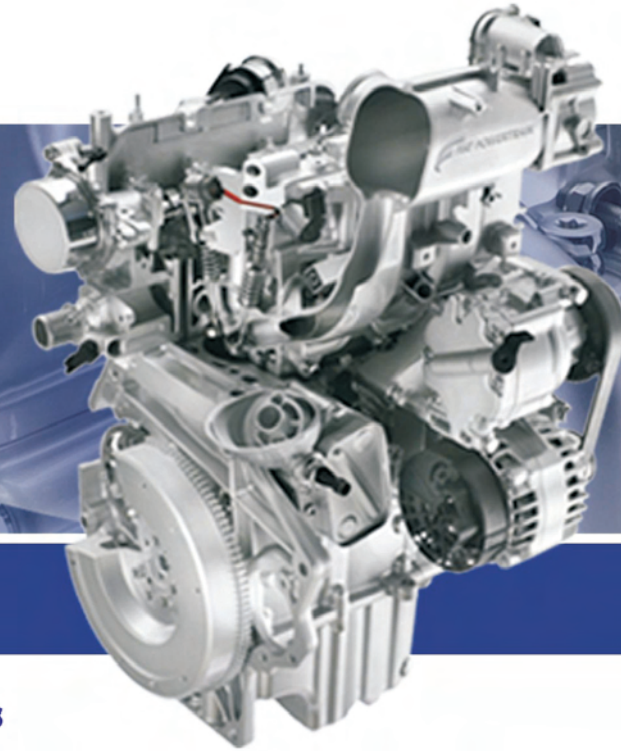
02 July 2012
Bielsko-Biala, POLAND



V INTERNATIONAL CONGRESS ON COMBUSTION ENGINES

POLISH SCIENTIFIC SOCIETY
OF COMBUSTION ENGINES

24th-26th June 2013



WELCOME MESSAGE



Dear Colleagues, Ladies and
Gentlemen,

On 24th-26th June 2013, the Polish Scientific Society of Internal Combustion Engines, in cooperation with the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science from Technical University of Bielsko-Biala, organizes the V International Congress on Combustion Engines. As it was in the past, we want the Congress will be a forum for the exchange of

experiences between experts representing science, research and industry. More often we observe that the research work involves interdisciplinary teams which represent different areas of science. We hope therefore for participation in the Congress not only specialists in internal combustion engines but also specialists from related fields. Please provide information about the Congress to your colleagues and others who are close to issues connected with internal combustion engines. On behalf of the PTNSS Board I cordially invite to attend the Congress.

See you in Bielsko-Biala in June next year.
Sincerely

Prof. Jerzy Merkisz
President of the Board of PTNSS

CONGRESS WEBSITE

www.congress.ptnss.pl

TOPICS

The Congress will constitute an opportunity to discuss the latest achievements in such fields as design, manufacture, research and the ecological impact of internal combustion engines and fuels. The main areas of interest are as follows:

- Fuel injection systems and mixture formation
- Combustion processes in SI and CI engines
- Combustion process control in engines
- Engine thermal loading and utilization of heat released
- Alternative fuels
- Emission measurements and aftertreatment
- Alternative sources of power
- Engine accessories and equipment
- Engine testing, durability, reliability and diagnostics
- Modelling and optimization of engine processes
- Global trends in engine production technology

