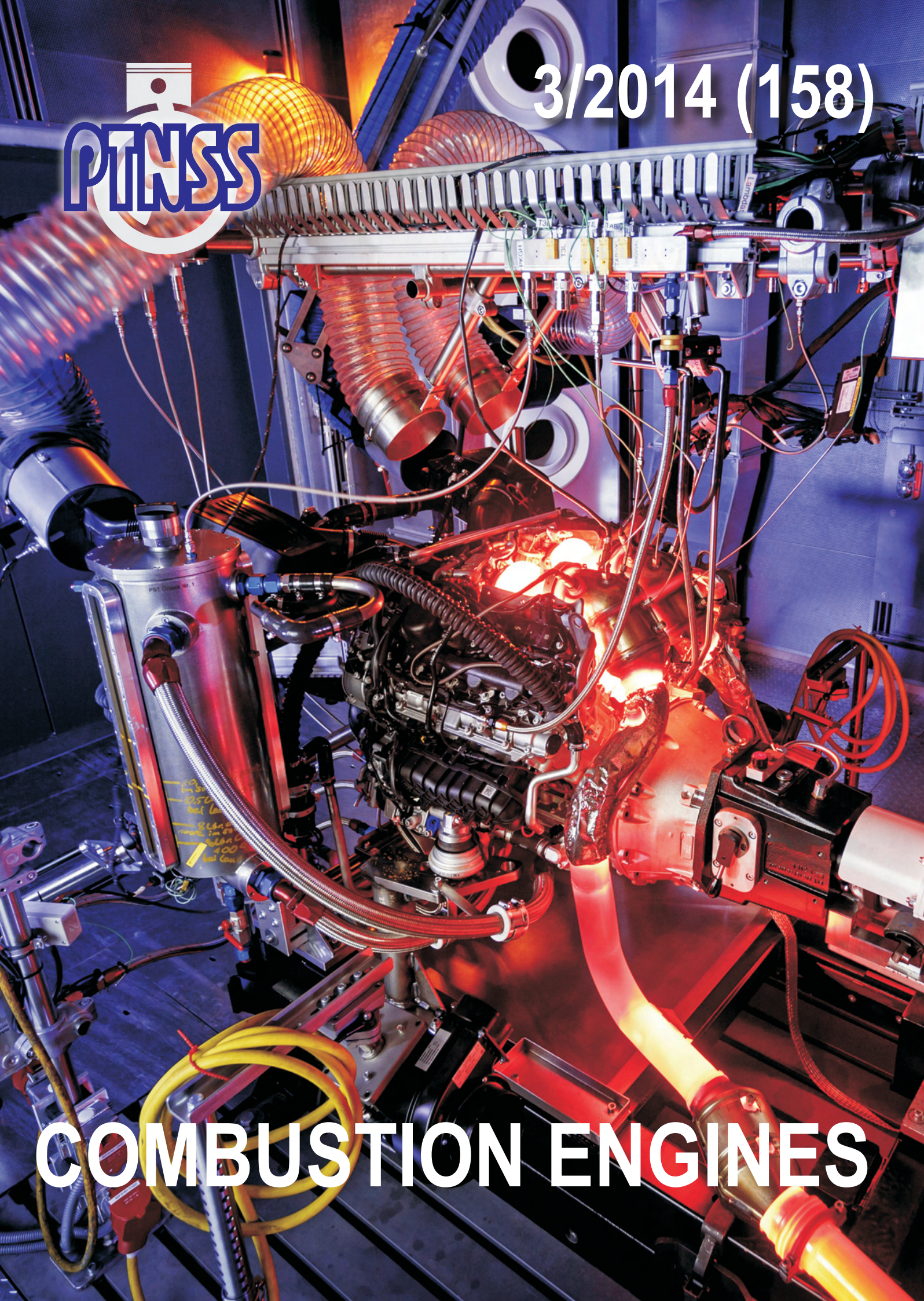




3/2014 (158)

COMBUSTION ENGINES





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



ULEPSZYMY KAŻDĄ TECHNOLOGIĘ

PTNSS Supporting Members
Członkowie wspierający PTNSS

BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd

Instytut Badań i Rozwoju
 Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o

Institute of Mechanised Construction and Rock Mining

Instytut Mechanizacji Budownictwa
 i Górnictwa Skalnego

Automotive Industry Institute

Przemysłowy Instytut Motoryzacji

Institute of Logistics and Warehousing

Instytut Logistyki i Magazynowania

Motor Transport Institute

Instytut Transportu Samochodowego

The Institute for Sustainable Technologies

Instytut Technologii Eksploatacji

Air Force Institute of Technology

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych

Industrial Institute of Agricultural Engineering

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych

The Rail Vehicles Institute TABOR

Instytut Pojazdów Szynowych TABOR

Institute of Aviation

Instytut Lotnictwa

AVL-List GmbH

Solaris Bus & Coach S.A.



COMBUSTION ENGINES

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

3/2014 (158)

Rok XLXIII

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 Wislocki – Chairman, Poland

Prof. Ewa Bardasz – USA

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 Sobieszczanski – Poland

Prof. Richard Stobart – UK

Prof. Robin Vanhaelst – Germany

Prof. Michael P. Walsh – USA

Prof. Piotr Wolański – Poland

Prof. Mirosław Wyszyński – 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 Merkisz (Editor-in-chief/Redaktor Naczelny)

dr inż. Miłostaw Kozak (Editorial Secretary for Science/Sekretarz

Naukowy Redakcji) – papers@ptnss.pl

dr hab. inż. Ireneusz Pielecha (Technical Editor/Redaktor Techniczny)

mgr Krystyna Bubacz (Proofreading Editor/Redaktor Językowy)

prof. dr hab. inż. Wojciech Serdecki (Statistical Editor/Redaktor

Statystyczny) and Associate Editors/oraz Redaktorzy Tematyczni

Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji 1

J. Czerwiński, P. Comte, A. Keller, A. Mayer: Investigations of nanoparticle emissions of two gasoline cars MPI & DI at stationary part load operation/Emisja nanocząstek z dwóch pojazdów wyposażonych w silniki ZI – MPI i DI w warunkach stacjonarnych przy częściowym obciążeniu (2014-301) 3

Z. Stelmasiak, M. Rudnicki: Detectability of gear damage in combustion engines through a vibroacoustic method/Wykrywalność uszkodzeń przekładni zębatej silników spalinowych metodami wibroakustycznymi (2014-302) 12

I. Pielecha, W. Cieślik, P. Borowski, J. Czajka, W. Bueschke: The development of combustion engines for hybrid drive systems/Rozwój silników spalinowych napędów hybrydowych (2014-303) 23

J. Dutczak: PM emission in the exhaust gas of SI engines fed with petrol or LPG/Emisja cząstek stałych w spalinach silnika ZI zasilanego benzyną lub mieszaniną propanu i butanu (2014-304) 36

T. Dziubak, S. Szwedkiewicz: Experimental research on filtering fibers in a cyclone-porous barrier system/Badania eksperymentalne włókniny filtracyjnej pracującej w systemie „cyklon-przegroda porowata (2014-305) 45

J. Merkisz, P. Fuć, P. Lijewski, A. Ziółkowski, Ł. Rymaniak: The research of exhaust emissions and fuel consumption from HHD engines under actual traffic conditions/Badania emisji związków toksycznych spalin i zużycia paliwa z silników HDD w warunkach ruchu drogowego (2014-306) 56

L. Jarzębowicz, J. Skibicki: Methods for evaluating rated power of diesel-powered generator set/Metody wyznaczania mocy znamionowej agregatu prądowłóczy napędzanego silnikiem spalinowym (2014-307) 64

G. Koszałka, M. Gęca, A. Suchecki: Simulation research into the influence of the combustion chamber blowby on the efficiency of a diesel engine/Symulacyjne badania wpływu szczelności komory spalania na sprawność silnika o zapłonie samoczynnym (2014-308) 73

M. Pałuchowska, Z. Stępień, G. Żak: The prospects for the use of ethanol as a fuel component and its potential in the reduction of exhaust emissions/Perspektywy wykorzystywania etanolu jako składnika paliwa i jego potencjał w redukcji emisji szkodliwych składników spalin (2014-309) 80

P. Bielaczyc, J. Woodburn: The 4th International Exhaust Emissions Symposium 22-23 May 2014, BOSMAL, Bielsko-Biała (Poland) – A brief overview from the perspective of the International Organising Committee/Relacja z perspektywy Międzynarodowego Komitetu Organizacyjnego 93

The 4th International Exhaust Emissions Symposium 22-23 May 2014, BOSMAL, Bielsko-Biała (Poland) – Abstracts 101

Reminiscence – prof. L. Piaseczny 119

Deklaracja wersji pierwotnej
Wersją pierwotną czasopisma *Combustion Engines* jest wersja drukowana.

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku
Combustion Engines
otrzymują **7 punktów**
zgodnie z Komunikatem Ministra Nauki
i Szkolnictwa Wyższego z dnia 17 grudnia 2013 r.

Editor/Wydawca

**Polish Scientific Society
of Combustion Engines**

43-300 Bielsko-Biała, Sarni Stok 93 Street, Poland
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 treści 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: 700 egz.

Printing and binding/Druk i oprawa
Print Group Szczecin, ul. Mieszka I 63/64

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



Czasopismo indeksowane
w międzynarodowej bazie
IC Journal Master List

– **Index Copernicus** www.indexcopernicus.com



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 – AMG 4.0-litre V8 biturbo engine (M178)
on the test bench (fot. media.daimler.com)

IV – AMG 4.0-litre V8 biturbo engine (M178)
Biturbocharging with 'hot inside V' (fot. media.daimler.com)

Investigations of nanoparticle emissions of two gasoline cars MPI & DI at stationary part load operation

Starting from Euro 6 not only for diesel but also for gasoline vehicles, with direct injection technology (GDI) a solid particle number emissions limit of 6×10^{11} #/km becomes effective. The limit was temporary extended for GDI to 6×10^{12} #/km. Nuclei of metals as well as organics are suspected to significantly contribute especially to the ultrafine particle size fractions, and thus to the particle number concentration. In the project GasOMeP (Gasoline Organic & Metal Particulates) metal-nanoparticles (including sub 20 nm) from gasoline cars are investigated for different engine technologies. In the present paper some results of basic investigations of nanoparticles from two gasoline cars – an older one with MPI and a newer one with DI – are represented. The measurements were performed at vehicle tailpipe, with varying sampling conditions and with different SMPS-systems, which enabled the mobility scanning in different size ranges. The results show that the older vehicle with MPI emits high particle count concentrations. The size distributions are decisively bimodal with high numbers in nuclei mode. In this case, the particle counting below 10 nm yields important information. The emissions of the newer vehicle with DI show no typical uniform shape of particle size distributions and are at lower level, than for the older vehicle. There is no visible nuclei mode and the ultrafine particle concentrations below 10 nm are insignificant. A sampling with a strongly increased primary dilution has a clear influence on the indicated (higher) particle concentrations.

Key words: nanoparticles, emission standards, ambient air limits, health benefits

Emisja nanocząstek z dwóch pojazdów wyposażonych w silniki ZI – MPI i DI w warunkach stacjonarnych przy częściowym obciążeniu

Począwszy od normy Euro 6 wprowadzone zostanie ograniczenie emisji cząstek stałych do 6×10^{11} #/km nie tylko dla pojazdów wyposażonych w silniki ZS, ale także dla pojazdów z silnikami ZI z bezpośrednim wtryskiem paliwa (GDI). Dopuszczalna liczba cząstek stałych emitowanych przez pojazdy wyposażone w silniki GDI była tymczasowo zwiększona do 6×10^{12} #/km. Cząstki metali, jak również substancje organiczne prawdopodobnie są powodem emisji bardzo małych cząstek stałych, przyczyniając się do zwiększenia liczby emitowanych cząstek stałych. W projekcie GasOMeP (cząstki organiczne i metalowe z silników benzynowych) badana jest emisja nanocząstek metali (również o średnicy < 20 nm) z samochodów wyposażonych w silniki benzynowe różnych generacji. W artykule przedstawiono wyniki badań emisji nanocząstek z dwóch samochodów wyposażonych w silniki benzynowe – starszy z wtryskiem MPI i nowszy z wtryskiem DI. Spaliny pobierano z układu wylotowego pojazdu przy różnych warunkach pomiarowych i z wykorzystaniem urządzeń do pomiaru emisji cząstek stałych o różnych zakresach pomiarowych. Wyniki badań wskazują, że stężenie cząstek stałych w spalinach starszego pojazdu z wtryskiem MPI jest duże. Rozkłady wielkości mają charakter bimodalny z dużymi wartościami w fazie nukleacji. Wtedy istotny jest pomiar liczby cząstek stałych o średnicy mniejszej niż 10 nm. Emisja z pojazdu z wtryskiem typu DI nie wykazuje typowego jednolitego kształtu rozkładu wymiarowego, również liczba cząstek stałych jest mniejsza niż z pojazdu starszego. Nie zauważono znaczącej emisji cząstek w fazie nukleacji, a stężenia cząstek najmniejszych o średnicy poniżej 10 nm są nieznaczące. Pobór próbki spalin przy zastosowaniu dużego współczynnika rozcieńczenia ma zauważalny wpływ na zwiększenie stężenia cząstek stałych

Słowa kluczowe: nanocząstki, limity emisji, normy jakości powietrza, korzyści zdrowotne

1. Introduction

Vehicle exhaust is known to be a complex mixture of different volatile and non-volatile species often showing a bimodal particle size distribution with a nucleation mode smaller than 20 nm and a larger accumulation mode that mainly contains aggregates of primary particles. The larger accumulation mode is usually composed of more graphitic soot particles with an elemental carbon (EC) structure, whereas the particles in the nucleation mode are reported to be mainly volatile organics, especially when sulphur is absent from fuel and lubrication oil, [1]. However, recent studies

1. Wstęp

Wiadomo, że spaliny z pojazdów są złożoną mieszaniną różnych związków lotnych i nielotnych, często wykazującą dwumodalny rozkład wielkości cząstek w fazie nukleacji mniejszych niż 20 nm oraz większych cząstek w fazie akumulacji, która głównie składa się z agregatów cząstek pierwotnych. W fazie akumulacyjnej cząstek stałych zazwyczaj zawarte jest więcej cząstek sadzy grafitowej o strukturze węgla pierwiastkowego (EC), podczas gdy cząstki stałe w fazie nukleacji składają się głównie z lotnych substancji organicznych, szczególnie gdy nie ma siarki w paliwie i

detected also low-volatility particle fractions in the ultrafine size range when sampling was carried out according to PMP protocol at 300 °C, [2–4]. These particles are suspected to be nucleated metal oxides originating from metal additives in lubrication oil or fuels [5, 6]. The formation of this particulate fraction was especially observed when the soot content was low as in idle condition of diesel vehicles. These particles mainly appear in the ultrafine size range < 23 nm. While the mass contribution of these ultrafine particles in vehicle emissions is very low, their contribution to the number concentration is expected to be significant. Moreover, these ultrafine particles may contribute to the surface composition of the aerosol and have therefore a significant impact on health effects associated with pollution. Thus, knowledge about the amount, chemistry and formation mechanisms of these particles is needed to assess their toxic potential, and to propose effective measures to reduce these emissions.

Studies for gasoline fuelled internal combustion engines pointed out that also this vehicle class can emit remarkable amounts of particles [7, 8].

Especially gasoline direct injection technology (GDI) shows particle number (PN) emissions significantly higher than modern diesel cars equipped with best available DPF technology. Since the trend for gasoline vehicles with GDI technology is increasing, a significant rise in emission is predicted in the near future.

The nanoparticles emissions are produced especially at cold start and warm-up conditions and at a dynamic engine operation [9]. The lube oil contributes to this emission in the sense of number concentrations in nuclei mode and composition [5, 6].

The investigations of morphology of the nanoparticles from gasoline direct injection engine revealed principally graphitic structures, which can store some metal oxides in certain conditions and can be overlapped by condensates [10, 11].

The investigations in present paper were performed at AFHB (Laboratories for IC-Engines and Exhaust Emission Control of the Berne University of Applied Sciences, Biel CH) as a part of the network project GasOMeP, together with the Swiss Research Institutions: EMPA, FHNW and PSI.

2. Test vehicles, fuel and lubricants

The comparison of NP-emissions of a vehicle with MPI (older technology) with a recent vehicle with GDI was performed on Renault 18 and Audi A3 (Fig. 1, Tab. 1). The gasoline used was from the Swiss market, RON 95, according to SN EN228. In the present tests the lube oils were not changed and not analyzed.

3. Test methods and instrumentation

The vehicles were tested on a chassis dynamometer at constant speeds: Renault 18 at 40 km/h, 2nd gear and Audi A3 at 30 km/h, 2nd gear.

The particle size distributions (PSD) of the nanoparticles were presented in different size spectra with varying sampling conditions: temperature of minidiluter TMD, temperature of thermoconditioner (evaporation tube) TTC

oleju smarującego [1]. Jednak najnowsze badania wykazały również frakcje cząstek o niskiej lotności w zakresie najmniejszych wielkości, gdy próbkowanie przeprowadzono zgodnie z programem PMP w temperaturze 300 °C [2–4]. Przymuszczać należy, że cząstki te są cząstkami tlenków metali pochodzącymi z dodatków metalicznych w oleju smarującym lub paliwie [5, 6]. Powstawanie tej frakcji cząstek było możliwe do zaobserwowania szczególnie przy małej zawartości sadzy, podobnie jak podczas pracy pojazdów z silnikami ZS na biegu jałowym. Cząstki te występują głównie w zakresie najmniejszych wielkości (< 23 nm). Udział masowy najmniejszych cząstek w emisji pojazdów jest bardzo mały, ale należy się spodziewać ich dużego udziału liczbowego. Ponadto te najmniejsze cząstki mogą wpływać na skład powierzchni aerozolu i w związku z tym znacznie na efekty zdrowotne związane z zanieczyszczeniem powietrza. Dlatego potrzebna jest wiedza na temat ilości, składu chemicznego i mechanizmów tworzenia tych cząstek do oceny ich toksyczności i do zaproponowania skutecznych środków w celu zmniejszenia ich emisji.

Badania wykazały, że pojazdy zasilane silnikami benzynowymi także emitują znaczne ilości cząstek stałych [7, 8]. Szczególnie technologia bezpośredniego wtrysku benzyny (GDI) przyczynia się do emisji większej liczby cząstek stałych (PN) niż w nowoczesnych pojazdach z silnikami ZS, wyposażonych w najlepsze filtry cząstek stałych. Ze względu na zwiększający się udział pojazdów z silnikami GDI przewiduje się znaczące zwiększenie emisji cząstek stałych w najbliższej przyszłości.

Emisja nanocząstek jest największa podczas zimnego rozruchu, w warunkach rozgrzewania silnika oraz podczas pracy silnika w warunkach dynamicznych [9]. Olej smarujący wpływa na liczbę i skład cząstek stałych w fazie nukleacji [5, 6].

Badania morfologii nanocząstek z silnika wyposażonego w bezpośredni wtrysk benzyny wykazały strukturę zasadniczo grafitową, która w pewnych warunkach może adsorbować tlenki metali, a one będą pokryte warstwą kondensatów [10, 11].

Badania opisane w tym artykule przeprowadzono w laboratorium silników spalinowych i badań emisji spalin Berneńskiego Uniwersytetu Nauk Stosowanych, Biel CH (AFHB), jako część projektu GasOMeP, wraz ze szwajcarskimi instytucjami badawczymi: EMPA, FHNW i PSI.

2. Badane pojazdy, paliwo oraz olej silnikowy

Porównanie emisji nanocząstek z pojazdu wyposażonego we wtrysk MPI (starszy) z emisją z pojazdu nowoczesnego z wtryskiem GDI przeprowadzono w odniesieniu do samochodów Renault 18 i Audi A3 (rys. 1, tab. 1). Do badań użyto benzynę z rynku szwajcarskiego, zgodną z normą SN EN228, o liczbie oktanowej badawczej 95. W tych badaniach oleje smarujące nie były wymieniane, ani analizowane.

3. Metodyka badań oraz aparatura

Pojazdy badano na hamowni podwoziowej przy jeździe ze stałą prędkością na drugim biegu: Renault 18 przy 40 km/h, Audi A3 przy 30 km/h.



Fig. 1. Gasoline vehicles for research of NP

Rys. 1. Pojazdy z silnikami ZI używane podczas badań emisji nanocząstek

Table 1. Data of vehicles Renault & Audi

Tabela 1. Dane techniczne pojazdów Renault i Audi

Vehicle/pojazd	Renault 18 Break	Audi A3 2.0 TFSI
Engine code/kod silnika	J7T-718	BWA
Number and arrangement of cylinders/liczba i układ cylindrów	4 / in line/4-rzędowy	4 / in line/4-rzędowy
Displacement/objętość skokowa [cm ³]	2164	1984
Power/moc [kW]	74 @/przy 5000 rpm/obr/min	147 @/przy 6000 rpm/obr/min
Torque/moment obrotowy [N·m]	162 @/przy 2000 rpm/obr/min	280 @/przy 1800 rpm/obr/min
Injection type/układ wtryskowy	MPI	DI
Curb weight/masa własna [kg]	1110	1530
Gross vehicle weight/dopuszczalna masa całkowita [kg]	1585	1920
Drive wheel/rodzaj napędu	Front-wheel drive/przedni	Front-wheel drive/przedni
Gearbox/skrzynia biegów	m5/manualna 5 biegów	m6/manualna 6 biegów
First registration/data pierwszej rejestracji	01.04.1985	01.12.2006
Exhaust/norma emisji spalin	Euro 0	Euro 4
VIN/numer nadwozia	VF1135B00F 0000505	WAUZZZ8P17A042987

and the primary and secondary dilution factors DF1 & DF2. Following test systems were used:

- roller dynamometer: Schenk 500 G5 60,
- driver conductor system: Tornado, version 3.3,
- CVS dilution system: Horiba CVS-9500T with Roots blower,
- air conditioning in the hall automatic (intake- and dilution air):
 - temperature: 20–30 °C,
 - humidity: 5.5–12.2. g/kg.

The driving resistances of the test bench were set according to the legal prescription.

Nanoparticle analysis

The measurements of NP size distributions were conducted with different SMPS-systems, which enabled different ranges of size analysis:

- SMPS: DMA TSI 3081 & CPC TSI 3772 (9.8–429 nm),
- nSMPS (AFHB): nDMA TSI 3085 & CPC TSI 3772 (6.85–85 nm),
- nSMPS (EMPA): nDMA TSI 3085 & CPC TSI 3025 (3–64 nm).

Nanocząstki stałych (PSD) przedstawiono w różnych zakresach wymiarowych, różnych warunkach próbkowania: temperatura w układzie rozcieńczania spalin TMD, temperatura w układzie kondycjonowania (tuba skraplająca) TTC oraz pierwszy i drugi współczynnik rozcieńczenia DF1 i DF2. Użyto następujące urządzenia badawcze:

- hamownia podwoziowa: Schenk 500 G5 60,
- układ sterowania jazdą: Tornado, wersja 3.3,
- układ rozcieńczania CVS: Horiba CVS-9500T z dmuchawą Rootsa,
- układ kondycjonowania pomieszczenia – automatyczny (powietrze dolotowe i rozcieńczania):
 - temperatura: 20 – 30 °C,
 - wilgotność: 5,5 – 12,2 g/kg.

Opory jazdy stanowiska badawczego ustalono zgodnie z wymogami norm.

Analiza nanocząstek

Pomiary rozkładu wymiarowego nanocząstek NP przeprowadzono za pomocą różnych urządzeń do pomiaru wymiarów cząstek stałych SMPS, które umożliwiły analizę w różnych zakresach wymiarowych:

For the dilution and sample preparation an ASET system from Matter Aerosol was used (Fig. 2) (ASET – aerosol sampling & evaporation tube). This system contains:

- primary dilution air – MD19 tunable minidiluter (Matter Eng. MD19-2E),
- secondary dilution air – dilution of the primary diluted and thermally conditioned measuring gas on the outlet of evaporative tube,
- thermoconditioner (TC) – sample heating at 300 °C.

In all tests the gas sample for the NP-analysis was taken from the undiluted exhaust gas at tailpipe.

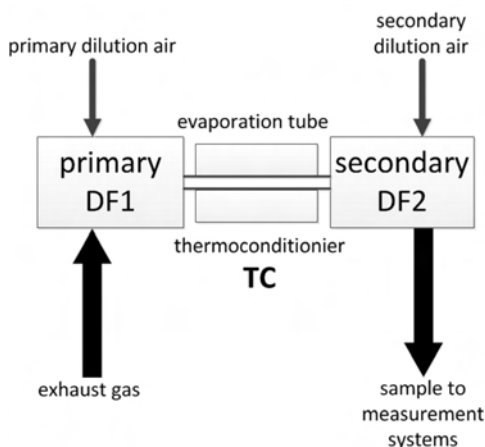


Fig. 2. Set-up of dilution stages and sample preparation for nanoparticle measurements

Rys. 2. Konfiguracja stopni rozcieńczenia i przygotowania próbek do pomiarów emisji nanocząstek

4. Results

Renault 18

Figure 3 shows an example of the PSD's obtained with SMPS (9.8–429 nm) and with nSMPS (EMPA; 3–64 nm) at a constant temperature of the minidiluter (TMD) and with varying temperature of the thermoconditioner (TTC). In the nuclei mode, at particle sizes below 10 nm high peaks

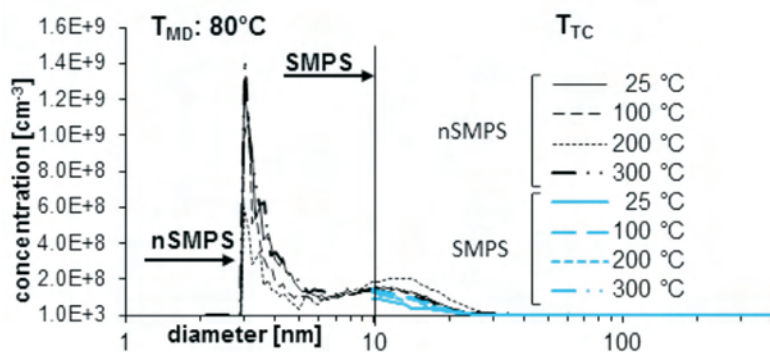


Fig. 3. nSMPS & SMPS – size spectra; variation of the temperature of thermoconditioner (TC) – Renault 18; 40 km/h; 2. gear; DF1: 40; DF2: 8

Rys. 3. Rozkłady wymiarowe cząstek stałych uzyskane za pomocą urządzeń nSMPS i SMPS przy różnych temperaturach w układzie kondycjonowania (TC) – Renault 18; 40 km/h; drugi bieg; DF1: 40; DF2: 8

- SMPS: DMA TSI 3081 & CPC TSI 3772 (9,8–429 nm),
- nSMPS (AFHB): nDMA TSI 3085 & CPC TSI 3772 (6,85–85 nm),
- nSMPS (EMPA): nDMA TSI 3085 & CPC TSI 3025 (3–64 nm).

Do rozcieńczania oraz przygotowania próbki spalin użyto układu ASET firmy Matter Aerosol (rys 2). Układ ten zawiera:

- pierwszy stopień rozcieńczenia – MD19 regulowany układ rozcieńczania spalin (Matter Eng. MD19-2E),
- drugi stopień rozcieńczenia – rozcieńczanie spalin przygotowanych odnośnie do składu i temperatury w pierwszym stopniu rozcieńczającym, pobieranych z tuby skraplającej,
- układ kondycjonowania (TC) – podgrzewanie próbki do 300 °C.

We wszystkich próbach badawczych próbka do analizy NP była pobierana z układu wylotowego pojazdu.

4. Wyniki badań

Renault 18

Na rysunku 3 przedstawiono przykładowy rozkład wymiarowy cząstek stałych uzyskany za pomocą układów: SMPS (9,8–429 nm) i nSMPS (EMPA; 3–64 nm) przy stałej temperaturze w pierwszym stopniu rozcieńczania spalin (TMD) i przy zmiennej temperaturze układu kondycjonowania (TTC). W fazie nukleacji przy średnicach cząstek stałych poniżej 10 nm zauważalne są duże wartości szczytowe liczby cząstek stałych (PC). Te wartości zmieniają się w zależności od temperatury w układzie kondycjonowania, lecz bez wyraźnego kierunku zmian.

Na rysunku 4 przedstawiono całkowite stężenia cząstek stałych w obu mierzonych zakresach wielkości. Liczba cząstek w fazie nukleacji o średnicach malejących aż do 3 nm (nSMPS) jest o 1 rząd wielkości większa.

Jeśli chodzi o wyniki przy stałej TMD (górna część rys. 4) nie ma wyraźnego wpływu TTC na całkowitą liczbę cząstek stałych (PC) w obu analizowanych zakresach wielkości. Przy stałej TTC (dolna część rys. 4) również nie ma wyraźnej tendencji do zwiększania lub zmniejszania PC o wyższej TMD. Należy zauważyć różnice spowodowane emitowaną i mierzoną dyspersją.

Na rysunku 5 przedstawiono odpowiedź na pytanie: o ile więcej PC do 64 nm można zmierzyć, jeśli użyje się układu nSMPS (EMPA) z dodatkowymi wartościami z zakresu od 3 do 9,8 nm? Można stwierdzić, że dodatkowy niższy zakres pomiarowy zawiera ok. dwukrotnie więcej PC niż większy zakres (9,8–64 nm).

Podsumowując:

- w zakresie od 6 do 3 nm zaobserwowano znaczne zwiększenie liczby cząstek stałych,
- nie zauważono wyraźnego wpływu TMD lub TTC na wielkości liczby cząstek stałych, a także na wartość szczytową fazy nukleacji,

of particle count concentration (PC) are visible. These peak values fluctuate at different TTC-scans, but without a clear tendency.

Figure 4 represents the integrated average NP-counts in both measured size ranges. The measurements of the nuclei mode down to 3 nm (nSMPS) reveal clearly higher PC's up to 1 order of magnitude.

Regarding the results at constant TMD (upper part of the figure) there is no clear influence of TTC on the summary particle counts (PC) in both analyzed size ranges. At constant TTC (lower part of the figure) there is also no clear tendency of increasing, or reducing PC with higher TMD. It must be supposed, that the indicated differences are caused by the emitting and measuring dispersion.

Figure 5 illustrates the answer to the question: how much more PC can we measure up to 64nm if we use the nSMPS (EMPA)-system with the supplementary information from 3 to 9.8nm? It can be concluded, that the supplementary lowest size spectrum contains approximately double of PC of the higher spectrum (9.8–64 nm).

It can be summarized:

- egarding from 6 to 3 nm there is an considerable increase of PC-concentrations,
- here is no clear tendency of TMD, or of TTC on the integral PC's and also on the peak-values in nuclei mode,
- he lowest measured size range 3 to 9.8 nm contains up to 3 times so much PC's, as the higher size range 9.8 to 64 nm.

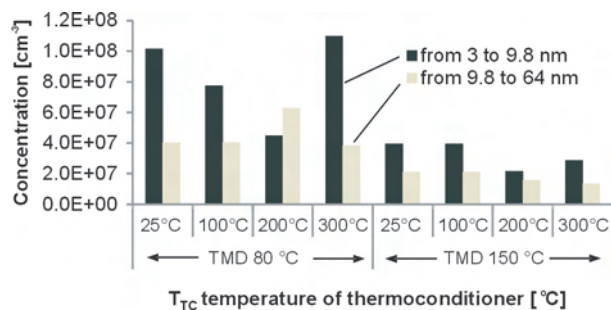


Fig. 5. Comparison of integral values of nSMPS (3–64 nm; variation of the temperature of thermoconditioner (TC) and mini-diluter (MD) – Renault 18; 40 km/h; 2. gear; DF1: 40; DF2: 8. nSMPS (EMPA)

Rys. 5. Porównanie całkowitego stężenia cząstek stałych dla zakresu wymiarowego nSMPS (3–64 nm) w różnych układach kondycjonowania (TC) i rozcieńczania (MD) – Renault 18; 40 km/h; drugi bieg; DF1: 40; DF2: 8, nSMPS (EMPA)

Analogous test series were performed with a significantly higher primary dilution DF1 = 300. This higher dilution causes higher PC-concentration peak-values in nuclei mode (up to 1 order of magnitude). Other statements are similar, like for the previous DF1 = 40 (mentioned above).

Figure 6 gives an example of PSD's measured with nSMPS and with SMPS with both dilution factors DF1 = 40 and DF1 = 300. The higher primary dilution causes higher integrated PC in lower size range (nSMPS) and lower integrated PC in the higher size range (SMPS). The reasons for the higher PC-peaks in nuclei mode with higher primary

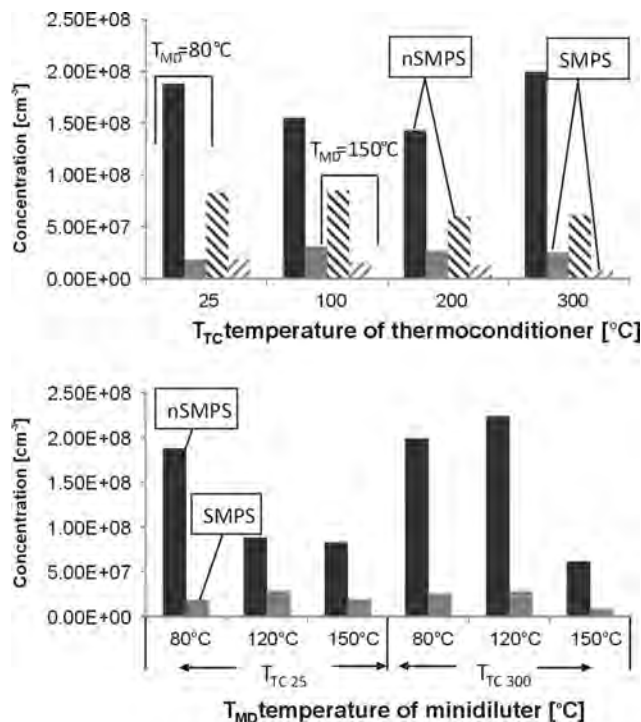


Fig. 4. Comparison of integral values of nSMPS (3–64 nm) & SMPS (10–429 nm); variation of the temperature of thermoconditioner (TC) and mini-diluter (MD) – Renault 18; 40 km/h; 2. gear; DF1: 40; DF2: 8, nSMPS (EMPA)

Rys. 4. Porównanie całkowitego stężenia cząstek stałych dla zakresów wymiarowych nSMPS (3–64 nm) i SMPS (10–429 nm) w różnych temperaturach układu kondycjonowania (TC) i układu rozcieńczania (MD) – Renault 18; 40 km/h; drugi bieg; DF1: 40; DF2: 8, nSMPS (EMPA)

- w przedziale zawierającym najmniejsze cząstki stałe o wymiarach od 3 do 9,8 nm jest do 3 razy więcej cząstek stałych niż w przedziale od 9,8 do 64 nm.

Analogiczne pomiary przeprowadzono przy znacznie większym współczynniku rozcieńczenia spalin DF1 = 300. Po zwiększeniu stopnia rozcieńczenia zaobserwowano większą wartość szczytowego stężenia PC w fazie nukleacji (nawet o jeden rząd). Pozostałe obserwacje są podobne jak w poprzednim przypadku, przy DF1 = 40 (wymienione powyżej).

Przykład rozkładu wymiarowego PSD's zarejestrowanego za pomocą układu SMPS i nSMPS ze współczynnikami rozcieńczenia DF1 = 40 i DF1 = 300 przedstawiono na rys. 6. Większa wartość pierwszego stopnia rozcieńczenia powoduje większą wartość zakumulowaną PC w mniejszym zakresie wymiarowym (nSMPS) i mniejszą wartość zakumulowaną PC w większym zakresie pomiarowym (SMPS). Przyczyny większych chwilowych wartości PC w fazie nukleacji przy zastosowaniu większego współczynnika rozcieńczenia DF1 można wytłumaczyć większą szybkością aglomeracji i mniejszymi stratami dyfuzyjnymi.

Na rysunku 7 przedstawiono przykład rozkładu wymiarowego cząstek stałych PSD zmierzonych za pomocą różnych urządzeń pomiarowych w różnych zakresach wielkości cząstek stałych. Wykazano, że liczba cząstek w najmniejszym przedziale wielkości "x" (3–6,85 nm) wynosi

dilution DF1 can be explained with lower agglomeration speed and lower diffusion losses.

Figure 7 shows an example of PSD's measured with different systems in different size ranges. It is demonstrated, that the particle counts in the lowest size range "x" (3–6.85 nm) take the biggest share of 68% of the entire measured size range (3–429 nm).

The traditional size range "z" (10–429 nm), which is sufficient for the actual legislation of Diesel engines (23–300 nm) contains in this example only 22% of emitted particle counts.

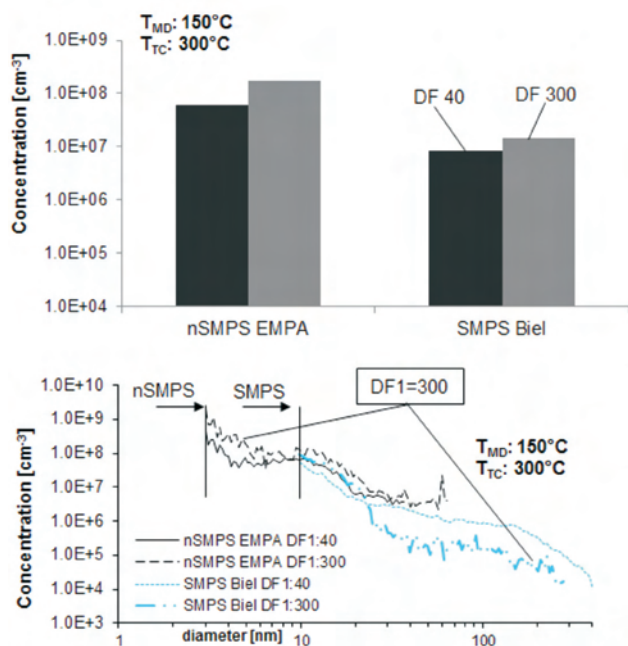


Fig. 6. Comparison of SMPS & nSMPS at DF1:40 & DF1:300; temperature of thermoconditioner (TC) and of minidiluter (MD) constant – Renault 18; 40 km/h; 2. gear; DF2: 8

Rys. 6. Porównanie stężenia cząstek stałych dla zakresu wymiarowego SMPS & nSMPS; współczynniki rozcieńczenia DF1:40 i DF1:300; stałe temperatury układu kondycjonowania (TC) i układu rozcieńczania (MD) – Renault 18; 40 km/h; drugi bieg; DF2: 8

Audi A3

All NP-measurements on this vehicle were performed with the nSMPS(AFHB) in the size spectrum 6.8–85 nm.

Figure 8 shows an example of PSD's at constant temperature of the thermoconditioner $TTC = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$ and with varying temperature of the minidiluter TMD. The NP-emissions of this vehicle at this part load operating point are very low, nearly at ambient level. There are some sporadic peaks of NP count concentrations.

Figure 9 represents the integrated average PC's: with increasing TTC in the upper part and with increasing TMD in the lower part of the figures. There are no clear tendencies of influences of TMD and TTC on the emissions.

Figure 10 shows that the PC's in the size range (6.8–9.8 nm) are mostly in lower magnitude than the

68%, tj. najwięcej w całym zakresie mierzonych wielkości (3–429 nm).

Tradycyjny przedział wielkości "z" (10–429 nm), który jest wystarczający do badań homologacyjnych pojazdów z silnikami ZS (23–300 nm) w analizowanym przypadku zawiera tylko 22% łącznej liczby wyemitowanych cząstek stałych.

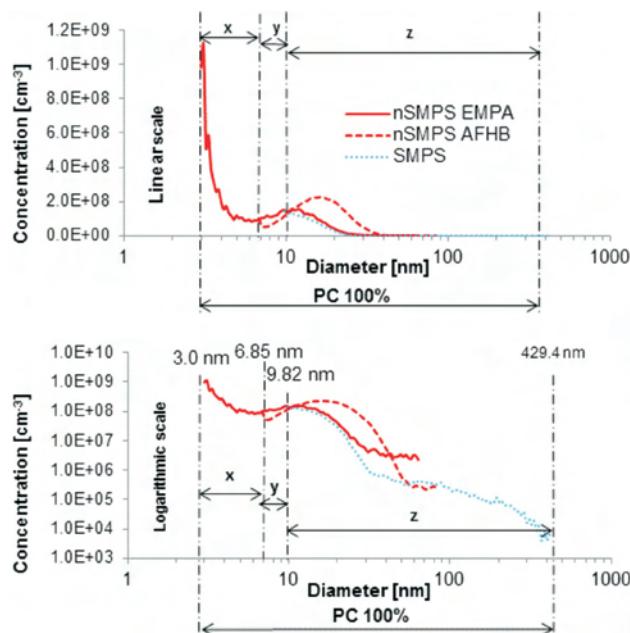


Fig. 7. Particles counts in different size ranges; Renault 18; 40 km/h; 2. gear; DF1:40; DF2:8; TMD = 80 °C; TTC = 100 °C

Rys. 7. Liczba cząstek stałych w różnych zakresach wymiarowych; Renault 18; 40 km/h; drugi bieg; DF1:40; DF2:8; TMD = 80 °C; TTC = 100 °C

Audi A3

Wszystkie pomiary liczby nanocząstek odnośnie do tego pojazdu przeprowadzono, wykorzystując nSMPS(AFHB) z zakresem wymiarowym 6,8–85 nm.

Na rysunku 8 przedstawiono przykład rozkładu wymiarowego cząstek stałych PSD przy stałej temperaturze układu kondycjonowania $TTC = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$ i przy zmiennej tempera-

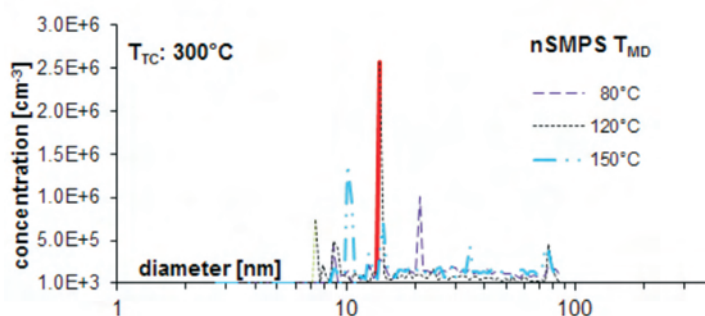


Fig. 8. nSMPS – size spectra; variation of the temperature of minidiluter (MD) – Audi A3 30 km/h; 2. gear; DF1: 300; DF2: 3

Rys. 8. Rozkład wymiarowy cząstek stałych uzyskany za pomocą urządzenia nSMPS przy różnych temperaturach w układzie rozcieńczania (MD) – Audi A3; 30 km/h; drugi bieg; DF1: 300; DF2: 3

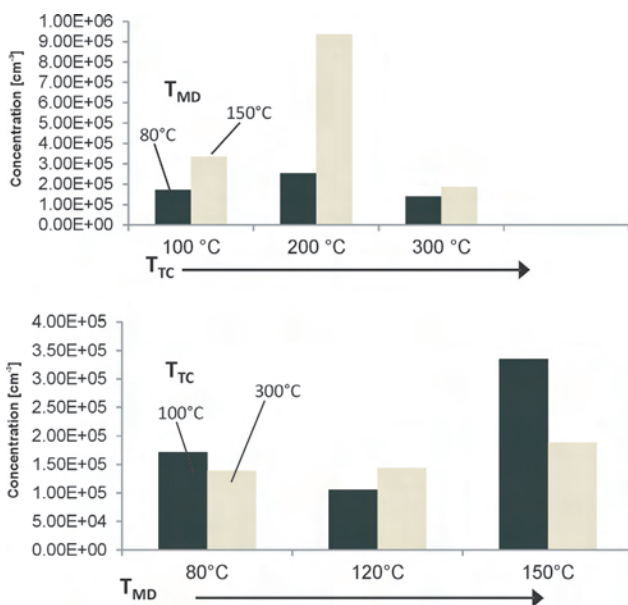


Fig. 9. Comparison of integral values of nSMPS (6.85–85 nm); variation of the temperature of thermoconditioner (TC) and of minidiluter (MD) – Audi A3; 30 km/h; 2. gear; DF1: 300; DF2: 3; nSMPS AFHB

Rys. 9. Porównanie całkowitego stężenia cząstek stałych dla zakresu wymiarowego nSMPS (6,85–85 nm) w różnych temperaturach układu kondycjonowania (TC) i układu rozcieńczania (MD) – Audi A3; 30 km/h; drugi bieg; DF1: 300; DF2: 3

PC's in the higher size range (9.8–85 nm). Because of the very low emission level and because of the sporadic emission peaks (no regular PSD's) there is a large dispersion and no clear tendency of these results.

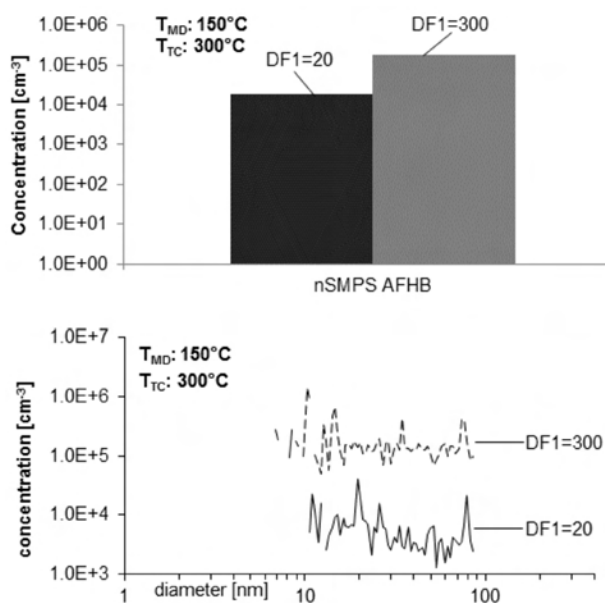


Fig. 11. Comparison of nSMPS at DF1:20 & DF1:300; temperature of thermoconditioner (TC) and of minidiluter (MD) constant – Audi A3; 30 km/h; 2. gear; DF1: 20 & 300; DF2: 3; nSMPS (AFHB)

Rys. 11. Porównanie całkowitego stężenia cząstek stałych dla zakresu wymiarowego nSMPS; współczynniki rozcieńczenia DF1:20 i DF1:300. Stałe temperatury układu kondycjonowania (TC) i układu rozcieńczania (MD) – Audi A3; 30 km/h; drugi bieg; DF1: 20 i 300; DF2: 3

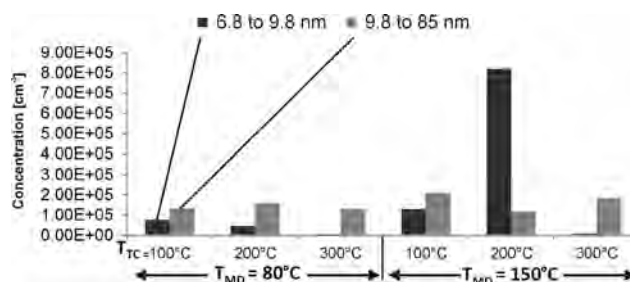


Fig. 10. Comparison of integral values of nSMPS (6.85–85 nm). Variation of the temperature of thermoconditioner (TC) and of minidiluter (MD). Audi A3; 30 km/h; 2. gear; DF1: 300; DF2: 3; nSMPS (AFHB)

Rys. 10. Porównanie całkowitego stężenia cząstek stałych dla zakresu wymiarowego nSMPS (6,85–85 nm) w różnych temperaturach układu kondycjonowania (TC) i układu rozcieńczania (MD). Audi A3; 30 km/h; drugi bieg; DF1: 300; DF2: 3

turze układu rozcieńczania TMD. Liczba wyemitowanych nanocząstek z tego pojazdu przy obciążeniach częściowych jest bardzo mała, bliska wartości odniesienia. Zarejestrowano kilka wartości szczytowych stężenia nanocząstek.

Na rysunku 9 przedstawiono średnią wartość liczby zakumulowanych cząstek PC: wraz ze zwiększaniem TTC – górna część rys. 9 – i ze zwiększaniem TMD – dolna część rys. 9. Nie zauważono żadnych tendencji wpływu TMD i TTC na emisję.

Z analizy rysunku 10 wynika, że liczba cząstek stałych w przedziale wymiarowym 6,8–9,8 nm osiąga zwykle mniejsze wartości niż PC w większym przedziale wymiarowym 9,8–85 nm. Z powodu bardzo małej wartości emisji oraz sporadycznych wzrostów wartości (niejednorodny rozkład wymiarowy), występuje duża niejednorodność, przez co nie można zauważyć wyraźnego kierunku zmian dotyczącego wyników pomiarów.