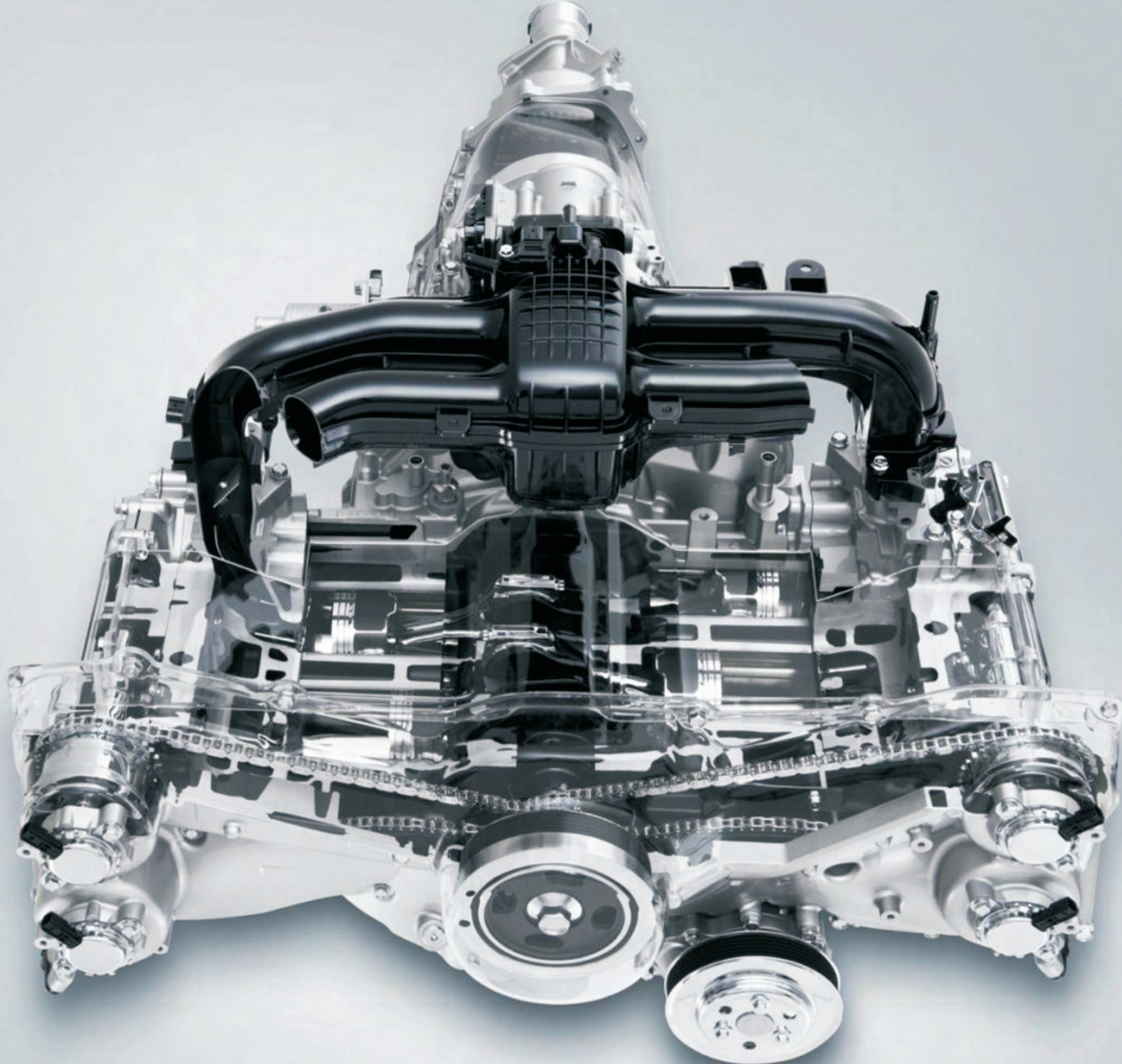
At the Congress, in addition to papers presented at the plenary sessions, panels and posters, will be organized the exhibition of motor industry and automotive, test equipment associated on this topic and a industry session at the **Bosmal Automotive Research and Development Institute Ltd.**

CONGRESS VENUE

V International Congress on Combustion Engines will be held at the Technical University of Bielsko-Biala.

Technical University of Bielsko-Biala
43-309 Bielsko-Biala, ul. Willowa 2, POLAND

BOSMAL AUTOMOTIVE RESEARCH AND DEVELOPMENT INSTITUTE LTD.
43-300 Bielsko-Biala, ul. Sarni Stok 93, POLAND



Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych
Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Regiony

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie

Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt

Kontakt

Członkostwo

Wniosek

Z życia PTNSS

Zebrania Zarządu
Zebrania Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Skład-osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

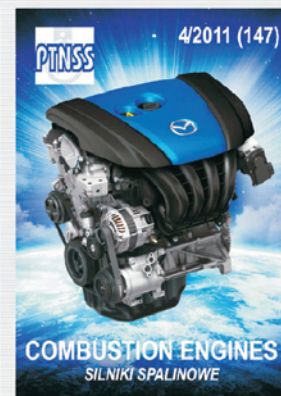
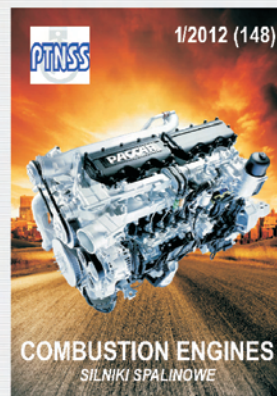
Zgłoszenia

Zapowiedź

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



www.ptnss.pl