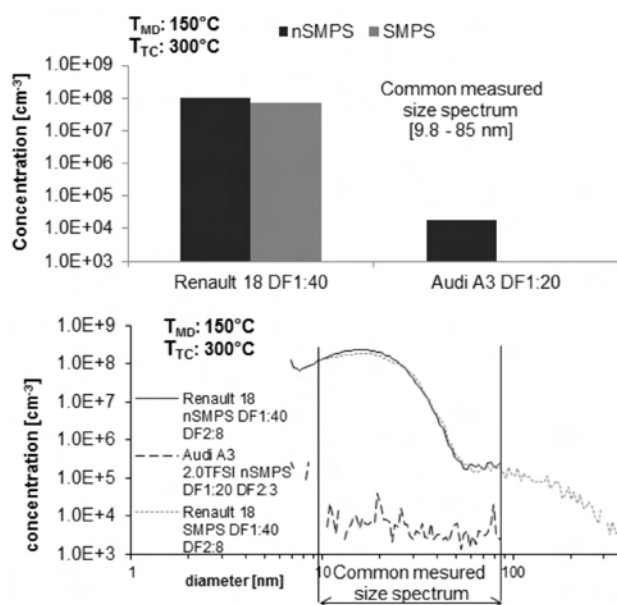


Fig. 12. Comparison of NP-emissions for Audi at 30 km/h and Renault at 40 km/h; SMPS & nSMPS

Rys. 12. Porównanie stężenia nanocząstek NP – Audi przy 30 km/h i Renault przy 40 km/h; SMPS i nSMPS

Test with lower primary dilution $DF1 = 20$ were also performed with this vehicle. Figure 11 demonstrates the higher average NP-emission level with $DF1 = 300$. Also lower particle sizes are visible with the higher dilution $DF1 = 300$. It can be followed that the primary dilution $DF1$ has more influence on the measured NP-emissions than the varied temperatures TMD and TTC.

Figure 12 represents an example of comparisons of NP-emissions of both vehicles. The older model with MPI emits at the stationary part load operation up to 3.5 orders of magnitude more nanoparticles. The principal reason for that is the higher wear and higher lube oil consumption of the engine.

5. Conclusions

The most important statements can be summarized as follows:

- the older model with MPI emits at the stationary part load operation up to 3.5 orders of magnitude more nanoparticles,
- for the higher-emitting vehicle regarding to the lowest particle sizes (3 to 9 nm) there is a considerable increase of PC-concentrations,
- an example for the higher emitting vehicle shows that the lowest size range (3–6.85 nm) takes the biggest share of 68% of PC's and the highest size range (10–429 nm) takes the smallest share, only 22% of the entire measured size range (3–429 nm),
- for the low-emitting vehicle there are sporadic NP-emission peaks in the nuclei mode (6.8–9.8 nm) and there is no clear relationship of the PC's in this mode and in the higher sizerange (9.8–85 nm),
- for both vehicles there is no clear tendency of TMD, or of TTC on the integral PC's and also on the peak-values in nuclei mode,
- for both vehicles the higher primary dilution $DF1 = 300$ causes higher NP-emission – the supposed reasons are: lower agglomeration speed and lower diffusion losses of the aerosols,
- it can be followed that the primary dilution $DF1$ has more influence on the measured NP-emissions than the varied temperatures TMD and TTC.

Acknowledgements

The authors want to express their gratitude to the institutions, which financially supported the activities: Swiss Federal Office of Environment, Swiss Federal Office of Energy, Swiss Oil and Swiss Lubes. For technical discussions, inspirations and help thanks are due to the GasOMeP partners: Dr. Norbert Heeb, EMPA; Prof. Dr. Heinz Burt-scher, FHNW and Dr. André Prévot, PSI.

Podczas badań tego pojazdu zastosowano także mniejszy współczynnik rozcieńczenia $DF1 = 20$. Większą emisję nanocząstek zauważono przy zastosowaniu większego współczynnika rozcieńczenia $DF1 = 300$ (rys. 11). Przy jego zastosowaniu zauważono również zmniejszenie rozmiarów cząstek stałych. Można stwierdzić, że współczynnik rozcieńczenia $DF1$ ma większy wpływ na zmierzoną wartość stężenia nanocząstek niż zmiany temperatur TMD i TTC.

Na rysunku 12 przedstawiono przykładowe porównanie stężenia nanocząstek z obu pojazdów. Starszy pojazd z wtryskiem MPI podczas badań stanowiskowych w warunkach obciążeń częściowych emituje nawet o 3,5 rzędu wartości więcej nanocząstek. Główną przyczyną tego stanu jest większe zużycie silnika, powodujące większe zużycie oleju smarującego.

5. Wnioski

Najważniejsze obserwacje można podsumować następująco:

- starszy pojazd z wtryskiem MPI podczas badań stanowiskowych w warunkach obciążeń częściowych emituje nawet o 3,5 rzędu wartości więcej nanocząstek,
- w odniesieniu do pojazdu emitującego więcej cząstek stałych znaczne zwiększenie emisji zaobserwowano w zakresie najmniejszych rozmiarów cząstek (3–9 nm),
- przykładowo pojazd emitujący większą liczbę cząstek stałych – udział najmniejszych cząstek stałych (3–6,85 nm) jest największy i wynosi 68% PC, natomiast największy zakres wymiarowy (10–429 nm) ma najmniejszy udział, wynoszący 22% w całkowitej emisji z zakresu 3–429 nm,
- dla pojazdu emitującego mniej cząstek stałych zauważalne są nieliczne wzrosty wartości szczytowych stężenia cząstek stałych w fazie nukleacji (6,8–9,8 nm) i nie można wskazać wyraźnych zależności między liczbą cząstek stałych w tej fazie i w większych zakresach wymiarowych (9,8–85 nm),
- dla obu pojazdów nie zauważono wyraźnej tendencji wpływu temperatur TMD lub TTC na całkowitą liczbę cząstek stałych, ani na wartości szczytowe udziału fazy nukleacji,
- w odniesieniu do obu pojazdów większy współczynnik rozcieńczenia $DF1 = 300$ przyczynia się do zwiększenia liczby cząstek stałych; prawdopodobne przyczyny to: mniejsza prędkość łączenia cząstek stałych i mniejsze straty dyfuzji aerozoli,
- można stwierdzić, że współczynnik rozcieńczenia $DF1$ ma większy wpływ na zmierzoną liczbę cząstek stałych niż zmiany temperatur TMD i TTC.

Podziękowania

Autorzy wyrażają wdzięczność instytucjom, które finansowo wspierały ich działalność: Szwajcarskiemu Federalnemu Urzędowi Środowiska, Szwajcarskiemu Federalnemu Urzędowi Energii, Swiss Oil oraz Swiss Lubes. Za dyskusje techniczne, inspiracje i pomoc podziękowania dla partnerów GasOMeP: dr. Norberta Heeb, EMPA; prof. dr. Heinza Burtschera, FHNW i dr. André Prévota, PSI.

Definitions end abbreviations/oznaczenia i skróty

AFHB	Abgasprüfstelle FH Biel, CH/laboratorium silników spalinowych i badań emisji spalin Berneńskiego Uniwersytetu Nauk Stosowanych Biel	FHNW	Fachhochschule Nord-West Schweiz/Północno-Zachodnia Wyższa Szkoła
ASET	Aerosol Sampling & Evaporation Tube/układ próbkowania i odparowywania	FOEN	Federal Office for Environment/Federalny Urząd Ochrony Środowiska
BAFU	Bundesamt für Umwelt, (see FOEN)/Niemiecki Urząd Ochrony Środowiska, (zob. FOEN)	GDI	gasoline direct injection/wtrysk bezpośredni benzyny
CLA	chemiluminescent analyzer/analizator chemiluminescencyjny	MD	Minidiluter/układ rozcieńczania spalin
CPC	condensation particle counter/układ zliczania cząstek skondensowanych	MFS	mass flow sensor/czujnik masowego natężenia przepływu
CVS	constant volume sampling/układ rozcieńczający spaliny powietrzem o stałym natężeniu przepływu	NP	Nanoparticles/nanocząstki < 999 nm
DF	dilution factor/współczynnik rozcieńczenia	nSMPS	nano SMPS/urządzenie do pomiaru rozkładu wymiarowego nanocząstek
DI	Direct Injection/wtrysk bezpośredni	PC	particle counts (integrated)/cząstki stałe
DMA	differential mobility analyzer/urządzenie do pomiaru rozkładu wymiarowego cząstek stałych	PMP	Particle Measuring Program/program pomiaru cząstek stałych
EC	Elemental Carbon/węgiel pierwiastkowy	PN	particle numbers/liczba cząstek stałych
EMPA	Eidgenössische Material Prüf- und Forschungsanstalt/Federalny Instytut Badań i Rozwoju Materiałów	PSD	particle size distribution/rozkład wymiarowy cząstek stałych
		PSI	Paul Scherrer Institute/Instytut Paula Scherrera
		SMPS	scanning mobility particle sizer/urządzenie do pomiaru rozkładu wymiarowego cząstek stałych
		SP	sampling position/miejsce poboru spalin
		TC	Thermoconditioner/układ kondycjonowania

Bibliography/Literatura

- [1] Sgro L.A. et al.: Investigating the origin of nuclei particles in GDI engine exhausts. *Combustion and Flame*, 2012. 159(4), p. 1687–1692.
- [2] Mayer A., Czerwinski J., Ulrich A., Mooney J.J.: Metal-Oxide Particles in Combustion Engine Exhaust. SAE Technical Paper 2010-01-0792.
- [3] Mayer A., Czerwinski J., Kasper M., Ulrich A., Mooney J.J.: Metal Oxide Particle Emissions from Diesel and Petrol Engines. SAE Technical Paper 2012-01-0841.
- [4] Ulrich A. et al.: Particle and metal emissions of diesel and gasoline engines are particle filters appropriate measures? Proceedings of the 16th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles 2012.
- [5] Buchholz B.A., Dibble R.W., Rich D., Cheng A.S. (ed.): Quantifying the contribution of lubrication oil carbon to particulate emissions from a diesel engine. SAE Technical Paper 2003-01-1987.
- [6] Sonntag D.B., Bailey Ch.R., Fulper C.R., Baldauf R.W.: Contribution of Lubricating Oil to Particulate Matter Emissions from Light-Duty Gasoline Vehicles in Kansas City. *Environment Science & Technology*, 27. Febr. 2012.
- [7] Bach C.: Emissionsvergleich verschiedener Antriebsarten in aktuellen Personenwagen. Untersuchung der Emissionen von aktuellen Personenwagen mit konventionellen und direkt-ingespritzten Benzinmotoren, Dieselmotoren mit und ohne Partikelfilter, sowie Erdgasmotoren. (Empa Final Report for Novatlantis and Bundesamt für Umwelt BAFU, in Empa Report 2007 (Novatlantis).
- [8] Bielaczyc P., Szczotka A., Woodburn J.: An overview of particulate matter emissions from modern light duty vehicles. *Combustion Engines*, No. 2/2013 (153), 101–108. ISSN 0138-0346.
- [9] Chan T.W., Meloche E., Kubsh J., Brezny R., Rosenblatt D., Rideout G.: Impact of Ambient Temperature on Gaseous and Particle Emissions from a Direct Injection Gasoline Vehicle and its Implications on Particle Filtration. SAE Technical Paper 2013-01-0527, Detroit, April 2013.
- [10] Mathis U., Kaegi R., Mohr M., Zenobi R.: TEM analysis of volatile nanoparticles from particle trap equipped diesel and direct-injection spark-ignition vehicles. *Atmospheric Environment* 38 (2004) 4347-4355, april 2004.
- [11] Lee K.O., Seong H., Sakai St., Hageman M., Rothamer D.: Detailed Morphological Properties of Nanoparticles from Gasoline Direct Injection Engine Combustion of Ethanol Blends. SAE Technical Paper 2013-24-0185, Napoli, September 2013.

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



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

Inż. Andreas Mayer – pracownik Termodynamicznej Techniki Maszyn (TTM), Szwajcaria.

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



Pierre Comte – AFHB, University of Applied Sciences, Biel-Bienne, Switzerland.

Pierre Comte – Uniwersytet Nauk Stosowanych, Biel-Bienne, Szwajcaria.

e-mail: pierre.comte@bfh.ch



Alejandro Keller, DEng. – School of Engineering, Institute of Aerosol and Sensor Technology.

Dr Alejandro Keller – Instytut Technologii Aerozoli oraz Czujników, Windisch, Szwajcaria.

e-mail: alejandro.keller@fhnw.ch



Detectability of gear damage in combustion engines through a vibroacoustic method

The paper presents a new methodology in vibroacoustic diagnostics of internal combustion engines during a cold test on the production line. This method utilizes order analysis of harmonic components of vibroacoustic signals taken from a combustion engine driven with an electric motor to identify the source of noise and vibration amplitude. The presented analysis of the harmonic orders was used to diagnose the damage of the gear teeth.

Key words: *vibroacoustics, cold test, gears, order analysis*

Wykrywalność uszkodzeń przekładni zębatej silników spalinowych metodami wibroakustycznymi

W artykule przedstawiono nową metodykę wibroakustycznej diagnostyki silnika spalinowego podczas testu zimnego na linii produkcyjnej. Wykorzystuje ona analizę rzędową składowych harmonicznym sygnału wibroakustycznego silnika spalinowego napędzanego silnikiem elektrycznym do identyfikacji źródła hałasu i amplitudy drgań. Zaprezentowaną analizę rzędów harmonicznym stosowano do diagnostyki uszkodzeń zębów koła zębatego przekładni silnika spalinowego.

Słowa kluczowe: *wibroakustyka, test zimny, koła zębate, analiza rzędów składowych harmonicznym*

1. Introduction

Diagnostics of automotive engines already begins in the production stage of the vehicles and is continually used in their operation [4, 5, 10, 12]. It is because quality, material and workmanship shortcomings in the production process may facilitate the occurrence of damage during operation leading to premature wear, excessive noise and increased fuel consumption.

Because of large quantities of manufactured engines, a cold test is most frequently performed in the production process where the combustion engine is driven by an electric motor. During the test, the operation of all engine components is tested along with the intake and exhaust parameters, engine fluids pressure and correct assembly [4]. To assess the correctness of operation of the entire engine, vibroacoustic sensors are used whose signals, upon processing in dedicated software, are used to evaluate the noise level, correct operation of individual mechanical systems or detect faulty engine parts or assembly defects [1, 6, 7, 9, 13].

Vibroacoustic signals have long been used to assess the condition of gear sets [1, 2, 3]. Experience gained in diagnosing gear sets allows identifying defective engine parts such as gears, camshafts balance shafts, etc.

It is noteworthy that modern combustion engines use gear sets to drive basic engine subassemblies as well as additional advanced systems such as balance shafts that counterbalance the forces of the second order. When toothed gears are manufactured, transported or finally fitted, a variety of anomalies may occur (faulty workmanship, mechanical damage or bad fitting). This results in defective engagement of the wheels which results in excessive noise, increased engine vibration amplitude and, consequently, premature wear of the parts. It is thus very important to eliminate defective parts at the stage of assembly or during the acceptance trials at the end of the assembly line. For the realization of this work, vibroacoustic

1. Wstęp

Diagnozowanie silników samochodowych rozpoczyna się już podczas produkcji samochodów i jest w sposób ciągły wykorzystywane w czasie ich eksploatacji [4, 5, 10, 12]. Wynika to z tego, że wszystkie braki jakościowe, materiałowe oraz montażowe w procesie produkcji mogą przyczynić się do wystąpienia uszkodzeń podczas eksploatacji, powodujących przyspieszone zużycie części, nadmierny hałas silnika oraz zwiększone zużycie paliwa.

Z uwagi na wielkoseryjność produkcji silników spalinowych, obecnie najczęściej w procesie produkcyjnym dokonywana jest kontrola silnika podczas tzw. testu zimnego, w którym silnik spalinowy napędzany jest silnikiem elektrycznym. W trakcie testu bada się działanie podstawowych układów silnika, parametry zasilania i wylotu, ciśnienia płynów silnikowych oraz poprawność montażu [4]. Do oceny prawidłowości działania całego silnika wykorzystuje się m.in. czujniki wibroakustyczne, których sygnały po obróbce w odpowiednich programach służą do oceny hałaśliwości całego silnika, oceny poprawności pracy układów mechanicznych czy też znalezienia wadliwych części silnika lub wad montażowych [1, 6, 7, 9, 13].

Sygnały wibroakustyczne od dawna wykorzystywane są do oceny przekładni zębatych [1, 2, 3]. Doświadczenia uzyskane z diagnostyki przekładni zębatych pozwalają również na rozpoznanie wadliwości części silnika spalinowego, takich jak koła zębate, wałki rozrządu, wałki wyrównowazające i inne.

Należy zaznaczyć, że we współczesnych silnikach spalinowych wykorzystuje się przekładnie zębate zarówno do napędu podstawowych układów silnika, jak i dodatkowych, wynikających z rozwoju technologii silnikowych, przykładowo – wałków wyrównowazających siły drugiego rzędu. Podczas wytwarzania kół zębatych, ich transportu oraz ostatecznego montażu mogą wystąpić różne anomalie, tj.

methods for the engine diagnostics in the cold test were used in the final assembly process.

2. The research object

The object of the investigations was a gear set transferring the power from the crankshaft to the balance shaft in a modern combustion engine (Fig. 1). During the experiment,

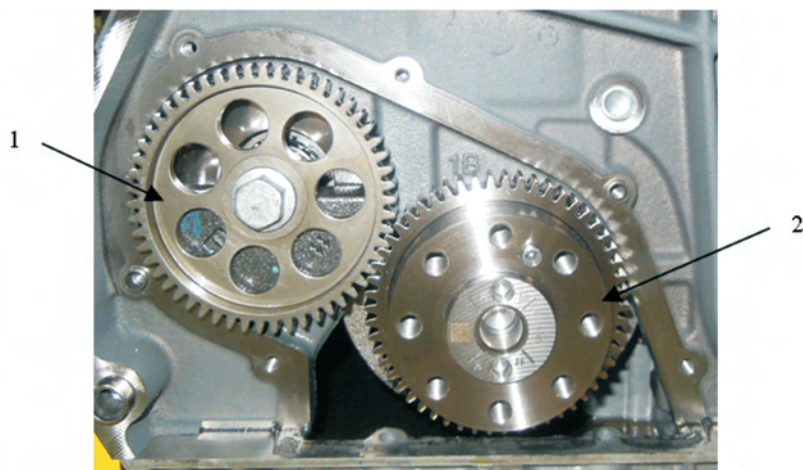


Fig. 1. Gear set of the ratio of 1:1 fitted in a spark ignition engine: 1 – toothed wheel of the balance shaft, 2 – crankshaft with a toothed flange

Rys. 1. Przekładnia zębata o przełożeniu 1:1 silnika samochodowego o zapłonie iskrowym: 1 – koło zębate wałka wyrównowazającego, 2 – wał korbowy z wieńcem zębatym

some sections of the passive toothed wheel of the balance shaft were intentionally damaged in order to determine the criteria and most reliable method of defective element separation.

The investigations were performed on the engine assembly line according to cold test procedures prescribed by the manufacturer. The engine vibroacoustic tests relied on piezoelectric sensors by PCB Piezotronics fitted in the engine body [12].

3. Analysis of the gear set operating conditions

The conditions for proper engagement of the wheel teeth have been shown in Fig. 2:

- the motion transferred from the active wheel to the passive wheel is realized evenly, i.e. the contact of the teeth is not interrupted (teeth remain engaged) [8, 11],

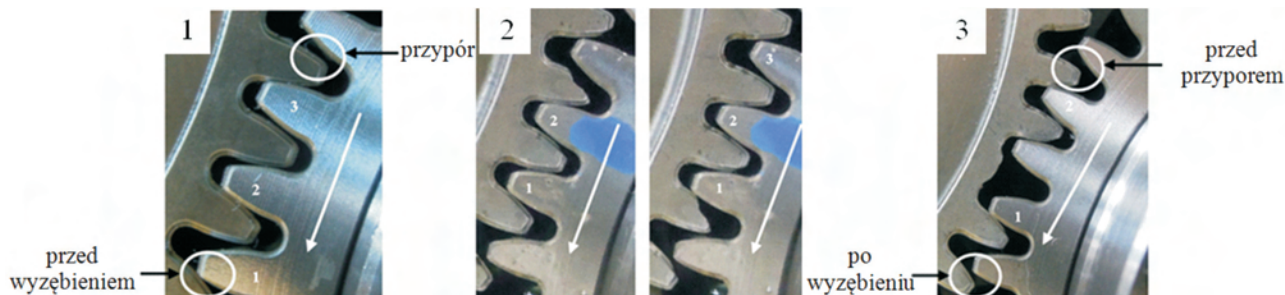


Fig. 2. Teeth contact: 1 – proper engagement of the teeth, 2 – chipped tooth, no contact between the teeth, 3 – missing tooth, no contact between the teeth

Rys. 2. Schemat współpracy zazębienia: 1 – prawidłowa współpraca zazębienia, 2 – ząb uszkodzony, przerwany styk zębów, 3 – brak zęba, brak styku zębów (wyzębienie – disengagement, przypór – engagement)

wadliwe wykonanie, uszkodzenie mechaniczne oraz wadliwy montaż. Powodują one nieprawidłową współpracę kół objawiającą się nadmiernym hałasem, zwiększoną amplitudą drgań silnika oraz w konsekwencji przyspieszonym zużyciem części. Z tego powodu ważna jest eliminacja wadliwych części na etapie montażu lub w trakcie prób odbiorczych produktu na końcu linii montażowej. Do realizacji niniejszej pracy wykorzystano metody wibroakustyczne do diagnostyki silników samochodowych podczas testu zimnego w trakcie końcowego procesu montażowego.

2. Obiekt badań

Obiektem badań była przekładnia zębata przenosząca napęd z wału korbowego na wałek wyrównowazający, nowoczesnego samochodowego silnika spalinowego o zapłonie iskrowym (rys. 1). Podczas eksperymentu dokonywano celowych uszkodzeń mechanicznych zębów biernego koła zębatego wałka wyrównowazającego w celu określenia kryteriów i najbardziej niezawodnej metody separacji braków.

Badania przeprowadzono w warunkach linii montażowej obecnie produkowanego silnika zgodnie z procedurami określonymi przez producenta dla testu zimnego. Pod-

czas testów wibroakustycznych silników wykorzystywano czujniki piezoelektryczne firmy PCB Piezotronics, umieszczone na korpusie [12].

3. Analiza warunków pracy przekładni

Warunki prawidłowej współpracy uzębień kół zębatych przedstawiono na rys. 2:

- ruch koła czynnego na bierne jest przenoszony równomiernie, czyli gdy przez cały czas trwania cyklu współpracy pary zębów występuje nieprzerwany styk zębów (przypór) [8, 11],
- przed wyzębieniem się jednej pary zębów następna para jest w przyporze [8],
- przełożenie jest niezienne w czasie współpracy każdej pary zębów, a zatem gdy stosunek prędkości kątowych jest stały [1, 8, 11].

- before disengaging one pair of teeth, the next pair is already engaged [8],
- the gear ratio is constant when the pairs of teeth engage, hence the angular velocity ratio is constant [1, 8, 11].

In the investigations, the authors analyzed the results of measurements of the engine body vibrations for the following data:

- data from the entire range of harmonic components (0–200 Ord) [12],
- maximum and average values of vibrations in the ranges of 10 harmonic orders (division into 20 classes),
- individual harmonic orders (basic orders: 54, 108 and 162 and the orders for new operating conditions–wheels with teeth removed),
- image orders (e.g. 54 ± 1).

During the vibroacoustic diagnostics, the frequencies are correlated with their corresponding sources e.g. engine speed with engagement of the teeth in the gear sets. It is usually possible to identify the first and the second harmonic originating in the basic vibrations generated following periodical vibrations whose course is not ideally sinusoidal.

Based on earlier analyses of vibroacoustic signals, the authors observed that around the frequency of the tooth engagement and its harmonics, image frequencies are generated caused by periodical changes. The image frequency bands appear at the engagement frequencies (f_z) (\pm the frequency of the gear set rotation (f_p)), for the harmonic of the gear set rotation ($2f_p$) and farther as well as for the harmonics of the tooth engagement ($2f_z$) etc. [9].

The frequencies of the image bands can be notated as follows:

$$f_z \pm f_p \quad f_z \pm 2f_p \quad f_z \pm 3f_p \quad (1)$$

$$f_z \pm f_p \quad 2f_z \pm f_p \quad 3f_z \pm f_p \quad (2)$$

Below, an example calculation has been presented of the frequency of a gear set of $z = 54$ operating at the speed of $n = 1000$ rpm (Fig. 3):

$$f_p = n/60, \quad f_p = 16.7 \text{ Hz} \quad (3)$$

$$f_z = f_p \cdot z \quad f_z = 900 \text{ Hz} \quad (4)$$

Table 1. Change of the image frequencies into image orders (variable teeth engagement frequencies)

Tabela 1. Zamiana częstotliwości lustrzanych na rzędy lustrzane (zmienne częstotliwości zazębienia)

Rotational speed/ prędkość obrotowa [rpm]	Image frequency/ częstotliwość lustrzana [Hz]	Image orders/rzędy lustrzane [Ord]
1000	900±16.7	54±1
1500	1350±25	54±1
2000	1800±33.3	54±1
2500	2250±41.7	54±1
3000	2700±50	54±1

W badaniach analizowano wyniki pomiarów drgań korpusu dla następujących danych:

- z całego zakresu rzędów składowych harmonicznymi (0–200 Ord) [12],
- maksymalnych i średnich wartości drgań w przedziałach po 10 rzędów harmonicznymi (podział na 20 tzw. klas),
- pojedynczych rzędów harmonicznymi (rzędy podstawowe: 54, 108 i 162 oraz rzędy dla nowych warunków pracy – koła bez zębów),
- rzędów lustrzanych (np. 54 ± 1).

Podczas diagnostyki wibroakustycznej częstotliwości korelowane są z odpowiadającymi im źródłami pochodzenia, np. z prędkością obrotową wału korbowego oraz z zazębieniem się par kół zębatych. Warto zaznaczyć, że prawie zawsze można zidentyfikować również pierwsze i drugie harmoniczne pochodzące od drgań podstawowych, powstałych w wyniku drgań okresowych, których przebieg nie jest idealnie sinusoidalny.

W wyniku wcześniejszych analiz sygnałów wibroakustycznych stwierdzono, że wokół częstotliwości „zazębienia” i jej harmonicznymi powstają również częstotliwości lustrzane, spowodowane zmianami okresowymi. Pasma lustrzane pojawiają się przy częstotliwościach zazębienia (f_z) \pm częstotliwość obrotu przekładni (f_p), jak również dla harmonicznymi obrotu przekładni ($2f_p$) i dalszych oraz dla harmonicznymi zazębienia ($2f_z$) itd. [9].

Częstotliwości pasm lustrzanych możemy zapisać w postaci (1) i (2).

Poniżej przedstawiono przykładowe obliczenie częstotliwości przekładni zębatej o liczbie zębów $z = 54$ pracującej z prędkością obrotową $n = 1000$ obr/min (rys. 3), wzory (3) i (4).

W tabelach 1 i 2 podano częstotliwości oraz rzędy lustrzane wyliczone z wzorów (1) i (2), które były analizowane w czasie badań diagnostyki przekładni.

4. Opis eksperymentu

Celem eksperymentu była próba klasyfikacji rodzaju i stopnia uszkodzeń zębów kół przekładni, w wyniku zmian warunków prawidłowej współpracy uzębienia kół zębatych, wykorzystująca do tego celu analizę rzędów (ang. Order Analysis), czyli analizę synchroniczną [12].

Dokonano czterech typów uszkodzeń mechanicznych zębów koła: uszkodzenie jednego zęba, usunięcie jednego zęba, usunięcie czterech zębów oraz uszkodzenie powierzchni wszystkich zębów wykonane szlifierką kątową.

Table 2. Change of the image frequencies into image orders (variable frequencies of the gear set rotation)

Tabela 2. Zamiana częstotliwości lustrzanych na rzędy lustrzane (zmienne częstotliwości obrotu przekładni)

Rotational speed/ prędkość obrotowa [rpm]	Image frequency/czę- stotliwość lustrzana [Hz]	Image orders/rzędy lustrzane [Ord]
1000	900±16.7	54±1
1000	900±33.3	54±2
1000	900±50.0	54±3

In Tables 1 and 2 frequencies and image orders have been given calculated from formulas (1) and (2), that were analyzed during the diagnostic tests of the gear set.

4. Description of the experiment

The aim of the experiment was an attempt to classify the type and extent of damage of the wheel teeth (resulting from the changes of the conditions of proper wheel engagement) through order analysis i.e. synchronous analysis [12].

Four types of mechanical damage of the wheel teeth were performed: chipping of a single tooth, removing a single tooth, removal of four teeth and damaging of the surface of all teeth with a disc grinder.

4.1. Toothed wheel with a chipped tooth

The wheel with the chipped tooth has been shown in Fig. 4 and the vibroacoustic signal in Fig. 5 (yellow denotes the damaged wheel).

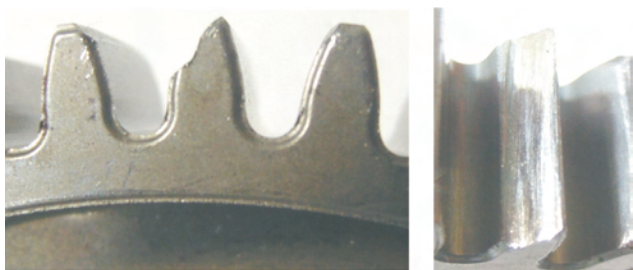


Fig. 4. Chipped tooth of the wheel of the balance shaft

Rys. 4. Koło zębate wałka wyrównowazającego z uszkodzonym zębem

4.2. Toothed wheel with a single tooth removed

The wheel with the tooth removed has been shown in Fig. 6 and the vibroacoustic signal against 100 trials of good engines in Fig. 7.

4.3. Toothed wheel with four teeth removed evenly on the circumference

The wheel with four teeth removed has been shown in Fig. 8 and the vibroacoustic signal in Fig. 9. The teeth were removed symmetrically on the circumference every circa 90°.

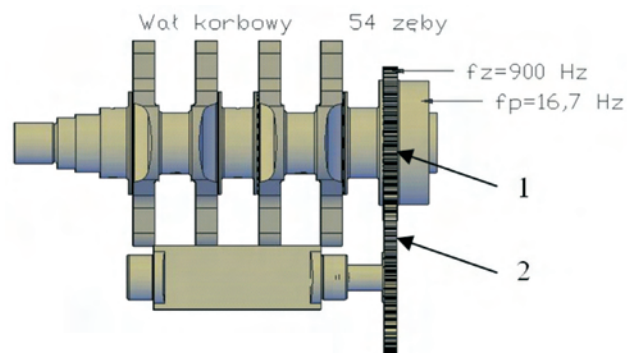


Fig. 3. Schematics of the gear set of the ratio of 1:1 used in the tested engine: 1 – crankshaft with a toothed flange, 2 – toothed wheel of the balance shaft

Rys. 3. Schemat przekładni zębatej o przelozeniu 1:1 stosowanej w badanym silniku: 1 – wał korbowy z wieńcem zębatym, 2 – koło zębate wałka wyrównowazającego (wał korbowy – crankshaft, zęby – teeth)

4.1. Koło zębate z uszkodzonym zębem

Koło z uszkodzonym zębem przedstawiono na rys. 4, a sygnał wibroakustyczny na rys. 5 (kolorem żółtym oznaczono sygnał koła uszkodzonego).



Fig. 6. Damaged toothed wheel of the balance shaft (single tooth removed)

Rys. 6. Koło zębate wałka wyrównowazającego z wylamanym zębem

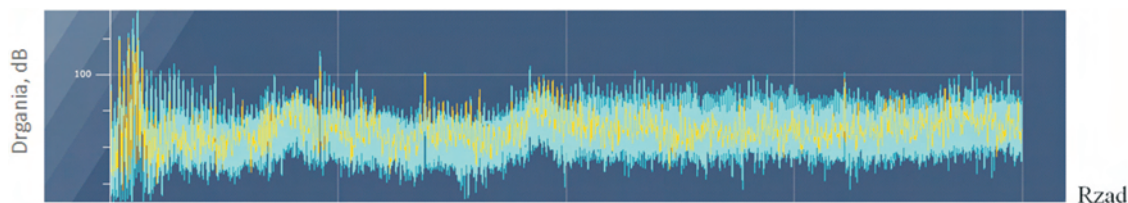


Fig. 5. Vibrations of the engine body (chipped tooth of the wheel, yellow color) against 100 trials of good engines

Rys. 5. Drgania korpusu silnika z uszkodzonym zębem (kolor żółty) na tle 100 prób silników prawidłowych (drżania – vibrations, rząd – order)

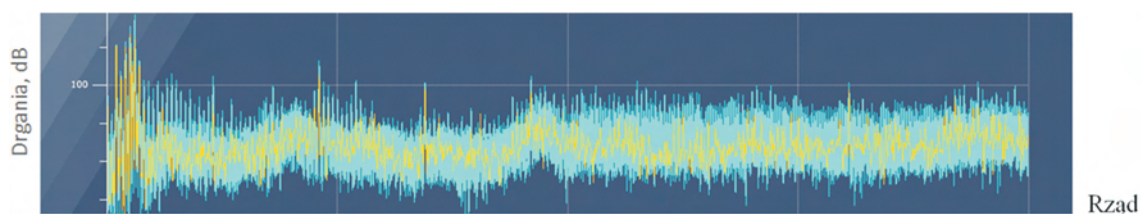


Fig. 7. Vibrations of the engine body (damaged wheel with a single tooth removed, yellow color) against 100 trials of good engines

Rys. 7. Drgania korpusu silnika z wylamanym zębem (kolor żółty) na tle 100 prób silników prawidłowych (drżania – vibrations, rząd – order)



Fig. 8. Toothed wheel of the balance shaft with four teeth removed
Rys. 8. Koło zębate wałka wyrównowazającego bez czterech zębów

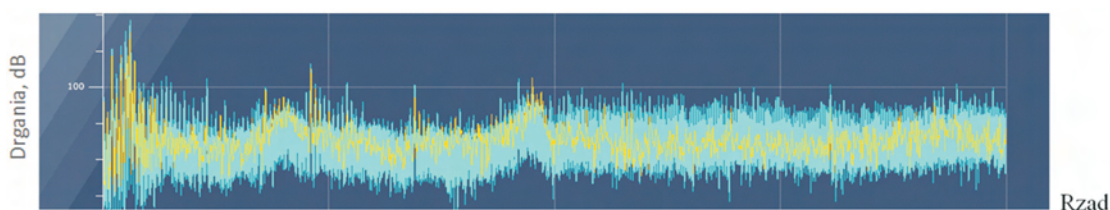


Fig. 9. Vibrations of the engine body (damaged wheel with four teeth removed, yellow color) against 100 trials of good engines
Rys. 9. Drgania korpusu silnika z kołem bez czterech zębów (kolor żółty) na tle 100 prób silników prawidłowych (drżania – vibrations, rząd – order)

4.4. Toothed wheel damaged with a disc grinder

The wheel with the teeth surface damaged has been shown in Fig. 10 and the vibroacoustic signal in Fig. 11.



Fig. 10. Toothed wheel with the teeth surface mechanically damaged with a disc grinder

Rys. 10. Koło zębate z powierzchnią zębów uszkodzonych mechanicznie szlifierką kątową

5. Analysis of the results

5.1. The limits curve (the entire range of harmonic components)

The measurement covered the entire harmonic range from 0 to 200 Ord (Fig. 12) and the determined percent value denotes part of the curve above the earlier set limits curve (a rule was applied that 0% denotes the entire curve below the limits curve and 100% – the entire curve is above the limits curve).

The values of the vibrations for the entire interval of the harmonic orders (0–200 Ord) exceeding the limits curve are as follows (Fig. 12):

- wheel with a chipped tooth – 7.64%,
- wheel with a single tooth removed – 4.38%,

4.2. Koło zębate z wylamanym zębem

Koło z wylamanym zębem przedstawiono na rys. 6, a sygnał wibroakustyczny na tle sygnałów 100 silników zakwalifikowanych jako prawidłowe na rys. 7.

4.3. Koło zębate bez czterech zębów wylamanych równomiernie na obwodzie

Koło z brakiem czterech zębów przedstawiono na rys. 8, a sygnał wibroakustyczny na rys. 9. Zęby usunięto symetrycznie na obwodzie co ok. 90°.

4.4. Koło zębate z uszkodzoną powierzchnią zębów za pomocą szlifierki kątowej

Koło z uszkodzonymi powierzchniami zębów przedstawiono na rys. 10, a sygnał wibroakustyczny na rys. 11.

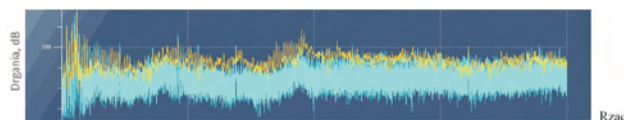


Fig. 11. Vibrations of the engine body (teeth damaged with a disc grinder, yellow color) against 100 trials of good engines

Rys. 11. Drgania korpusu silnika z kołem o uszkodzonej powierzchni zębów (kolor żółty) na tle 100 prób silników kwalifikowanych jako prawidłowe (drżania – vibrations, rząd – order)

5. Analiza wyników badań

5.1. Krzywa limitu (cały zakres rzędów składowych harmonicznych)

Dokonany pomiar obejmuje zakres rzędów harmonicznych od 0 do 200 Ord (rys. 12), a określona wartość procentowa oznacza część krzywej powyżej ustalonej wcześniej krzywej limitu (stosowano przy tym zasadę, że 0% oznacza, iż cała krzywa drgań znajduje się pod krzywą limitów, 100% – cała krzywa jest powyżej wyznaczonej krzywej limitów).

Wartości drgań dla całego przedziału rzędów harmonicznych (0–200 Ord) przekraczające krzywą limitów są następujące (rys. 12):

- koło z uszkodzonym zębem – 7,64%,
- koło bez jednego zęba – 4,38%,
- koło bez czterech zębów – 7,39%,
- koło z uszkodzonymi zębami szlifierką kątową – 66,77%.

- wheel with four teeth removed – 7.39%,
- wheel with the teeth damaged with a disc grinder – 66.77%.

From the analysis it results that the engine vibrations (wheel damaged with a disc grinder) are much different from the rest, which is a consequence of serious damage of the surface of all teeth.

5.2. Maximum values of the harmonic orders (division into classes)

In the further part of the investigations, an analysis of the measurement was performed covering the range of harmonic orders from 0 to 200 Ord divided into twenty intervals, 10 orders each (classes). The result of the analysis was the maximum vibrations amplitude for a given interval (max) given in dB. Figure 13 presents an example 1st, 5th and 10th interval.

The results for the maximum values in individual classes shown in Fig. 14 also present high values of vibrations for the teeth damaged with a disc grinder.

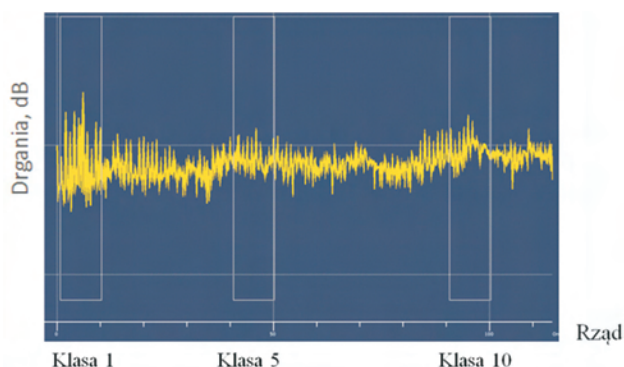


Fig. 13. Vibrations of the engine body – curve for the orders from the entire range (0–200 Ord) for the wheel with the teeth damaged with a disc grinder

Rys. 13. Drgania korpusu – krzywa dla rzędów z całego zakresu (0–200 Ord) dla koła z zębami uszkodzonymi szlifierką kątową (drżania – vibrations, rząd – order, klasa – class)

5.3. Average values of harmonic orders (division into classes)

The division of the entire range of harmonic orders from 0 to 200 Ord into twenty intervals, 10 orders each (classes) enables determining the average vibrations amplitude for a given interval in dB. The results of the average vibrations value for the investigated cases of damage have been shown in Fig. 15.

The analysis of the average value for individual classes indicates an more distinct increase in the vibrations level for the investigated types of damage (Fig. 15).

5.4. Analysis of individual components of harmonic orders

The performed measurements covered individual components of harmonic orders selected in the interval 0–200 Ord (Fig. 16, example of measurements of order 54). The result was the value of the vibrations amplitude for a given harmonic order in dB.

Z analizy wyników wynika, że drżania silnika z kołem uszkodzonym szlifierką kątową odbiegają znacznie od pozostałych, co jest konsekwencją znacznych uszkodzeń powierzchni wszystkich zębów.

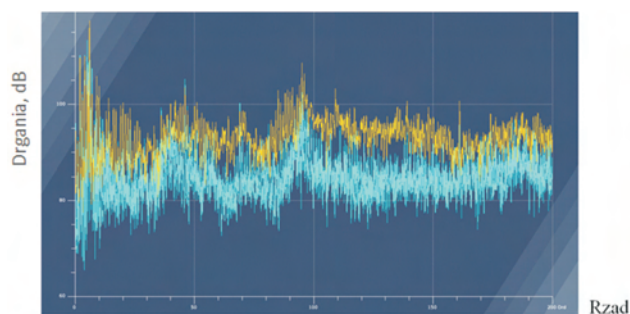


Fig. 12. Vibrations of the engine body – curve for the orders from the entire range (0–200 Ord) – yellow curve – for the wheel with the teeth damaged with a disc grinder, the limits curve are marked blue

Rys. 12. Drgania korpusu silnika – krzywa dla rzędów z całego zakresu (0–200 Ord): krzywa żółta – dla koła z uszkodzonymi zębami szlifierką kątową, krzywa niebieski (drżania – vibrations, rząd – order)

5.2. Maksymalne wartości rzędów harmoniczných (podział na klasy)

W dalszej części badań wykonano analizę pomiaru obejmującego zakres rzędów harmoniczných od 0 do 200 Ord podzielonych na dwadzieścia przedziałów po 10 rzędów (tzw. klasy). Wynikiem analizy jest maksymalna wartość amplitudy drgań dla danego przedziału (max) w dB. Rysunek 13 przedstawia przykładowy przedział pierwszy, piąty i dziesiąty.

Wyniki dla maksymalnych wartości w poszczególnych klasach przedstawione na rys. 14 pokazują również wysokie wartości drgań dla zębów uszkodzonych szlifierką kątową.

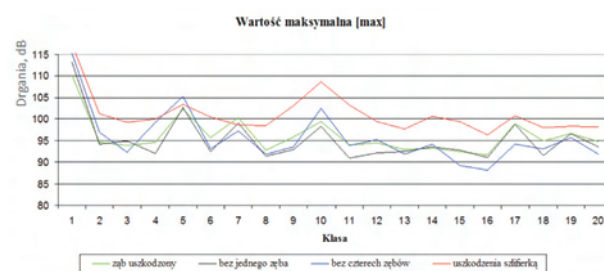


Fig. 14. Maximum values of the engine vibrations amplitude in individual classes

Rys. 14. Maksymalne wartości amplitudy drgań kadłuba silnika w poszczególnych klasach (drżania – vibrations, wartość maksymalna – maximum value, zab uszkodzony – chipped tooth, bez jednego zęba – single tooth removed, bez czterech zębów – four teeth removed, uszkodzenia szlifierką – damaged with a disc grinder)

5.3. Średnie wartości rzędów harmoniczných (podział na klasy)

Podział całego zakresu rzędów harmoniczných od 0 do 200 Ord na dwadzieścia przedziałów po 10 rzędów (klasy) umożliwia określenie średniej wartości amplitudy drgań dla danego przedziału w dB. Wyniki średniej wartości drgań dla badanych przypadków uszkodzeń przedstawiono na rys. 15.

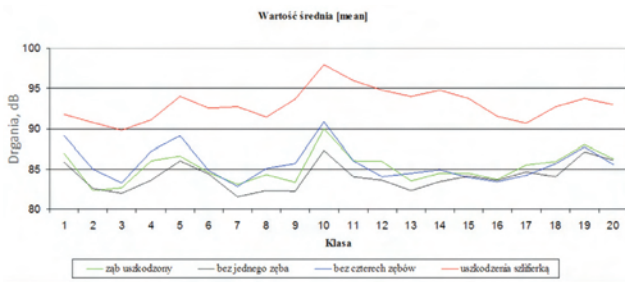


Fig. 15. Average values of engine vibrations amplitude in individual classes

Rys. 15. Wartości średnie amplitudy drgań kadłuba silnika w poszczególnych klasach (drgania – vibrations, wartość średnia – average value, zęb uszkodzony – chipped tooth, bez jednego zęba – single tooth removed, bez czterech zębów – four teeth removed, uszkodzenia szlifierką – damaged with a disc grinder)

The analysis of the harmonic orders for wheel with the teeth removed

The toothed wheel that has all 54 teeth is controlled in the system by measuring the harmonic orders of the same value following the appearance of 54 signals of identical moment of generation during a single wheel rotation.

Because of the removal of one tooth, the wheel with 53 teeth cannot be controlled by measuring of the harmonic order of 53 because the signals are not periodical (missing tooth 54 whose presence would ensure periodicity). New orders must thus be found for the modified conditions that will maintain the periodicity of the signal. Figures 17 and 18 present the method of determining of new orders for the discussed case.

The wheel with four teeth removed, as per the schematics shown in Fig. 8 (signal: 12 teeth – tooth missing, 13 teeth – tooth missing, 12 teeth – tooth missing, 13 teeth – tooth missing) shows signals as presented in Fig. 17.

The wheel with a single tooth removed (53 teeth – one tooth missing) shows signals as presented in Fig. 18.

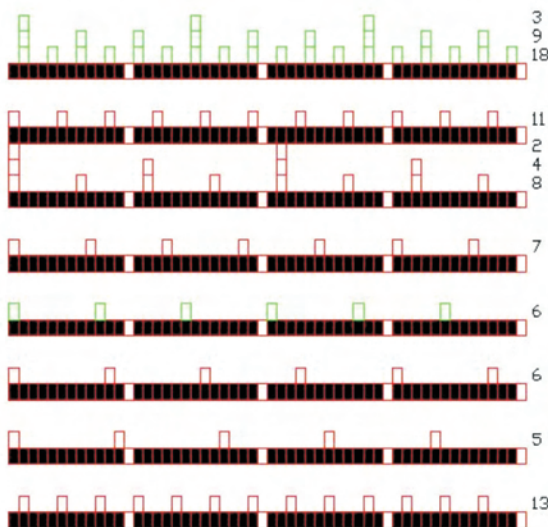


Fig. 17. Orders for the wheel with four teeth removed

Rys. 17. Rzędy dla koła bez 4 zębów

Analiza średniej wartości dla poszczególnych klas wskazuje na wyraźniejszy wzrost drgań dla badanych uszkodzeń kół (rys. 15).

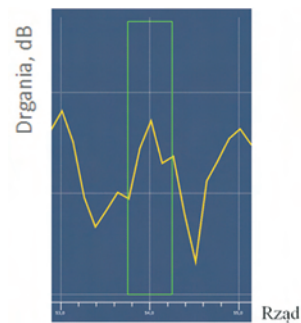


Fig. 16. Engine block vibrations – measurement of the harmonic orders 54 (green – limits window)

Rys. 16. Drgania kadłuba silnika – pomiar rzędu harmonicznego 54 (kolor zielony – okienko limitów) (drgania – vibrations, rząd – order)

5.4. Analiza pojedynczych rzędów składowych harmonicznich

Dokonane pomiary obejmują pojedyncze rzędy składowych harmonicznich wybrane w przedziale 0–200 Ord (rys. 16, przykład pomiaru rzędu numer 54). Wynikiem jest wartość amplitudy drgań dla danego rzędu harmonicznego w dB.

Analiza rzędów harmonicznich dla kół z wyłamanymi zębami

Koło zębate mające wszystkie 54 zęby kontrolowane jest w systemie przez pomiar rzędów harmonicznich o tej samej wartości w wyniku pojawiania się 54 sygnałów o jednakowym okresie powstawania podczas jednego obrotu koła.

W wyniku wyłamania jednego zęba koło o 53 zębach nie może być kontrolowane przez pomiar rzędu harmonicznego o wartości 53, ponieważ sygnały nie są okresowe (brak zęba 54., który zapewniałby okresowość). Należy zatem znaleźć nowe rzędy dla zmienionych warunków pracy, które zachowają okresowość sygnału. Na rysunkach 17 i 18 przedstawiono sposób ustalania nowych rzędów dla omawianego przypadku.

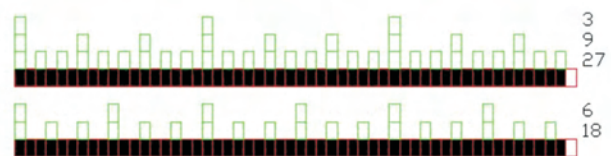


Fig. 18. Orders for the wheel with a single tooth removed (a fragment)

Rys. 18. Rzędy dla koła bez 1 zęba (fragment)

Koło bez czterech zębów wg schematu pokazanego na rys. 8 (sygnał: 12 zębów–brak zęba, 13 zębów–brak zęba, 12 zębów–brak zęba, 13 zębów–brak zęba) wykazuje sygnały takie, jak pokazano na rys. 17.

Koło bez jednego zęba (53 zęby–brak zęba) wykazuje sygnały takie, jak pokazano na rys. 18.

At maximum, for the wheel with four teeth removed, instead of order 54 order 18 is obtained. Then, its two harmonics 36 and 54 are assumed and the missing order 36 is introduced in the test. The results have been shown in Table 3.

For the wheel with a single tooth removed instead of order 54 order 27 is obtained at maximum. Analogically, its two harmonics 54 and 81 are assumed and the missing order 81 is introduced in the test. The results have been presented in table 4.

For order 54 (tab. 5), the vibrations increase with the level of damage. According to the above presented analysis, for the new engagement conditions the vibrations are the effect of:

- a damaged tooth – basic order for 54 teeth,
- a single tooth removed – as per the above analysis of orders, I harmonic of order 27,
- with four teeth removed – as per the above analysis of orders, II harmonic of order 18,
- damage with a disc grinder – high vibrations amplitudes resulting from severe tooth damage.

Image orders analysis

Order 54

Vibrations around order 54 are correct for all cases of the wheel damage. The highest vibrations amplitude is obtained for order 54 and is gradually decreasing as the distance from this order increases (54 ± 1 , 54 ± 2 and 54 ± 3) – Fig. 19.

Dla koła bez 4 zębów zamiast rzędu 54 uzyskuje się maksymalnie rząd 18, następnie przyjmuje się jego dwie harmoniczne 36 i 54 i wprowadza do testu brakujący rząd 36. Wyniki przedstawiono w tab. 3.

Dla koła bez jednego zęba zamiast rzędu 54 uzyskuje się maksymalnie rząd 27; analogicznie przyjmuje się jego dwie harmoniczne 54 i 81 i wprowadza do testu brakujący rząd 81. Wyniki przedstawiono w tab. 4.

Dla rzędu 54 (tab. 5) wraz ze wzrostem stopnia uszkodzeń następuje również wzrost drgań. Według przedstawionej powyższej analizy dla nowych warunków współpracy drgania są efektem:

- ząb uszkodzony – rząd podstawowy dla 54 zębów,
- bez 1 zęba – wg powyższej analizy rządów, I harmoniczna rzędu 27,
- bez 4 zębów – wg powyższej analizy rządów, II harmoniczna rzędu 18,
- uszkodzenia szlifierką – wysokie amplitudy drgań w wyniku bardzo dużych uszkodzeń zębów.

Analiza rządów lustrzanych

Order 54

Drgania wokół rzędu 54 zachowują się prawidłowo dla wszystkich przypadków uszkodzeń zębów koła przekładni silnika. Najwyższą amplitudę drgań uzyskano dla rzędu 54 i są one stopniowo malejące w miarę oddalania się od niego (54 ± 1 , 54 ± 2 i 54 ± 3) – rys. 19.

Table 3. Results of vibrations for special orders (toothed wheel with four teeth removed)

Tabela 3. Wyniki drgań dla rządów specjalnych (koło zębate bez 4 zębów)

Order/rzqd	Unit/jednostka	A damaged tooth/ząb uszkodzony	A single tooth removed/brak jednego zęba	Four teeth removed/brak 4 zębów	Teeth damaged with a disc grinder/uszkodzenie zębów szlifierką
Order 018	dB [-]	92.27	86.141	87.375	91.226
Order 036	dB [-]	89.589	90.792	99.337	97.793
Order 054	dB [-]	89.225	91.322	93.077	97.195

Table 4. Results of vibrations for special orders (toothed wheel with a single tooth removed)

Tabela 4. Wyniki drgań dla rządów specjalnych (koło zębate bez jednego zęba)

Order/rzqd	Unit/jednostka	A damaged tooth/ząb uszkodzony	A single tooth removed/brak jednego zęba	Four teeth removed/brak 4 zębów	Teeth damaged with a disc grinder/uszkodzenie zębów szlifierką
Order 027	dB [-]	88.196	88.498	89.951	95.302
Order 054	dB [-]	89.225	91.322	93.077	97.195
Order 081	dB [-]	95.832	92.387	88.048	93.39

Table 5. Vibrations results for basic orders

Tabela 5. Wyniki drgań dla rządów podstawowych

Order/rzqd	Unit/jednostka	A damaged tooth/ząb uszkodzony	A single tooth removed/brak jednego zęba	Four teeth removed/brak 4 zębów	Teeth damaged with a disc grinder/uszkodzenie zębów szlifierką
Order 054	dB [-]	89.225	91.322	93.077	97.195
Order 108	dB [-]	88.407	83.712	86.648	97.811
Order 162	dB [-]	83.304	86.793	82.657	91.128

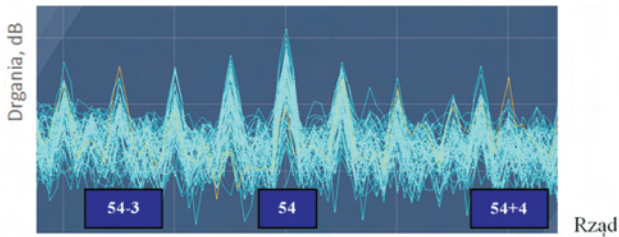


Fig. 19. Harmonic order 54 – chipped tooth

Rys. 19. Rząd harmoniczny 54 – uszkodzony zęb (drżania – vibrations, rząd – order)

Order 81

A very high amplitude level has been observed for order 81 (the wheel with the damaged tooth – yellow curve). The distortions around the image orders appear as the damage progresses – Figs. 20, 21.

Order 36

Similar changes occur for the wheel with four teeth removed and the one damaged with a disc grinder. The vibrations amplitudes increase with the level of damage on the right side of the image of order 36 (yellow curve). Order 33 also shows a high level of vibrations – Fig. 22.

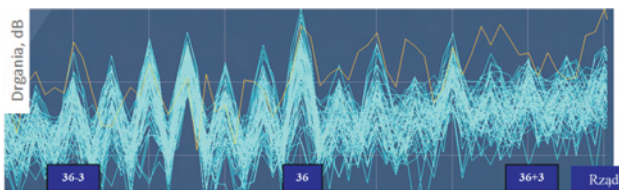


Fig. 22. Harmonic order 36 – teeth damaged with a disc grinder

Rys. 22. Rząd harmoniczny 36 – zęby koła uszkodzone szlifierką kątową (drżania – vibrations, rząd – order)

Order 108

Vibrations for the image harmonic orders to 108 Ord increase with the distance from the central harmonic order – Fig. 23.

Order 162

A lack of vibration symmetry around harmonic order 162 has been observed. Harmonic image orders are difficult to define because of high vibrations amplitude for order 161 – Fig. 24.

Order 27

Vibrations around harmonic order 27 are correct – Fig. 25.

6. Conclusions

1. The diagnostic efficiency of three analyzed vibration curves has been compared in the paper:
 - the limits curve (entire range of orders of harmonic components);
 - the curve of the maximum vibrations amplitude for a group of selected harmonic orders (division into classes);
 - average values of the harmonic orders in a group (division into classes).

Order 81

Zaobserwowano bardzo wysoką wartość amplitudy drgań dla rzędu 81 (koło z uszkodzonym zębem – krzywa żółta). W miarę wzrostu uszkodzenia następuje pojawianie się zakłóceń wokół rzędów lustrzanych – rys. 20 i 21.

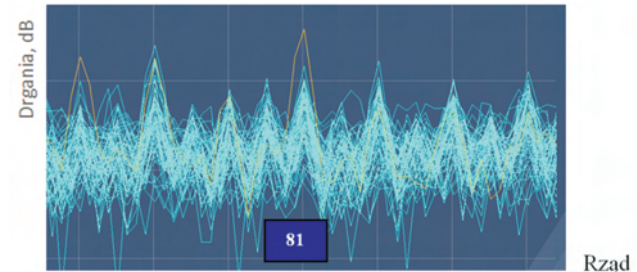


Fig. 20. Harmonic order 81 – wheel with the chipped tooth

Rys. 20. Rząd harmoniczny 81 – koło z uszkodzonym zębem

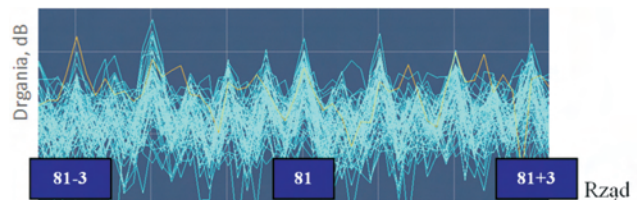


Fig. 21. Harmonic order 81 – wheel with four teeth removed

Rys. 21. Rząd harmoniczny 81 – koło bez czterech zębów (drżania – vibrations, rząd – order)

Order 36

Podobne zmiany występują dla koła bez 4. zębów oraz uszkodzonego szlifierką kątową. Wraz ze wzrostem uszkodzeń wzrastają amplitudy drgań po prawej stronie odbicia rzędu 36 (krzywa żółta). Rząd 33 wykazuje również wysoki poziom drgań – rys. 22.

Order 108

Drgania dla rzędów harmonicznym lustrzanym do 108 Ord wzrastają w miarę oddalania się od centralnego rzędu harmonicznego – rys. 23.

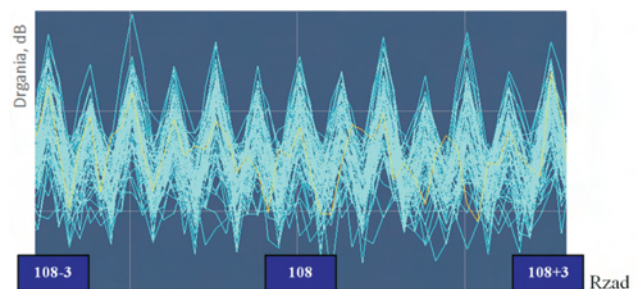


Fig. 23. Harmonic order 108 for the wheel with the chipped tooth

Rys. 23. Rząd harmoniczny 108 dla koła z uszkodzonym zębem (drżania – vibrations, rząd – order)

Order 162

Wokół rzędu harmonicznego 162 obserwowano brak symetrii drgań – rys. 24. Rzędy harmoniczne lustrzane są trudne do zdefiniowania w wyniku wysokich amplitud drgań dla rzędu 161.

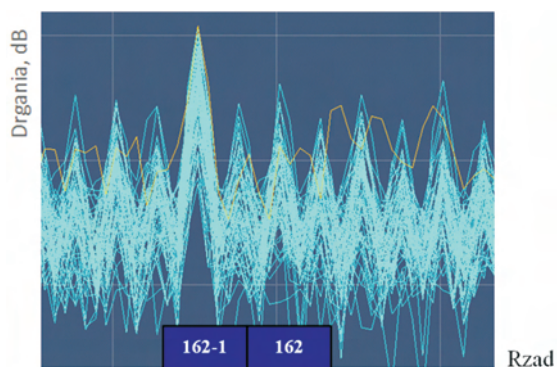


Fig. 24. Harmonic order 162 – teeth damaged with a disc grinder
 Rys. 24. Rząd harmoniczny 162 – zęby uszkodzone szlifierką kątową
 (drgania – vibrations, rząd – order)

For the limits curve and the curve of average values of harmonic orders, the vibrations of the wheel with the teeth damaged with a disc grinder are much higher compared to the rest of the investigated cases. These differences are much smaller in the graph representing the maximum values of the vibrations amplitudes of the harmonic orders. The analysis of the three results above indicates that distinguishing the rest of the anomalies is most conspicuous in the graph representing the average values of the order when divided into classes.

The limits curve and the curve of the maximum values of the orders shows a significant growth of the vibrations amplitudes for gear sets with a toothed wheel damaged with a disc grinder, yet, despite severe damage, they are not visible in the entire range from 0 to 200 Ord. For the order curve 2/3 of its area is above the limit and for the curve of maximum orders, there are portions where the curves cross with the curves of other types of damage (less impact on the engine noise level). Only the average value of the orders divided into classes has a significant difference from the others in the results for the ‘disc grinder’ type of damage and the difference is a minimum of 5 dB in the entire range from 0 to 200 Ord.

- For the basic orders (54 and harmonics 108 and 162) the vibrations should increase with the progressing damage. An exact reflection of the above statement is presented by the order that is the most important one for the investigated gear set i.e.: order 54. Further damage results in a growth of the vibrations amplitudes by 2 dB and for the disc grinder type of damage by 4 dB. For the harmonic orders, the vibrations of the wheel with the teeth damaged with a disc grinder are clearly higher than the rest of the investigated, less severely damaged wheels.
- The usefulness of image orders in vibroacoustic diagnostics has not been fully defined. The presence of high vibrations amplitudes for order 161 (next to II harmonic of order 54) for all tested engines and the increased value of the vibrations for order 81 for the wheel with the chipped tooth are worth noting and are to undergo further analysis.

Order 27

Drgania wokół rzędu harmonicznego 27 zachowują się prawidłowo – rys. 25.

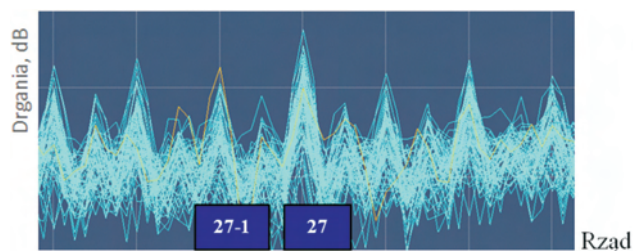


Fig. 25. Harmonic order 27 – wheel with four teeth removed
 Rys. 25. Rząd harmoniczny 27 – koło bez czterech zębów (drgania – vibrations, rząd – order)

6. Podsumowanie

1. W pracy porównano skuteczność diagnostyczną trzech analizowanych krzywych drgań:

- krzywej limitu (cały zakres rzędów składowych harmonicznym);
- krzywej maksymalnej wartości amplitudy drgań dla grupy wybranych rzędów harmonicznym (podział na tzw. klasy);
- średnie wartości rzędów harmonicznym w grupie (podział na klasy).

Dla krzywej limitów oraz średnich wartości rzędów harmonicznym drgania koła z zębami uszkodzonymi szlifierką kątową są znacznie większe od pozostałych badanych przypadków uszkodzeń. Na wykresie maksymalnych wartości amplitudy drgań rzędów harmonicznym te różnice są znacznie mniejsze. Analiza trzech powyższych wyników badań wskazuje, że wyodrębnienie pozostałych anomalii zębów jest najbardziej widoczne na wykresie średnich wartości rzędów przy podziale na klasy.

Krzywa limitów oraz maksymalnych wartości rzędów pokazuje znaczny wzrost amplitudy drgań dla przekładni z uszkodzonym kołem zębatym za pomocą szlifierki kątownej, ale mimo znacznych uszkodzeń nie są one widoczne na całym przedziale od 0 do 200 Ord. Dla krzywej rzędów 2/3 jej obszaru jest powyżej limitu, a dla krzywej maksymalnych rzędów są fragmenty przecinania się z krzywymi z innymi uszkodzeniami (wpływającymi w mniejszym stopniu na głośność silnika). Tylko średnia wartość rzędów z podziałami na klasy ukazuje znaczącą różnicę w wynikach dla uszkodzeń zębów szlifierką kątową od pozostałych, a ich różnica jest w wielkości min 5 dB w całym przedziale od 0 do 200 Ord.

2. Dla rzędów podstawowych (54 oraz harmoniczne 108 i 162) wraz ze wzrostem uszkodzeń zębów powinny wzrastać drgania. Dokładne odzwierciedlenie powyższej tezy przedstawia rząd najważniejszy dla badanej przekładni – rząd 54. Kolejne uszkodzenia powodują wzrost amplitudy drgań o 2 dB, a dla uszkodzenia szlifierską aż o 4 dB. Dla rzędów harmonicznym drgania kół z uszkodzonymi zębami szlifierką są wyraźnie wyższe od pozostałych kół z mniejszymi wadami.

3. Przydatność rzędów lustrzanych w diagnostyce wibroakustycznej nie została do końca zdefiniowana. Na uwagę

4. The increase of vibrations between the case when the teeth are damaged with a disc grinder and the cases of other types of damage:
 - a) for the limits curve by 7 dB on average,
 - b) for the maximum values (of the class) by 5 dB on average,
 - c) for the average values (of the class) by 8 dB on average,
 - d) for the basic orders by 4 dB,
 - e) for new orders 0 dB (comparable results),
 - f) for image orders 0 dB (comparable results).
 5. The analysis of the average values of the vibrations amplitude in groups of orders of harmonic components (division of the entire range of harmonic orders into classes) is the most efficient method of diagnosing types of damage investigated in the paper.
 6. The examples of the solutions using vibroacoustic engine measurements in the cold test presented in the paper indicate a possibility of their use to assess engine technical condition.
- zasługuje obecność dużych amplitud drgań dla rzędu 161 (obok II harmonicznej rzędu 54) dla wszystkich testowanych silników oraz podwyższona wartość drgań rzędu 81 dla koła z uszkodzonym zębem, które będą w dalszym ciągu analizowane.
4. Wzrost drgań między uszkodzeniami zębów szlifierką kątową a pozostałymi uszkodzeniami zębów:
 - a) dla krzywej limitów średnio o 7 dB,
 - b) dla maksymalnych wartości (klasy) średnio o 5 dB,
 - c) dla średnich wartości (klasy) średnio o 8 dB,
 - d) dla rzędów podstawowych o 4 dB,
 - e) dla nowych rzędów 0 dB (wyniki porównywalne),
 - f) dla rzędów lustrzanych 0 dB (wyniki porównywalne).
 5. Analiza średnich wartości amplitudy drgań w grupach rzędów składowych harmonicznymi (podział całego zakresu rzędów harmonicznymi na tzw. klasy) jest najskuteczniejszą metodą diagnostyki dla uszkodzeń badanych w pracy.
 6. Przedstawione w artykule przykłady konkretnych rozwiązań wykorzystujących wibroakustyczne pomiary silnika podczas testu zimnego wskazują na możliwości wykorzystania tych metod do oceny stanu jakościowego silnika.

Bibliography/Literatura

- [1] Bartelmus W., Zimroz R.: Diagnostowanie stanu technicznego przekładni zębatej pracujących w zmiennych warunkach obciążenia z wykorzystaniem badań eksperymentalnych i symulacji komputerowej, Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej 131/2010, s. 15-23.
- [2] Czech P.: Klasyfikator lokalnych uszkodzeń zębów kół przekładni, wykorzystujący sieci neuronowe MLP oraz ciągłą transformację falkową, Problemy Eksploatacji 4/2007, s. 61-81.
- [3] Reruń G.: Wpływ wybranych czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na wibroakustyczność przekładni zębatej, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej – Transport, nr 77/2012, s. 61-68.
- [4] Janczewski Ł.: Diagnostyka uszkodzeń wybranych zespołów silnika o zapłonie samoczynnym podczas testu zimnego (analiza wibroakustyczna), ATH w Bielsku-Białej, praca doktorska, 2013.
- [5] Janczewski Ł., Nowakowski J.: Vibroacoustic diagnosis of the internal combustion diesel engine at the end of assembly Line, Combustion Engines 3/2013, s. 936-943.
- [6] Erik D.S. Munck, Ken R. Fyfe: Computed order tracking applied to vibration analysis of rotating machinery, University of Alberta 1994.
- [7] Wang K.S.: Approaches to the improvement of order tracking techniques for vibration based diagnostics in rotating machines, University of Pretoria 2010.
- [8] Netter K.: Walcowe koła zębate. Wiadomości podstawowe, Politechnika Poznańska Instytut Technologii Mechanicznej, KN - ver. 6.10.2008, Poznań 2008, s. 7.
- [9] Brüel & Kjær: Wibracje i wstrząsy, broszura, Nærum, Dania 1984.
- [10] Madej H.: Wykorzystanie metod wibroakustycznych w diagnostyce silników spalinowych, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej – Transport, nr 65/2009, s. 45-50.
- [11] Mączak J.: Wykorzystanie lokalnej płaszczyzny przypołu w wykrywaniu błędów wykonania i montażu przekładni zębatej, Diagnostyka 4/2011, s. 47-52.
- [12] Stelmasiak Z., Rudnicki M.: Wykorzystanie sygnałów wibroakustycznych w diagnostyce silników samochodowych w teście zimnym. Logistyka 3/2014.
- [13] www.ec-diagnostics.pl
- [14] www.pcb.energocontrol.pl
- [15] www.bruel.com.pl
- [16] www.adm-messtechnik.de
- [17] www.netter.strefa.pl

Zdzisław Stelmasiak, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at University of Bielsko-Biala.

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

e-mail: zstelmasiak@ath.bielsko.pl



Mariusz Rudnicki, MEng. – doctoral student at the Faculty of Machine Design and Information Technology, University of Bielsko-Biala.

Mgr inż. Mariusz Rudnicki – doktorant na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

e-mail: mariusz.rudnicki@fiat.com



The development of combustion engines for hybrid drive systems

Continuous increased interest in hybrid drive systems enabling the reduction of fuel consumption and emissions of harmful substances into the atmosphere, as well as their use partly as zero-emission drive in vehicles provides the basis for the development of these types of drive systems. Such trend is indicated by sales analysis of hybrid drives, and this means that actions taken towards of reduction of fuel consumption are still justified. The article reviews combustion engines for hybrid drive systems as far as determination of their operating conditions, indicating mean effective pressure and power/displacement ratio are considered. The concept of hybridization was defined as a measure of the degree of utilization of vehicle electric drive systems (or its drive support). The analysis was conducted on the basis of vehicles equipped with different hybrid drive systems with combustion engines with spark ignition and compression ignition. The hybridization indexes for different groups of hybrid drive systems were determined and significant discrepancies in the way of their determination were pointed out.

Key words: hybrid drive systems, hybridization of vehicles, combustion engine, electric motor

Rozwój silników spalinowych napędów hybrydowych

Ciągły wzrost zainteresowania napędami hybrydowymi pozwalającymi na ograniczenie zużycia paliwa, zmniejszenie emisji składników szkodliwych do atmosfery, a także częściowe ich wykorzystanie jako pojazdów zeroemisyjnych powoduje rozwój tych jednostek. Wskazują na to analizy sprzedaży napędów hybrydowych, a to oznacza aktualność działań podejmowanych w kierunku ograniczenia zużycia paliwa. W artykule dokonano przeglądu silników spalinowych napędów hybrydowych w aspekcie określenia ich warunków pracy oraz wskaźników wysilenia. Określono pojęcie hybrydyzacji jako miary stopnia wykorzystania układów elektrycznych napędu pojazdu (lub jego wspomaganie). Analizy dokonano w odniesieniu do pojazdów wyposażonych w różne systemy napędu hybrydowego z silnikami spalinowymi o zapłonie iskrowym i samoczynnym. Określono wskaźniki hybrydyzacji różnych grup napędów hybrydowych oraz wskazano na znaczne rozbieżności w sposobie ich określania.

Słowa kluczowe: napędy hybrydowe, hybrydyzacja pojazdów, silnik spalinowy, silnik elektryczny

1. Introduction

Search for the possibilities of reducing fuel consumption and emissions of harmful components of exhaust gases are the reason why the vehicle drive systems undergo continuous development. This applies to the combustion engine itself as well as to the complete drive systems. The studies now undertaken, contributing to the development of combustion engines, mainly include:

- fuel combustion systems: the dominance of direct fuel-injection in both compression-ignition and spark ignition engines,
- inlet and outlet system using variable engine timing in order to obtain increased filling of cylinders and a variable degree of exhaust gas recirculation,
- the use of low- and high pressure exhaust gas recirculation system to reduce emissions of harmful substances,
- materials limiting friction losses within piston-crank systems,
- the possibility of increasing the thermal efficiency of an engine by the appropriate management of the cooling systems,
- the use of exhaust gas purification systems focused primarily on reducing emissions of particle mass and particle number.

1. Wstęp

Poszukiwanie możliwości ograniczania zużycia paliwa oraz zmniejszenia emisji składników szkodliwych spalin powodują, że napędy pojazdów ulegają ciągłemu rozwojowi. Rozwój ten dotyczy zarówno samych silników spalinowych, jak również całych układów napędowych. Podejmowane obecnie działania przyczyniające się do rozwoju silników spalinowych dotyczą głównie:

- systemów spalania paliwa – dominacja układów bezpośredniego wtrysku paliwa zarówno w silnikach o zapłonie samoczynnym, jak i iskrowym,
- układów dolotowych i wylotowych wykorzystujących zmienne fazy rozrządu w celu uzyskania zwiększonego napełnienia cylindrów oraz zmiennego stopnia recyrkulacji spalin,
- stosowania nisko- i wysokociśnieniowego systemu recyrkulacji spalin w celu ograniczenia emisji składników szkodliwych [5],
- materiałów ograniczających straty tarcia w układach tłokowo-korbowych,
- możliwości zwiększenia sprawności cieplnej silnika przez odpowiednie zarządzanie układami chłodzenia,
- stosowania systemów oczyszczania spalin ukierunkowanych głównie na obniżanie emisji liczbowej i masowej cząstek stałych.

Most of the presented actions are elements of the combustion engines downsizing process defined as static (concerning the reduction of engine displacement) or dynamic (involving deactivation of some of the cylinders during engine operation) [3].

Development of vehicle drive systems focuses first of all on reducing emissions of carbon dioxide, which means that any actions leading to reduction on the use of a combustion engine are desirable, especially in the view of planned reduction of CO₂ emission to the level of 95 g/km by 2020. This means that the increase in the share of operation of electric drive systems in motor vehicles contributes to the development of both combustion engines and electric motors.

The aim of this paper is to define the conditions of operation of combustion engines and electric motors and the analysis of changes in indexes of operation of combustion engines and electric motors in hybrid drive systems. Such analysis was conducted taking into account the type of hybrid drive system of the vehicle. The obtained indexes of engine operation were used to determine the degree of hybridization of the presented drive systems.

2. Division of hybrid drive systems

A hybrid drive system involves co-operation of the primary and secondary drive systems in a vehicle. What it means is that in a hybrid vehicle should be two (in some cases independent) drive systems. Currently it is assumed that in most cases combustion engine is the primary drive system, while most commonly the secondary source is a battery with electric motor (in case of the Range Extender drive systems, the role of the primary drive system might be taken over by the battery and electric motor).

The development of alternative designs of vehicle drive systems made it necessary to systematize them. The hybrid drive systems currently introduced into the market might be divided according to different division criteria. Considering as the first division criteria the share of electric drive system in a vehicle, the vehicles can be divided into [9]:

- 1) micro hybrid – this term refers to vehicles that use only the stop-start systems (stopping and starting the combustion engine under certain traffic conditions),
- 2) mild hybrid (mild hybrid drive system) – contains the system of electrical machine (electric motor), whose task is to support the operation of the combustion engine and energy recuperation during braking (this solution includes additionally the stop-start system),
- 3) full hybrid (full hybrid drive system) – is a hybrid system, in which the combustion engine and the electric motor (also used as a power generator) cooperate; it is possible to drive the vehicle with one of the drive systems at a time (in addition, this solution contains systems of the two above-mentioned solutions).

The design criterion introduces the division of the hybrid drive systems into three groups [9]:

- a) serial drive system – wheels driven by an electric motor,
- b) parallel drive system – wheels driven by a combustion engine and/or by electric motor,

Większość z przedstawionych działań jest elementem downsizingu silników spalinowych określanego jako statyczny (dotyczący zmniejszenia pojemności skokowej silnika) lub dynamiczny (polegający na deaktywacji części cylindrów podczas pracy silnika) [3].

Rozwój napędów pojazdów ukierunkowany jest przede wszystkim na ograniczenie emisji dwutlenku węgla, co powoduje, że wszelkie prace prowadzące do ograniczenia wykorzystania silnika spalinowego są pożądane, szczególnie w aspekcie zapowiadanego ograniczenia emisji CO₂ do poziomu 95 g/km w roku 2020. Oznacza to, że zwiększenie udziału napędów elektrycznych w pojazdach samochodowych jest kierunkiem powodującym rozwój zarówno silników spalinowych, jak i elektrycznych.

Celem pracy jest określenie warunków pracy silników spalinowych i elektrycznych oraz analiza zmian wskaźników pracy tych silników stosowanych w napędach hybrydowych. Analizy takiej dokonano z uwzględnieniem rodzaju napędu hybrydowego pojazdu. Uzyskane wskaźniki pracy silników spalinowych posłużyły do wyznaczenia stopnia hybrydyzacji prezentowanych napędów.

2. Podział napędów hybrydowych

Układ hybrydowy to współdziałanie pierwotnego i wtórnego źródła napędu w pojeździe. Wynika z tego, że w pojeździe o napędzie hybrydowym powinny znajdować się dwa (czasami niezależne) źródła napędu. Obecnie przyjmuje się, że w większości źródło pierwotne stanowi silnik spalinowy, natomiast źródło wtórne – najczęściej akumulator z silnikiem elektrycznym (w odniesieniu do napędów typu Range Extender możliwe jest przejście roli źródła pierwotnego przez układ akumulatora i silnika elektrycznego).

Rozwój alternatywnych konstrukcji napędów pojazdów stwarza konieczność ich systematyki. Z tego powodu obecnie wprowadzane na rynek napędy hybrydowe można podzielić ze względu na różne kryteria tego podziału. Przyjmując za pierwsze z nich udział napędów elektrycznych w pojeździe, możliwe jest uwzględnienie podziału na [9]:

- 1) micro hybrid – termin ten odnosi się do pojazdów, w których zastosowano jedynie układy start-stop (zatrzymanie i uruchamianie silnika spalinowego w określonych warunkach ruchu),
- 2) mild hybrid (łagodny napęd hybrydowy) – zawiera układ maszyny elektrycznej (silnik elektryczny), której zadaniem jest wspomaganie pracy silnika spalinowego oraz odzyskiwanie energii podczas hamowania pojazdem (dodatkowo rozwiązanie to zawiera system start-stop),
- 3) full hybrid (pełny napęd hybrydowy) – układ hybrydowy, w którym współdziałają ze sobą silnik spalinowy i elektryczny (wykorzystywany również jako generator prądu); możliwy jest jednocześnie napęd jednym z tych silników (dodatkowo rozwiązanie to zawiera systemy dwóch poprzednich rozwiązań napędów).

Kryterium konstrukcyjne pozwala na podział napędów hybrydowych na trzy grupy [9]:

- a) napęd szeregowy – napęd na koła przenoszony jest przez silnik elektryczny,

c) serial-parallel drive system – utilizing advantages of serial and parallel drive systems to transfer power and torque to the wheels of the vehicle.

The now dominant parallel drive system (mild hybrid and full hybrid) may soon be completely replaced by vehicles using the serial drive system. Due to the significant development of the lithium-ion batteries, introduction of vehicles with such drive into the market is more and more common. Such manufacturers as, among others, Chevrolet or BMW have already introduced such vehicles into the market; they are referred to as extended-range vehicles (Range Extender) [10]. The target seems to be the market of electric vehicles: small vehicles the representatives of which are e.g. BMW i3, Citroen C-Zero, Peugeot iOn, Mitsubishi i-MiEV, as well as market of middle and upper class vehicles (e.g. Nissan Leaf, Tesla Model S) [4, 13].

3. Combustion engines for hybrid drive systems

3.1. Introduction

Here are presented the characteristics of combustion engines operation and the analysis of the operating indexes for selected representatives of particular groups of hybrid drive systems. The analysis was carried out for vehicles of full hybrid and mild hybrid systems as well as for serial drive systems. The representatives of the different groups of hybrid drive systems are shown in Figure 1. Analysing the figure it might be observed that the vehicles of full hybrid type in majority have the power of combustion engines not much higher than the power of electric motors.

The latest full hybrid solutions indicate also the possibility of limiting the power of the electric motor (Peugeot 3008 HYbrid4). In case of Peugeot drive this results from the independent drive of the two axles by the combustion engine and electric motor. The combustion engine drives the front axle of

b) napęd równoległy – napęd na koła przenoszony jest przez silnik spalinowy lub/ oraz przez silnik elektryczny,
c) napęd szeregowo-równoległy – wykorzystanie zalet napędu szeregowego oraz równoległego przy przeniesieniu mocy i momentu obrotowego na koła pojazdu.

Dominujący obecnie napęd równoległy (mild hybrid oraz full hybrid) może wkrótce być częściowo zastąpiony pojazdami wykorzystującymi napęd szeregowy. Ze względu na znaczny rozwój akumulatorów litowo-jonowych wprowadzanie takich pojazdów na rynek jest coraz powszechniejsze. Tacy producenci, jak m.in. Chevrolet, BMW już wprowadzili takie pojazdy na rynek; są one określane pojazdami o zwiększonym zasięgu (Range Extender) [10]. Docelowy wydaje się rynek pojazdów elektrycznych, na którym można wskazać przedstawicieli małej (m.in. BMW i3, Citroen C-Zero, Peugeot iOn, Mitsubishi i-MiEV) oraz średniej i wyższej klasy pojazdów (m.in. Nissan Leaf, Tesla Model S) [4, 13].

3. Silniki spalinowe napędów hybrydowych

3.1. Wprowadzenie

Charakterystyki pracy silników spalinowych oraz analizę wskaźników operacyjnych przedstawiono dla wybranych reprezentantów poszczególnych grup napędów hybrydowych. Analizy prowadzono dla pojazdów typu full hybrid, mild hybrid oraz układów szeregowych. Przedstawiciele różnych grup napędów hybrydowych przedstawiono na rysunku 1. Z jego analizy wynika, że pojazdy typu full hybrid w większości mają silniki spalinowe o mocach niewiele większych od mocy silników elektrycznych.

Najnowsze rozwiązania napędów pełnohybrydowych (full hybrid) wskazują również na możliwość ograniczenia mocy silnika elektrycznego (Peugeot 3008 HYbrid4). Dla napędu Peugeota wynika to z niezależnego napędu dwóch osi przez oba silniki. Silnik spalinowy napędza oś przednią

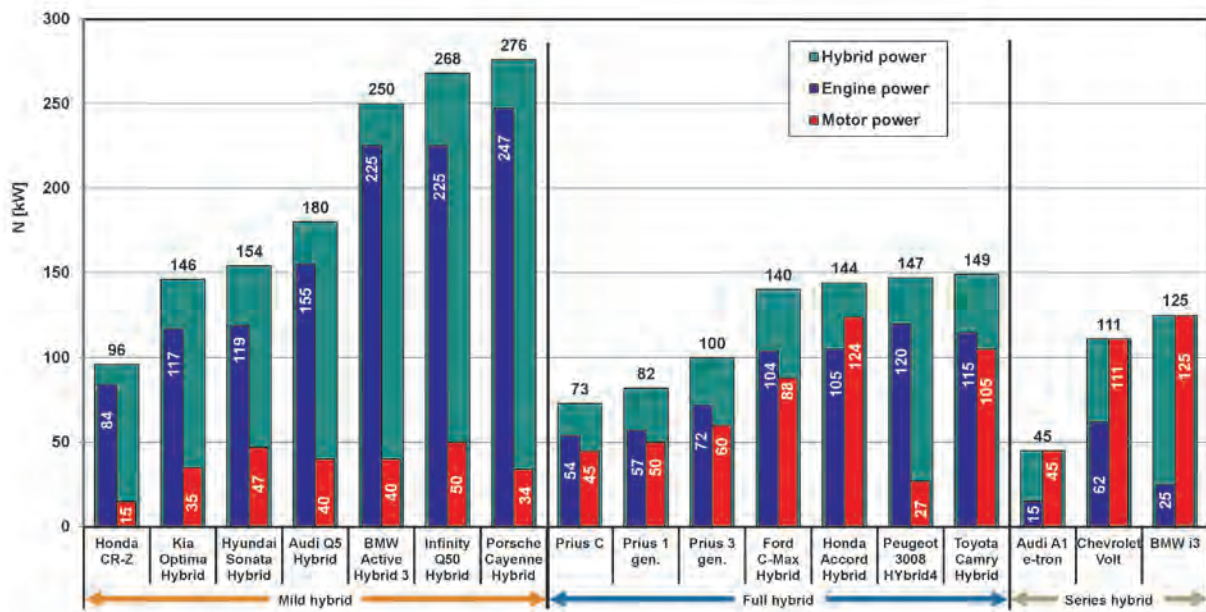


Fig. 1. The analysis of the power of hybrid systems, taking into account the division of hybrid drive systems [1, 7, 8, 12, 15–19]

Rys. 1. Analiza mocy systemów hybrydowych z uwzględnieniem podziału napędów hybrydowych [1, 7, 8, 12, 15–19]

the vehicle, and the electric motor – only the rear axle.

The design solution of Hyundai and Kia (parallel drive system – mild hybrid) with electric motors of appropriately large power enable the operation of these drives in electric mode. In case of Hyundai, the maximum speed of the vehicle in this mode amounts to 120 km/h [18].

3.2. The analysis of operation of combustion engines found in the full hybrid systems

In order to obtain high efficiency of combustion engine, quite often the Atkinson cycle is used. It is characterized by a delayed closing of the intake valve, reducing pumping losses, and this promotes the increase of thermal efficiency while limiting the power of the engine. Compensation of compression losses is achieved by increasing the compression ratio of these engines. Today, many manufacturers of combustion engines use this type of solution in hybrid drive systems.

The following are the analyses of operation of Toyota and Lexus combustion engines, being currently the representatives of the most often sold hybrid vehicles. They utilize the full hybrid drive system (serial-parallel), enabling power distribution – the so-called power-split.

The characteristics of engine torque for 2ZR-FXE engine (III generation Toyota Prius, combustion engine displacement of 1.8 dm³) is much more beneficial than in case of hybrid drive of the previous generation with the 1NZ-FXE engine (I generation Toyota Prius), due to achieving higher values of the maximum torque of about 30 N·m (Fig. 2a). However, taking into account the increase of the engine displacement (from 1.5 dm³ up to 1.8 dm³), the power/displacement ratio for the new designs is not significantly larger (Fig. 2b). The analysis of the combustion engine operation characteristics (and not the external characteristics) in operation conditions of hybrid drive systems indicates that the earlier version of the 1NZ-FXE engine operated within the range of higher effective pressures than the currently utilised

pojazdu, silnik elektryczny – tylko oś tylną.

Rozwiązania konstrukcyjne firm Hyundai i Kia (napęd równoległy – mild hybrid) z silnikami elektrycznymi o odpowiednio dużych mocach pozwalają na pracę tych napędów w trybie elektrycznym. W odniesieniu do Hyundaia maksymalna prędkość pojazdu w tym trybie wynosi 120 km/h [18].

3.2. Analiza pracy silników spalinowych występujących w układach full hybrid

W celu uzyskania dużej sprawności silnika spalinowego często wykorzystywany jest obieg Atkinsona. Cechuje się on późnym zamknięciem zaworu dolotowego, co umożliwia ograniczenie strat pompowania, a to sprzyja zwiększeniu sprawności cieplnej przy jednoczesnym ograniczeniu mocy takiego silnika. Rekompensowanie strat sprężania uzyskuje się przez zwiększenie stopnia sprężania tych silników. Obecnie wielu producentów silników spalinowych wykorzystuje tego typu rozwiązania w napędach hybrydowych pojazdów.

Poniżej przedstawiono analizy pracy silników spalinowych firmy Toyota oraz Lexus będących przedstawicielami najczęściej obecnie sprzedawanych pojazdów hybrydowych. Wykorzystują one napęd pełnohybrydowy (szeregowo-równoległy), pozwalający na rozdział mocy tzw. *power-split*.

Przebieg momentu obrotowego silnika 2ZR-FXE (Toyota Prius III generacji, silnik spalinowy o pojemności skokowej 1,8 dm³) jest znacznie korzystniejszy niż napędu hybrydowego poprzedniej generacji z silnikiem 1NZ-FXE (Toyota Prius I generacji), gdyż uzyskuje większe wartości momentu maksymalnego o około 30 N·m (rys. 2a). Jednak biorąc pod uwagę zwiększenie pojemności skokowej silnika (z 1,5 dm³ do 1,8 dm³), wysilenie nowej konstrukcji nie jest znacząco większe (rys. 2b). Analiza linii pracy silnika spalinowego (a nie charakterystyka zewnętrzna) w warunkach pracy napędu hybrydowego wskazuje, że we wcześniejszej wersji silnik 1NZ-FXE pracował w zakresie większych ciśnień użytecznych niż w wersji obecnej – 2ZR-FXE [14]. Różnica

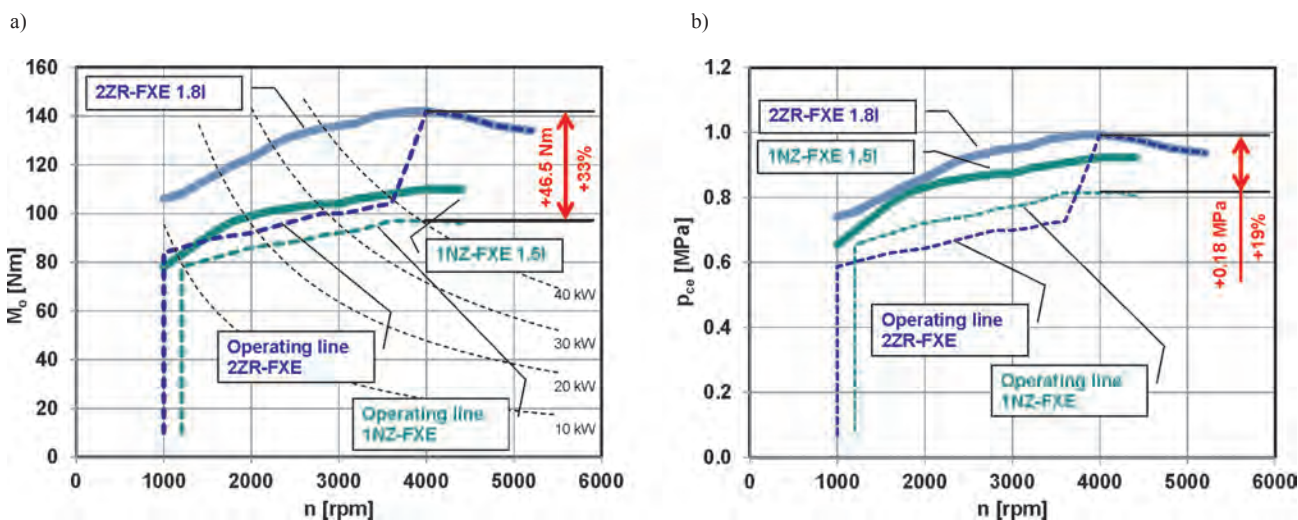


Fig. 2. Comparison of the characteristics of the combustion engines of successive generations of Toyota Prius hybrid drive systems: a) torque, b) mean effective pressure with operation conditions of these engines in hybrid systems

Rys. 2. Porównanie charakterystyk silników spalinowych kolejnych generacji napędów hybrydowych Toyoty Prius: a) momentu obrotowego, b) średniego ciśnienia użytecznego wraz z naniesionymi warunkami pracy tych silników w układach hybrydowych

2ZR-FXE version [14]. This difference is approximately 0.07 MPa for the engine speed of 1200–3600 rpm. In case of 2ZR-FXE engine, the characteristics of combustion engine operation in hybrid drive system is significantly different from the operation characteristics of the previous version of the engine. In the current 1.8 dm³ version of the engine, within the engine speeds $n = 4000\text{--}5200$ rpm, the maximum torque is utilised. This enables taking the full advantage of the characteristics of the combustion engine operation, despite the limited power resulting from the application of the Atkinson cycle. Analogous to the above, the combustion engine with Otto cycle (installed in other Toyota vehicles) develops a torque of 180 N·m at a speed of 4000 rpm and the maximum power of 108 kW at 6400 rpm at the limited compression ratio of up to 10.5 (compared to $\varepsilon = 13$ for engine with Atkinson cycle).

The analysis of operating characteristics of combustion engines with higher engine displacement were based on the example of Lexus engine. Two solutions are presented: one fitted with engine with Otto cycle (Lexus GS450h, engine displacement of 3.5 dm³) and the other with Atkinson cycle (Lexus HS250h, engine displacement of 2.4 dm³). Very different combustion engine displacements result in different profiles of external characteristics (Fig. 3a). After taking into

ta wynosi około 0,07 MPa dla prędkości obrotowej silnika wynoszącej 1200–3600 obr./min. W przypadku jednostki 2ZR-FXE charakterystyka pracy silnika spalinowego w napędzie hybrydowym jest znacząco odmienna od charakterystyki pracy silnika w poprzedniej wersji. W obecnej wersji silnika 1,8 dm³ w zakresie prędkości obrotowej $n = 4000\text{--}5200$ obr./min wykorzystywany jest maksymalny moment obrotowy. Pozwala to na pełne wykorzystanie charakterystyki pracy silnika spalinowego, mimo ograniczonej mocy wynikającej z zastosowania obiegu Atkinsona. Analogiczny do niego silnik spalinowy z obiegiem Otto (montowany w innych pojazdach Toyoty) rozwija moment obrotowy 180 N·m przy prędkości 4000 obr./min oraz moc maksymalną 108 kW przy 6400 obr./min przy ograniczonym stopniu sprężania do 10,5 (w stosunku do $\varepsilon = 13$ z obiegiem Atkinsona).

Analizy charakterystyk pracy silników spalinowych o większych pojemnościach skokowych dokonano na przykładzie silników firmy Lexus. Przedstawiono dwa rozwiązania wyposażone w silnik z obiegiem Otto (Lexus GS450h, silnik o pojemności skokowej 3,5 dm³) oraz z obiegiem Atkinsona (Lexus HS250h, silnik o pojemności skokowej 2,4 dm³). Bardzo różne pojemności silników spalinowych skutkują odmiennymi przebiegami charakterystyk zewnętrznych (rys. 3a). Po uwzględnieniu ograniczenia mocy silnika

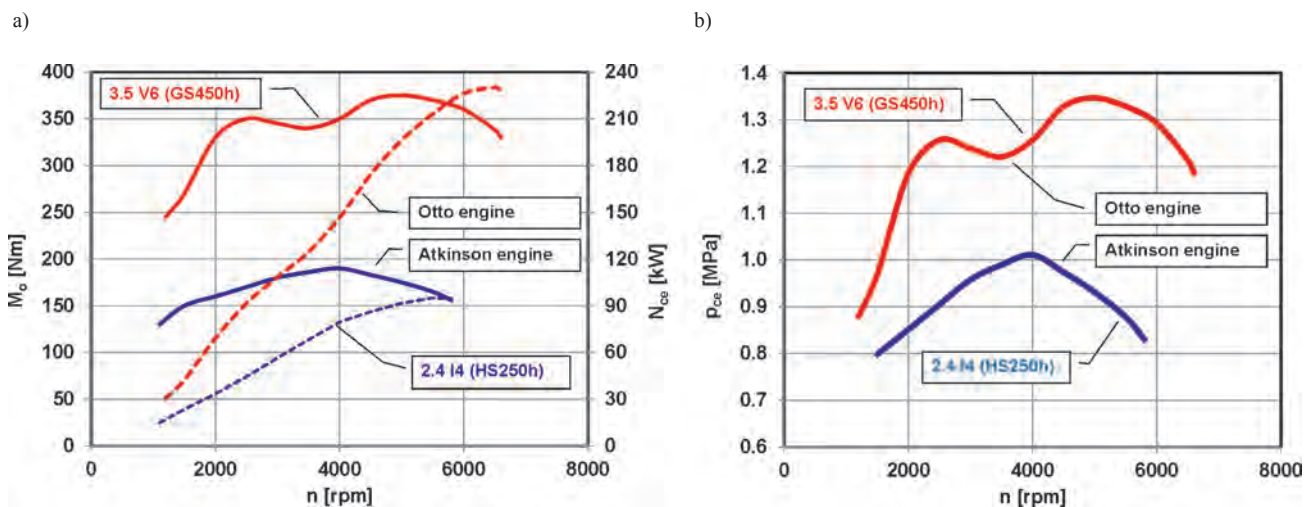


Fig. 3. Characteristics of the combustion engines of hybrid drive systems by Lexus: a) torque and engine power characteristics, b) mean effective pressure characteristics

Rys. 3. Charakterystyka silników spalinowych napędów hybrydowych firmy Lexus: a) przebieg momentu obrotowego i mocy silnika, b) przebieg średniego ciśnienia użytecznego

account the limitations of the power of engine with Atkinson cycle (compression ratio of 12.5), for this combustion engine are achieved lower values of mean effective pressures (Lexus HS250h – Fig. 3b) – by about 22% in relation to the effective pressure obtained by the GS450h combustion engine. In addition, they occur at different values of the engine speed.

3.3. The analysis of operation of combustion engines found in the parallel drive systems (mild hybrid)

The combustion engines used in mild hybrid drive systems to much lesser extent utilize electric motors, due to which the combustion engine power determines signifi-

z obiegiem Atkinsona (stopień sprężania wynosi 12,5), uzyskuje się mniejsze wartości średniego ciśnienia użytecznego tego silnika spalinowego (Lexus HS250h – rys. 3b) – o około 22% w stosunku do ciśnienia użytecznego uzyskanego przez silnik spalinowy GS450h. Dodatkowo występują one przy innych wartościach prędkości obrotowej.

3.3. Analiza pracy silników spalinowych występujących w napędach równoległych (mild hybrid)

Silniki spalinowe wykorzystywane w napędach typu mild hybrid w znacznie mniejszym stopniu wykorzystują silniki elektryczne, co powoduje, że moc silnika spalinowego

cantly the characteristics of the vehicle drive system. Despite considerable spread of the maximum power of combustion engines (mild hybrid drive systems) – Fig. 1, the powers of electric motors are not significant. The aim of the use of mild hybrid drive is to assist the operation of combustion engine, rather than replace it. This implies that it is purposeful to utilize the electric motor torque in the initial range of engine speeds. It means a significant increase of the torque during starting the vehicle. In case of Porsche Cayenne Hybrid drive there is more than two-fold increase in the value of torque at $n = 1000$ rpm (Fig. 4). Compared to the previous-generation Honda Accord Hybrid drive (the current version is a full hybrid drive as presented in Fig. 1) the increase of the torque in the initial range of the engine speed amounts to 30%. A similar index for Honda CR-Z amounts to 60%. Despite not very high power of electric motors, their properties make it possible to utilize their full power within the range of maximum powers of combustion engines. For the drive systems analysed, the maximum power of the system is the algebraic sum of the maximum power of the combustion engine and maximum power of the electric motor. Similar dependencies do not occur for the full hybrid system. The exception is the Peugeot 3008 HYbrid4 hybrid drive, as both axles are driven independently by the combustion engine (front axle) and an electric motor (rear axle).

Diverse engine displacements of combustion Honda engines obtain similar values of the mean effective pressure

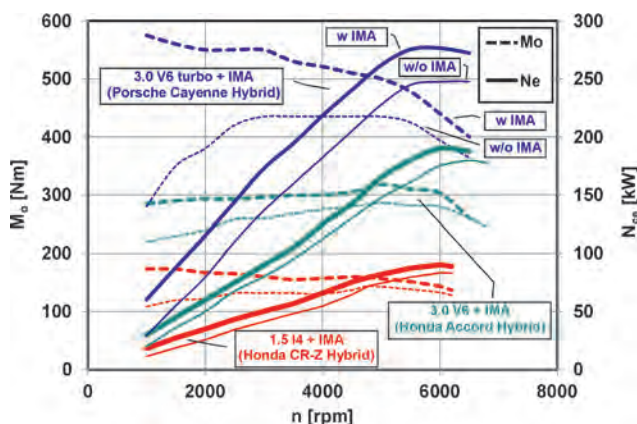


Fig. 4. Characteristics of combustion engines operation and the possibilities of support by electric motors in the selected drives of mild hybrid type vehicles

Rys. 4. Charakterystyki pracy silników spalinowych i możliwości wspomagania przez silniki elektryczne w wybranych napędach pojazdów typu mild hybrid

throughout the whole range of operation of these systems. Within the range of effective speeds $n = 2000$ -5000 rpm, the values of p_e are from 1 MPa up to about 1.2 MPa. In the case of a supercharged Porsche 3.0 V6 turbo engine the mean effective pressure values obtain - in the analysed range of engine speeds – from 1.6 to 1.8 MPa.

3.4. Indexes of operation of combustion engines in hybrid drive systems

The drive systems presented in Fig. 1, show diversified

znacząco decyduje o charakterystyce napędowej pojazdu. Mimo dużych rozpiętości mocy maksymalnych silników spalinowych (napędów mild hybrid) – rys. 1, moce silników elektrycznych nie są znaczne. Wykorzystanie napędów typu mild hybrid ma na celu wspomaganie pracy silnika spalinowego, a nie jego zastąpienie. Z tego wynika, że celowe jest wykorzystanie momentu obrotowego silnika elektrycznego w początkowym zakresie prędkości obrotowych silnika spalinowego. Oznacza to znaczny przyrost momentu obrotowego podczas ruszania pojazdem. W przypadku napędu Porsche Cayenne Hybrid jest to ponad dwukrotne zwiększenie wartości momentu obrotowego przy $n = 1000$ obr/min (rys. 4). W odniesieniu do poprzedniej generacji napędu Hondy Accord Hybrid (obecna wersja pojazdu ma napęd pełnohybrydowy i przedstawiona została na rys. 1) zwiększenie momentu obrotowego w początkowym zakresie prędkości obrotowych wynosi 30%. Podobny wskaźnik dla Hondy CR-Z wynosi 60%. Mimo niezbyt dużej mocy silników elektrycznych, ze względu na właściwości tych silników, pozwalają one na wykorzystywanie pełnej ich mocy w zakresie maksymalnych mocy silnika spalinowego. Dla analizowanych jednostek napędowych moc maksymalna układu stanowi sumę algebraiczną maksymalnej mocy silnika spalinowego i maksymalnej mocy silnika elektrycznego. Podobne zależności nie występują dla napędu full hybrid. Wyjątek stanowi napęd hybrydowy Peugeota 3008 HYbrid4, gdyż obie osie napędzane są niezależnie silnikiem spalinowym (oś przednia) i silnikiem elektrycznym (oś tylna).

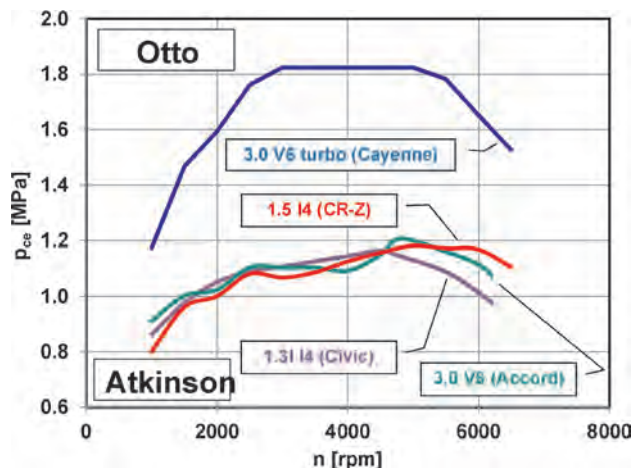


Fig. 5. Mean effective pressure of combustion engines found in the selected mild hybrid drive systems

Rys. 5. Średnie ciśnienie użyteczne silników spalinowych w wybranych napędach typu mild hybrid

Zróznicowane pojemności skokowe silników spalinowych marki Honda uzyskują zbliżone wartości średniego ciśnienia użytecznego w całym zakresie pracy tych jednostek. W zakresie prędkości użytecznych $n = 2000$ –5000 obr/min wartości p_e wynoszą od 1 MPa do około 1,2 MPa. W przypadku doładowanego silnika Porsche 3.0 V6 turbo wartość średniego ciśnienia użytecznego wynosi – w analizowanym zakresie prędkości obrotowych – od 1,6 do 1,8 MPa.

parameters for combustion engines and electric motors, despite the fact that they are used in the hybrid drive systems. Comparison of parameters of combustion engines, taking into consideration the distinction between types of hybrid drive systems, is shown in Fig. 6. Analysing the figure it might be observed that combustion engines in vehicles of mild hybrid type in majority are not equipped with Atkinson cycle and are characterized by a much higher values of p_e than the remaining groups of hybrid drive systems. Depending on the combustion engine used, there might be obtained significant changes in effective pressure. Less significant differences of the mean effective pressure might be observed for full hybrid drive systems, as this index reaches the value of about 1. In the chart shown in Fig. 6, specific powers of the drives ($N_v = N_{ce}/V_{ss}$) vary significantly, but mostly for full hybrid and mild hybrid drive systems. The operational parameters of combustion engines of hybrid serial drive systems do not differ from engines currently used in other types of vehicles.

The analysis of electric systems of hybrid drive systems indicates the existence of significant differences in the powers of these drive systems. For this reason were introduced indexes of engine drive power enabling comparison of the share of combustion engine utilisation (N_{ce}) in relation to the power of the electric motor (N_m):

$$N_h = N_{ce}/N_m \quad [-] \quad (1)$$

The powers of electric motors in full hybrid drive systems are much more significant than in the mild hybrid drive systems. On the basis of the analysis of Fig. 7 it might be concluded that the mild hybrid drive system now has the power of about 50 kW. Although similar powers of electric motors can occur for all types of hybrid drives (in the

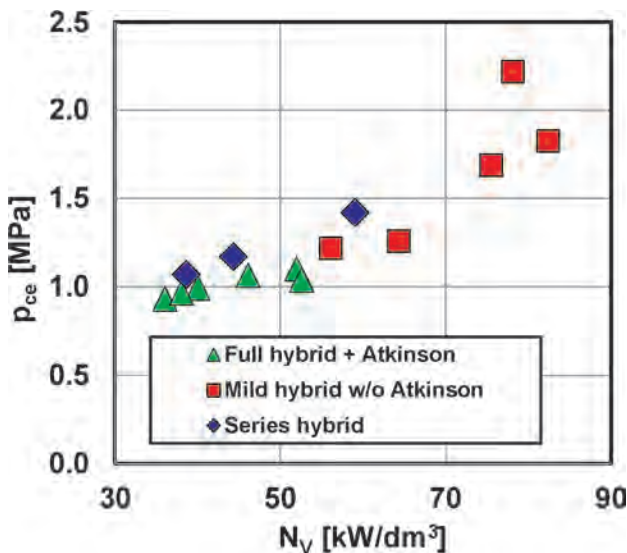


Fig. 6. The maximum mean effective pressure as a function of the unit power of combustion engine including different types of hybrid drive systems

Rys. 6. Maksymalne średnie ciśnienia użyteczne jako funkcja mocy jednostkowej silnika spalinowego w aspekcie zróżnicowanych typów napędów hybrydowych

3.4. Wskaźniki pracy silników spalinowych napędów hybrydowych

Układy napędowe zestawione na rys. 1 charakteryzują się zróżnicowanymi parametrami silników spalinowych i elektrycznych, mimo zastosowania ich w napędach hybrydowych. Porównania parametrów silników spalinowych z uwzględnieniem podziału na typy napędów hybrydowych przedstawiono na rys. 6. Z jego analizy wynika, że silniki spalinowe w pojazdach typu mild hybrid w większości nie są wyposażone w obieg Atkinsona oraz cechują się znacznie większymi wartościami p_e niż pozostałe grupy napędów hybrydowych. W zależności od zastosowanego silnika spalinowego uzyskuje się dużą zmianę ciśnienia użytecznego. Mniejsze różnice średniego ciśnienia użytecznego dotyczą napędów typu full hybrid, gdyż wskaźnik ten uzyskuje wartości około 1. W zestawieniu przedstawionym na rys. 6 moce jednostkowe napędów ($N_v = N_{ce}/V_{ss}$) znacznie się różnią, jednak najbardziej dla napędów full hybrid i mild hybrid. Silniki spalinowe hybrydowych napędów szeregowych parametrami pracy nie odbiegają od obecnie stosowanych w innych typach pojazdów.

Analiza układów elektrycznych napędów hybrydowych wskazuje na istnienie znacznych różnic w mocach tych napędów. Z tego względu wprowadzono wskaźnik mocy silników napędowych pozwalający na porównywanie udziału mocy silnika spalinowego (N_{ce}) do mocy silnika elektrycznego (N_m) – równanie (1).

Moc silników elektrycznych napędów full hybrid są znacznie większe niż mild hybrid. Na podstawie analizy rysunku 7 można stwierdzić, że napęd mild hybrid ma obecnie moc około 50 kW. Mimo że podobne moce silników elektrycznych mogą występować we wszystkich typach napędów hybrydowych (w zakresie 20–60 kW), to analiza wskaźnika N_h wskazuje na istnienie znacznych różnic. Napędy szeregowy mają ten wskaźnik znikomy, gdyż główną rolę odgrywa napęd elektryczny. W zakresie $0,9 < N_h < 5$ należy spodziewać się napędów typu full hybrid, co oznacza, że napędy

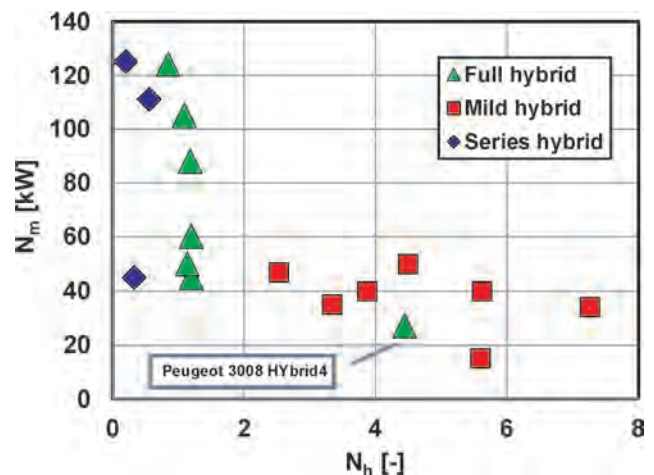


Fig. 7. Index of share of the combustion engine power N_h in relation to the power of the electric motor

Rys. 7. Wskaźnik udziału mocy silnika spalinowego do elektrycznego N_h w odniesieniu do mocy silnika elektrycznego

range from 20 to 60 kW), the analysis of N_h index indicates the existence of significant differences. For serial drive systems this index is negligible as the main role is played by electric drive. Within the range of $0.9 < N_h < 5$ the full hybrid type drive systems might be expected, which means that these drives can be equipped with electric motors with power comparable to the powers of combustion engines (index close to one). Modern designs of mild hybrid drive systems (e.g. Hyundai, Kia, Peugeot) enable utilisation of an electric motor to obtain a substantial range of the vehicle, through the use of capacious lithium-ion batteries. Compared to the mild hybrid drive systems, the powers of electric motors are lower and, at the same time, their share in relation to the power of the combustion engine is much smaller. Electric motors of such drive systems have powers 4 to 8 times smaller than the combustion engines (N_h index values range from 4 to 8).

Taking into account the power of hybrid drive system in relation to N_h index, there might be observed a change in the position of the power values for specific types of drive systems (Fig. 8). For serial drive systems values of N_h index are the lowest with, simultaneously, the lowest power of the hybrid drive system. Full hybrid drive system has, on average, the power of about 150 kW. In case of mild hybrid drive system, high N_h index corresponds to substantial values of power of the hybrid drive system.

4. Hybridization of the drive systems of vehicles

4.1. Introduction

Hybridization is defined as the power of electric drive systems (electric motors) in relation to the sum of all drive systems [2, 6]:

$$H = \frac{\sum_i N_{mi}}{\sum_i (N_{mi} + N_{ce})} \quad (2)$$

where: N_{mi} – is the power of the electric motor in a hybrid vehicle, N_{ce} – is the power of the combustion engine.

As a result of the analysis of the hybridization of the drive, e.g. of 3rd generation Toyota Prius ($N_{ce} = 72$ kW, $N_m = 60$ kW) might be obtained hybridization value $H = 60/(60+72) \cdot 100\% = 45\%$. This means that the hybridization degree of this drive system is 45%. The presented values refer to the value of the drive systems power (combustion engine and electric motor) in the hybrid vehicle. So defined degree of hybridization indicates only the values of power of the installed engines and motors (Fig. 9). It does not indicate the degree of their utilisation or conformity with the characteristics of the vehicle drive systems.

It should be noted that this value (degree of hybridization) enables the classification of hybrid vehicles to the appropriate group, however, it does not define the share of utilisation of combustion engine and electric motor. In the above case, the power of the hybrid drive system is 100 kW. The value calculated in the denominator of the equation (2) for Toyota Prius is 133 kW. It is the result of

te mogą być wyposażone w silniki elektryczne o mocach porównywalnych z mocami silników spalinowych (wskaźnik bliski jedności). Nowoczesne konstrukcje napędów mild hybrid (np. Hyundai, Kia, Peugeot) pozwalają na wykorzystanie silnika elektrycznego do uzyskania znacznego zasięgu pojazdu, dzięki wykorzystaniu pojemnych akumulatorów

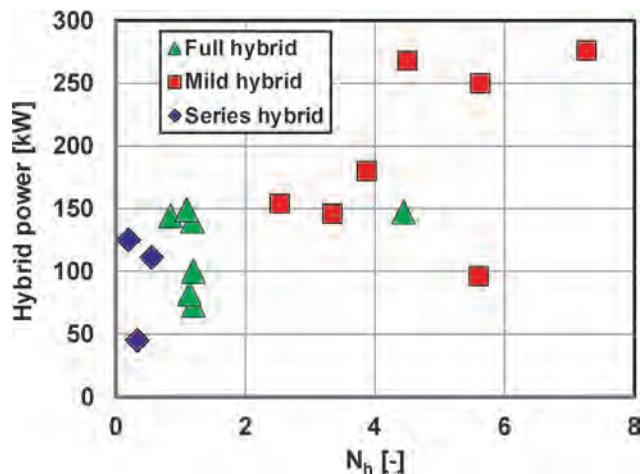


Fig. 8. The power of the hybrid drive in relation to the index of the power of the drive systems N_h

Rys. 8. Moc napędu hybrydowego w odniesieniu do wskaźnika mocy silników napędowych N_h

litowo-jonowych. W odniesieniu do napędów mild hybrid moce silników elektrycznych są mniejsze i jednocześnie ich udział w stosunku do mocy silnika spalinowego jest znacznie mniejszy. Silniki elektryczne takich napędów mają moce 4–8-krotnie mniejsze niż silnik spalinowy (wskaźnik N_h przyjmuje wartości z zakresu 4–8).

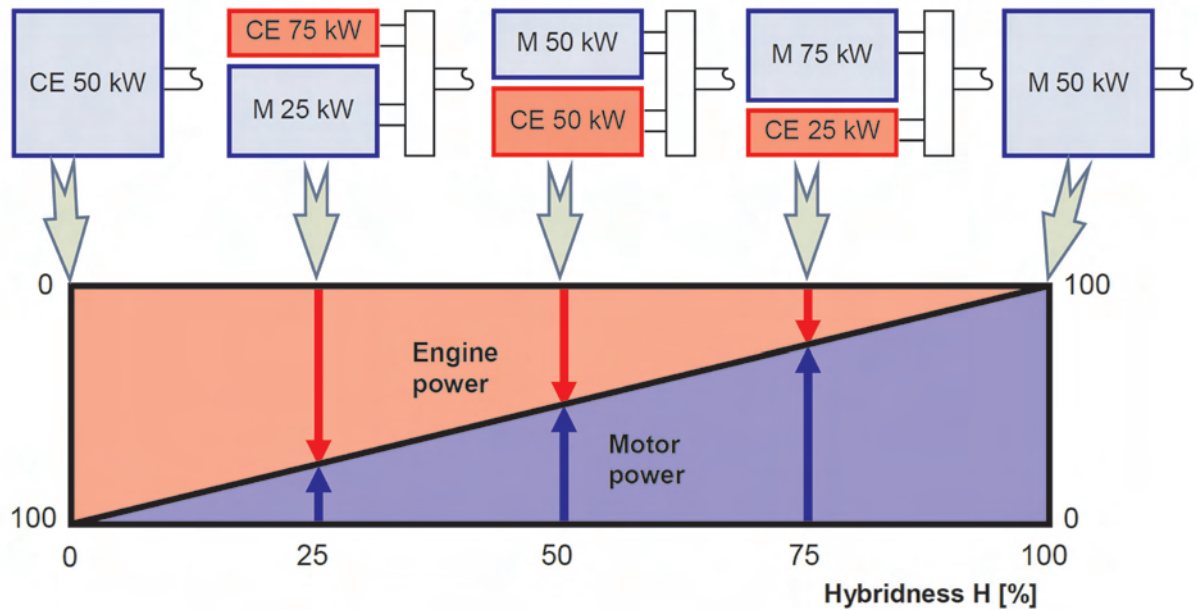
Biorąc pod uwagę moc napędu hybrydowego odniesioną do wskaźnika N_h , należy zauważyć zmianę położenia wartości mocy dla określonych typów napędów (rys. 8). Dla napędów szeregowych wartości N_h są najmniejsze, przy jednocześnie najmniejszej mocy napędu hybrydowego. Napęd typu full hybrid ma moc średnio o wartości około 150 kW. W przypadku napędu mild hybrid duży wskaźnik N_h odpowiada znacznym wartościom mocy napędu hybrydowego.

4. Hybrydyzacja napędów pojazdów

4.1. Wprowadzenie

Definicję hybrydyzacji przyjmuje się jako moc napędów elektrycznych (silników elektrycznych) odniesioną do sumy mocy wszystkich źródeł napędowych [2, 6] – równanie (2) gdzie: N_{mi} – moc i-tego silnika elektrycznego w pojeździe hybrydowym, N_{ce} – moc silnika spalinowego.

W wyniku analizy hybrydyzacji napędu np. Toyoty Prius trzeciej generacji ($N_{ce} = 72$ kW, $N_m = 60$ kW) można otrzymać $H = 60/(60+72) \cdot 100\% = 45\%$. Oznacza to, że stopień hybrydyzacji tego napędu wynosi 45%. Przedstawione wartości odnoszą się do wartości mocy silników (spalinowego i elektrycznego) pojazdu hybrydowego. Tak określony stopień hybrydyzacji wskazuje jedynie na wartości mocy zainstalowanych silników (rys. 9). Nie wskazuje on jedno-



M – electric motor, CE – combustion engine

Fig. 9. Changes in the degree of hybridization for various hybrid drive systems [9, 11]

Rys. 9. Zmiany stopnia hybrydyzacji dla różnych układów napędów hybrydowych [9, 11]

an algebraic sum of the power of both drive systems. The obtained difference results from the fact that the ranges of maximum power of combustion engine and electric motor are achieved at different speeds. For this reason, there has been introduced the actual drive hybridization index H_{R1} . It is defined as:

$$H_{R1} = \frac{\sum_i N_{mi}}{N_w} \quad (3)$$

where: N_{mi} – is the power of the electric motor in a hybrid vehicle, N_w – is the maximum power on the vehicle wheels transferred by the hybrid drive system.

So formulated definition enables determination of the actual extent of utilisation of electric drive systems in hybrid vehicles. Most of the modern designs of hybrid drive systems do not allow to obtain the maximum power of electric motor and combustion engine in given driving conditions. This means that the denominator of the equation (3) is actually lower, leading to the dependency $H < H_R$. The above-mentioned discrepancies led to determination of the actual extent of hybridization of drive systems. The theoretical index of hybridization was taken into consideration as well as the actual one determined on the basis of formula (3).

4.2. Index of hybridization of the vehicles drive systems

The analyses of hybrid drive systems were held for vehicles currently produced and available on the market. The vehicles were selected from among types of hybrid drives presented in Fig. 1. Significant discrepancies of the presented types of hybrid drive systems indicate the lack of a uniform structure of that market. Hybridization indexes for drive systems from each of the groups are shown in Fig. 10.

częściej na stopień ich wykorzystania lub dopasowania do charakterystyki napędowej pojazdu.

Należy zwrócić uwagę, że wartość ta (stopień hybrydyzacji) pozwala na zaszeregowanie pojazdów hybrydowych do odpowiedniej grupy, jednak nie określa udziału wykorzystania silników napędowych (elektrycznych i spalinowego). W powyższym przypadku moc napędu hybrydowego wynosi 100 kW. Obliczona w mianowniku równania (2) wartość dla Toyoty Prius to 133 kW. Jest ona wynikiem algebraicznej sumy mocy obu napędów. Uzyskana różnica wynika z tego, że zakresy maksymalnych mocy obu silników otrzymuje się przy innych prędkościach obrotowych. Z tego powodu wprowadzono rzeczywisty wskaźnik hybrydyzacji napędów H_{R1} – równanie (3),

gdzie: N_{mi} – moc i-tego silnika elektrycznego w pojeździe hybrydowym, N_w – maksymalna moc na kołach pojazdu przenoszona przez układ hybrydowy.

Tak sformułowana definicja umożliwi określenie rzeczywistego stopnia wykorzystania napędów elektrycznych w pojazdach hybrydowych. Większość współczesnych konstrukcji napędów hybrydowych nie pozwala na uzyskiwanie maksymalnych mocy silników elektrycznych i spalinowego podczas danych warunków jazdy. Oznacza to, że mianownik równania (3) jest w rzeczywistości mniejszy, co prowadzi do zależności $H < H_R$. Powyżej przedstawione rozbieżności skłoniły do określenia rzeczywistego stopnia hybrydyzacji napędów. Uwzględniono przy tym zarówno teoretyczny wskaźnik hybrydyzacji, jak i rzeczywisty określony na podstawie wzoru (3).

4.2. Wskaźniki hybrydyzacji napędów pojazdów

Analizę napędów hybrydowych prowadzono dla obecnie produkowanych i dostępnych na rynku pojazdów. Wyboru

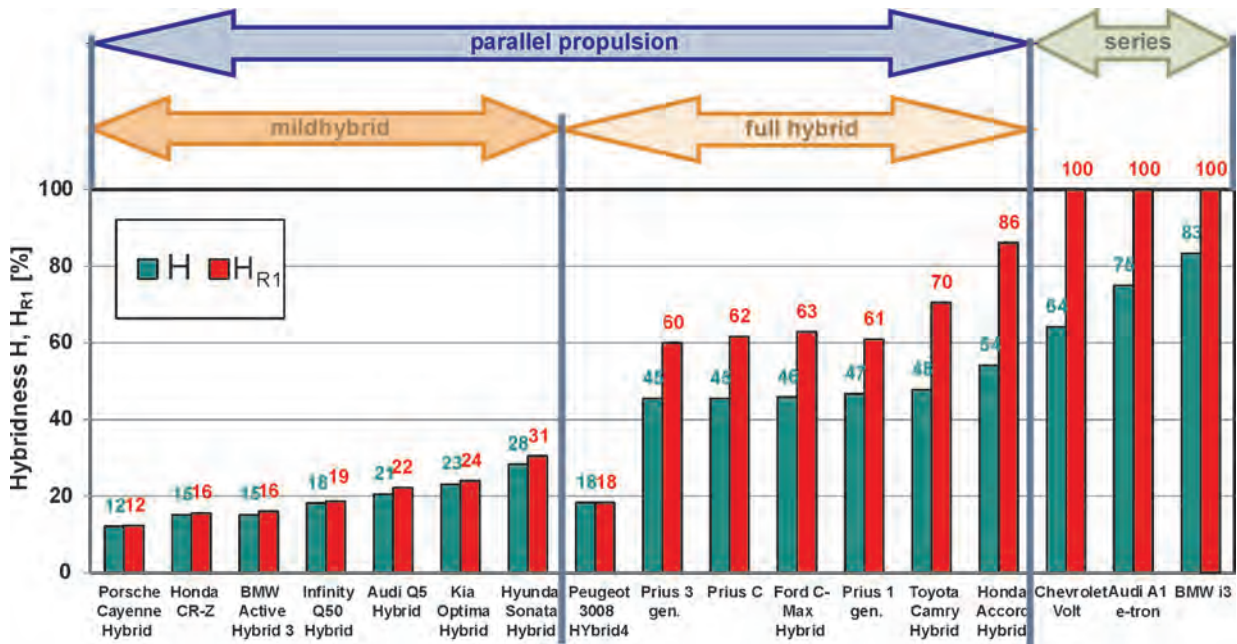


Fig. 10. The summary of hybridization indexes for the presented solutions of the drive systems
 Rys. 10. Zestawienie wskaźników hybrydyzacji prezentowanych rozwiązań układów napędowych

The analysis of hybridization indexes indicates that their larger values are obtained when the formula (3) is used than in case of the formula (2). This is due to the reduced power of the entire drive system in relation to the algebraic sum of powers of engine and motor. However, in case of the Peugeot 3008 hybrid drive system the indexes take the same values. Obtaining the same values of H and H_R results from the fact that in the drive system was introduced separation for the axes of the vehicle. The low hybridization index results from significant disproportion of drive powers of combustion engines and electric motors (4.4 times higher power of combustion engine than of electric motor).

Hybridization index for serial drive systems is always 100%, regardless of the size of the utilised combustion engine. For this reason, a revised equation (3) should be found, in order to take fully into account the variable extent of hybridization H_{R2} also in serial drive systems. Thus it was suggested to take into consideration the so-called deterioration factor including the influence of the value of the engine and motor powers in relation to the power transferred to the wheels:

$$H_{R2} = \frac{\sum_i N_{mi}}{\sum_i (N_{mi} + N_{ce})} A \quad (4)$$

where: N_{mi} – is the power of the electric motor in a hybrid vehicle, N_w – is the maximum power on the vehicle wheels transferred by the hybrid drive system, A – is the deterioration factor $\sum_i (N_{mi} + N_{ce}) N_w$.

The A factor amounts to 1 when the hybrid drive system has independent combustion engine and electric motor driv-

pojazdów dokonano spośród rodzajów napędów hybrydowych przedstawionych na rysunku 1. Znaczne rozbieżności mocy zaprezentowanych typów napędów hybrydowych wskazują na brak jednolitej struktury tego rynku. Wskaźniki hybrydyzacji napędów każdej z grup przedstawiono na rys. 10.

Analiza wskaźników hybrydyzacji wskazuje, że ich większe wartości otrzymuje się przy wyznaczaniu za pomocą wzoru (3) niż wzoru (2). Wynika to z obniżonej mocy całego układu napędowego w stosunku do algebraicznej sumy mocy silników. Jednak w przypadku napędu hybrydowego Peugeota 3008 wskaźniki przyjmują jednakowe wartości. Uzyskanie jednakowych wartości H oraz H_R wynika z tego, że w układzie napędowym zastosowano rozdzielanie napędu na osie pojazdu. Mały wskaźnik hybrydyzacji jest rezultatem dużych dysproporcji w mocach silników napędowych (4,4 razy większa moc silnika spalinowego niż elektrycznego).

Wskaźnik hybrydyzacji układów szeregowych wynosi zawsze 100%, niezależnie od wielkości zastosowanego silnika spalinowego. Z tego powodu należy poszukiwać zmienionego równania (3), pozwalającego na pełne uwzględnienie zmiennego stopnia hybrydyzacji H_{R2} również w napędach szeregowych. Z tego względu zaproponowano uwzględnienie tzw. współczynnika pogorszenia ujmującego wpływ wielkości mocy silników pojazdu do mocy przenoszonej na koła – równanie (4),

gdzie: N_{mi} – moc i-tego silnika elektrycznego w pojeździe hybrydowym, N_w – maksymalna moc na kołach pojazdu przenoszona przez układ hybrydowy, A – współczynnik pogorszenia zdefiniowany jako $\sum_i (N_{mi} + N_{ce}) N_w$.

Współczynnik A przyjmuje wartość 1, gdy napęd hybrydowy ma niezależne silniki spalinowy i elektryczny napędzające osobne osie napędowe. Wtedy wskaźnik teoretyczny

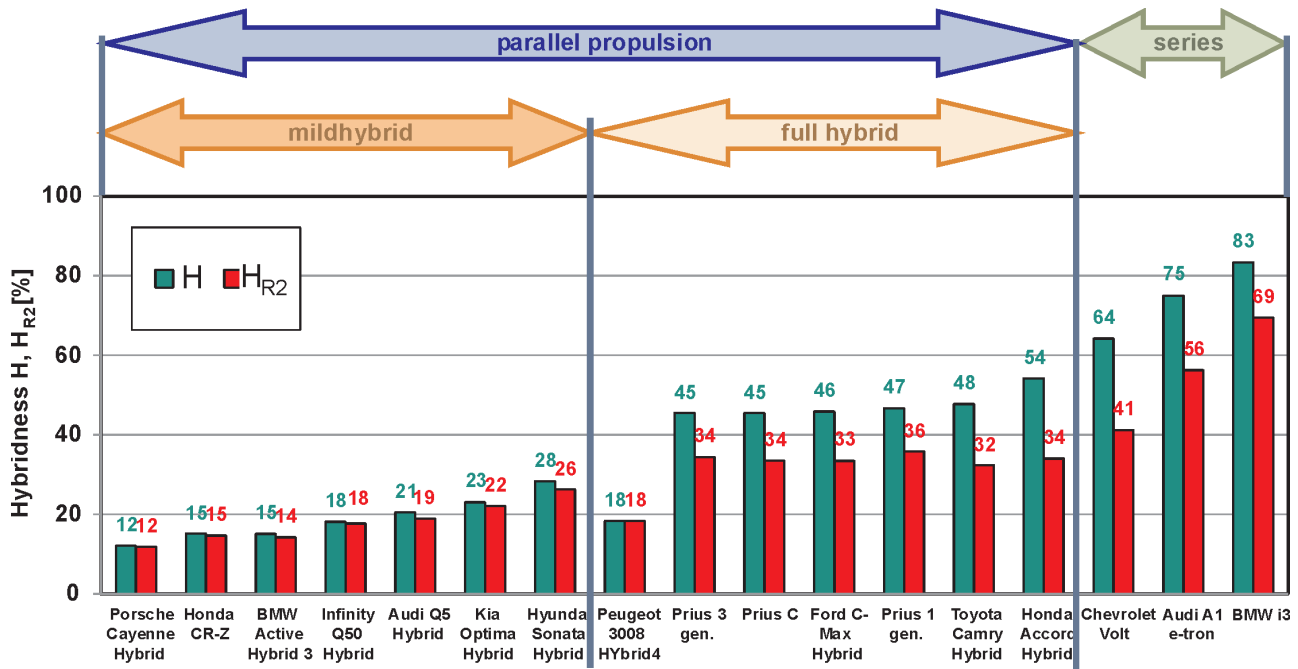


Fig. 11. The summary of hybridization indexes for the presented solutions of the drive systems including the deterioration factor
 Rys. 11. Zestawienie wskaźników hybrydyzacji rozwiązań układów napędowych uwzględniających współczynnik pogorszenia

ing separate axes. Then the theoretical index H is equal to H_{R2}. In other cases, index A is greater than 1. This means that the value H_{R2} should be equal to or less than H. Taking into account such an amendment allows for obtaining different hybridization indexes also for the vehicles with serial hybrid drive system. The results of the calculations taking into account H_{R2} index are shown in Fig. 11.

The comparison of the hybridization degree with the share of the combustion engine in relation to electric

H jest równy H_{R2}. W pozostałych przypadkach wskaźnik A jest większy od 1. Oznacza to, że wartość H_{R2} powinna być równa H lub mniejsza od H. Uwzględnienie takiej poprawki pozwala na uzyskanie zróżnicowanych wskaźników hybrydyzacji również dla pojazdów o hybrydowym napędzie szeregowym. Wyniki obliczeń uwzględniające wskaźnik H_{R2} przedstawiono na rys. 11.

Zestawienie stopnia hybrydyzacji z udziałem mocy silnika spalinowego do elektrycznego daje obraz hybrydy-

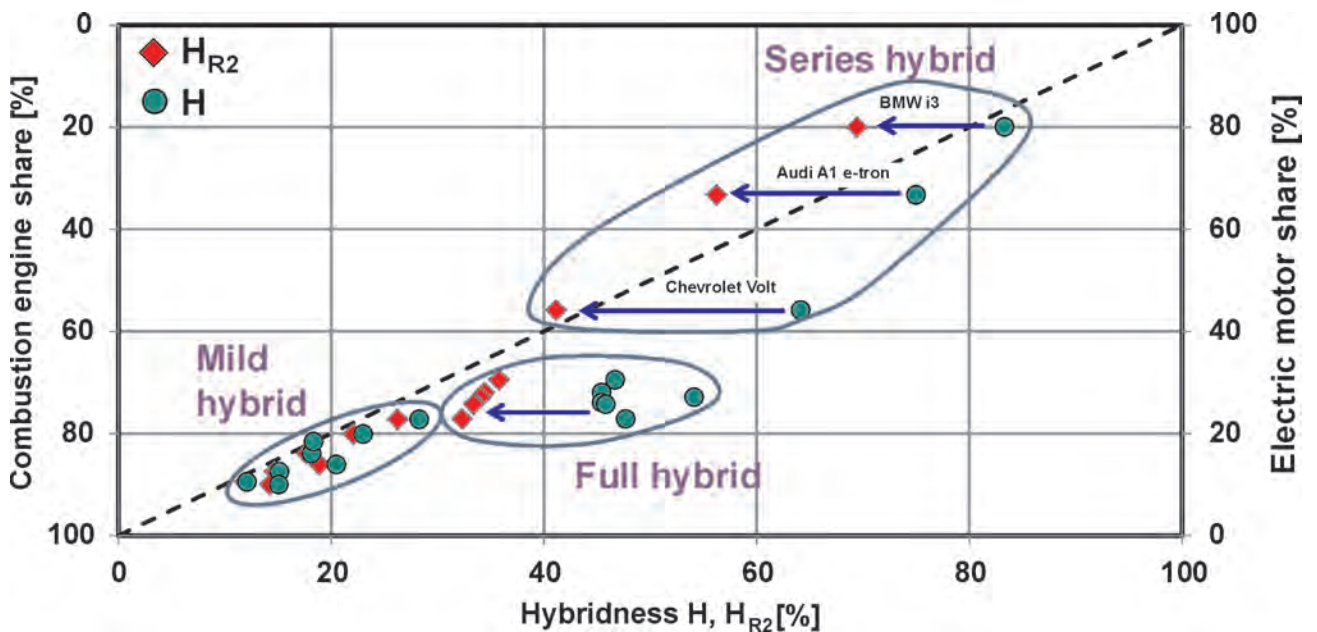


Fig. 12. Hybridization indexes (H_{R2} – the actual index taking into account the deterioration factor, H – theoretical index) against the share of the combustion engine and electric motor power of the analysed hybrid drive systems

Rys. 12. Wskaźniki hybrydyzacji (H_{R2} – rzeczywisty uwzględniający współczynnik pogorszenia, H – teoretyczny) na tle udziału mocy silnika spalinowego i elektrycznego analizowanych układów hybrydowych

motor power exemplifies the hybridization of drive systems (Fig. 12). From the analysis of the figure ensues (as predicted), that with the development of hybrid drive systems (mild hybrid – full hybrid – serial drive) the share of electric drive systems increases. This causes an increase in the degree of hybridization of drive systems. The compilation implies that the indexes of hybridization of drive systems take the following values:

- for mild hybrid drive systems: 10%–30%,
- for full hybrid drive systems: 30%–40%,
- for serial drive systems: 40%–70%.

Analysing the theoretical and actual degree of hybridization, a reduction of the actual index of hybridization might be observed (after inclusion of the deterioration factor). The most significant differences of these indicators are obtained when analysing serial drive systems (the least significant are observed for drives of mild hybrid type), as the combustion engine does not transfer the power to the drive wheels of the vehicle.

5. Conclusions

The presented solutions of hybrid drive systems are the latest designs of the currently produced vehicles. The hybrid drive systems: serial, parallel and mixed were analysed. The presented indexes of hybridization define the degree of hybridization determined in two ways. The theoretical index H depends primarily on the difference between the electric motor power and combustion engine power. The higher the power of the electric motor and the lower the power of the combustion engine, the higher the degree of hybridization H . Therefore, the highest value for this index is obtained in vehicles, in which the primary drive is the electric motor. In this situation, the highest values are observed for vehicles of Range Extender type, in which the combustion engine is used only to recharge the batteries. The actual index of hybridization H_{R2} reflects the ratio of the power of an electric motor (or motors) against the power that can be transferred to the wheels of the vehicle, taking into account the disproportion between the power on wheels and the power on drives (the electric motors or one electric motor and one combustion engine) in the vehicle. This is an index that to a larger extent reflects the nature of the hybrid drive system, as it takes into account the real possibilities of utilisation of both sources of propulsion in the vehicle. The index determined on the basis of the equation (3) is less than the theoretical index, however, it should be noted that only for the electric vehicle this indicator obtains a value of 1 (or 100%).

The indexes of hybridization of drive systems obtained in the analysis take the following values:

- for mild hybrid drive systems: 10%–30%,
- for full hybrid drive systems: 30%–40%,
- for serial drive systems: 40%–70%.

The subsequent phase of research on the degree of hybridization of hybrid drive systems should be the possibility of creating a numerical classification of hybrid systems including the types of drive systems (electric motor and combustion engine) and the battery capacity, since the range of the hybrid vehicle depends on these components.

zacji napędów (rys. 12). Z jego analizy wynika (zgodnie z przewidywaniami), że wraz z rozwojem napędów hybrydowych (mild hybrid – full hybrid – napęd szeregowy) udział napędów elektrycznych zwiększa się. Powoduje to zwiększenie stopnia hybrydyzacji napędów. Z zestawienia wynika, że wskaźniki hybrydyzacji napędów przyjmują następujące wartości:

- dla napędów mild hybrid: 10%–30%,
- dla napędów full hybrid: 30%–40%,
- dla napędów szeregowych: 40%–70%.

Analizując teoretyczny i rzeczywisty stopień hybrydyzacji, można zauważyć zmniejszenie wartości rzeczywistego wskaźnika hybrydyzacji (następuje uwzględnienie wskaźnika pogorszenia). Największe różnice tych wskaźników uzyskuje się podczas analizy napędów szeregowych (najmniejsze dla napędów typu mild hybrid), gdyż silnik spalinowy nie przekazuje mocy do kół napędowych pojazdu.

5. Wnioski

Przedstawione rozwiązania napędów hybrydowych są najnowszymi konstrukcjami obecnie produkowanych pojazdów. Analizie poddano hybrydowe układy szeregowy, równoległe oraz mieszane. Przedstawione wskaźniki hybrydyzacji określają stopień hybrydyzacji wyznaczony dwoma sposobami. Teoretyczny wskaźnik H zależy przede wszystkim od różnicy mocy między silnikami elektrycznym i spalinowym. Im większa moc silnika elektrycznego oraz im mniejsza moc silnika spalinowego, tym większy stopień hybrydyzacji H . Z tego względu największą wartość tego wskaźnika uzyskują pojazdy, w których podstawowym źródłem napędu jest silnik elektryczny. W tej sytuacji najwyższe wartości mają pojazdy typu Range Extender, w których niewielkiego silnika spalinowego używa się tylko w celu doładowania akumulatorów. Rzeczywisty wskaźnik hybrydyzacji H_{R2} przedstawia stosunek mocy silnika elektrycznego (lub silników) do mocy jaką można otrzymać na kołach pojazdu przy uwzględnieniu dysproporcji między mocą na kołach a mocą silników (elektrycznych lub jednego elektrycznego i spalinowego) w pojeździe. Jest to wskaźnik, który w większym stopniu oddaje naturę napędu hybrydowego. Uwzględnia on bowiem rzeczywiste możliwości wykorzystania obu źródeł napędowych pojazdu. Wskaźnik wyznaczony za pomocą równania (3) przyjmuje wartości mniejsze niż wskaźnik teoretyczny, jednak należy zauważyć, że tylko dla pojazdu elektrycznego wskaźnik ten uzyskuje wartość równą 1 (lub 100%).

Otrzymane w wyniku analiz wskaźniki hybrydyzacji napędów przyjmują następujące wartości:

- dla napędów mild hybrid: 10%–30%,
- dla napędów full hybrid: 30%–40%,
- dla napędów szeregowych: 40%–70%.

Dalszym etapem prac dotyczących stopnia hybrydyzacji napędów hybrydowych powinna być możliwość stworzenia klasyfikacji liczbowej napędów hybrydowych, uwzględniająca typ silników (elektrycznego i spalinowego) oraz pojemność akumulatorów, gdyż od tych składników zależy zasięg pojazdu hybrydowego.

Abbreviation/Skróty i oznaczenia

A	deterioration factor/współczynnik pogorszenia	N_{ce}	engine power/moc silnika spalinowego
CO ₂	carbon dioxide/dwutlenek węgla	N_h	index of vehicle power/wskaźnik mocy silników napędowych
H	hybridization/hybrydyzacja	N_m	power of the electric motor/moc silnika elektrycznego
H _{R1}	actual drive hybridization index/rzeczywisty wskaźnik hybrydyzacji	N_{mi}	power of the electric motor in a hybrid vehicle/moc i-tego silnika elektrycznego w pojeździe hybrydowym
H _{R2}	actual drive hybridization index included deterioration factor/rzeczywisty wskaźniki hybrydyzacji uwzględniający współczynnik pogorszenia	N_v	specific powers/moc właściwa
Mo	torque/moment obrotowy	p_{ce}	mean effective pressure/średnie ciśnienie użyteczne

This article was financially supported within the project "Engineer of the Future. Improving the didactic potential of the Poznan University of Technology" - POKL.04.03.00-00-259/12, implemented within the Human Capital Operational Programme, co-financed by the European Union within the European Social Fund.

Publikacja powstała w ramach realizacji projektu "Inżynier Przyszłości. Wzmocnienie potencjału dydaktycznego Politechniki Poznańskiej.", nr POKL.04.03.00-00-259/12, współfinansowanego ze środków Unii Europejskiej w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego.

Bibliography/Literatura

- [1] automobiles.honda.com/accord-plug-in/specifications.aspx
- [2] Borowski P., Pielecha I., Cieślak W., Bueschke W., Czajka J., Hybrydyzacja układów napędowych pojazdów samochodowych. Logistyka 3/2013, 665-670, ISSN 1231-5478.
- [3] Cieślak W., Borowski P., Pielecha I., Bueschke W., Czajka J., Wislocki K., Systemy recykulacji spalin we współczesnych konstrukcjach silnikowych. Logistyka 3/2013, 1118-1127, ISSN 1231-5478.
- [4] carmarket.com.pl (dostęp z dnia 15.08.2014).
- [5] Borowski P., Pielecha I., Cieślak W., Bueschke W., Czajka J., Statyczny i dynamiczny downsizing silników spalinowych. Logistyka 3/2013, 671-679, ISSN 1231-5478.
- [6] Fuhs A.E., Hybrid vehicles and the future of personal transportation. CRC Press 2008.
- [7] Higuchi N., Sunaga Y., Tanaka M., Shimada H., Development of a New Two-Motor Plug-In Hybrid System, SAE Int. J. Alt. Power. 2(1):135-145, 2013, doi:10.4271/2013-01-1476.
- [8] Langen P., Future Mobility Solutions of the BMW Group. 33. Internationales Wiener Motorensymposium 2012.
- [9] Merksiz J., Pielecha I., Alternatywne napędy pojazdów. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006.
- [10] Merksiz J., Pielecha I., Borowski P.: Parametry eksploatacyjne silników spalinowych w pojazdach typu Range Extender. Autobusy 4/2013, s. 26-30.
- [11] mnordan.com/2013/02/28/the-very-curious-hybrid-boom (dostęp z dnia 15.08.2014).
- [12] motoren.wordpress.com (dostęp z dnia 15.08.2014).
- [13] samar.com.pl (dostęp z dnia 15.08.2014).
- [14] Uehara, T., Takahashi, Y., Oki, R., Hirasawa, T. et al., Development of the New THS-II Powertrain for Compact Vehicles, SAE Technical Paper 2012-01-1017, 2012, doi:10.4271/2012-01-1017.
- [15] www.audi.co.uk/about-audi/latest-news/audi-a1-e-tron-zero-emissions-in-the-city.html (dostęp z dnia 15.08.2014).
- [16] www.bmw.pl/pl/pl/newvehicles/i/i3/2013/showroom/drive.html (dostęp z dnia 15.08.2014).
- [17] www.hybridcars.com/bmw-i3-electric-car-overview (dostęp z dnia 15.08.2014).
- [18] www.hyundaiusa.com (dostęp z dnia 15.08.2014).
- [19] Yonekawa A., Ueno M., Watanabe O., Ishikawa N., Development of New Gasoline Engine for ACCORD Plug-in Hybrid, SAE Technical Paper 2013-01-1738, 2013, doi:10.4271/2013-01-1738.

Ireneusz Pielecha, DSc., DEng. – doctor at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

Dr hab. inż. Ireneusz Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: ireneusz.pielecha@put.poznan.pl



Wojciech Cieślak, MEng. – postgraduate at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

Mgr inż. Wojciech Cieślak – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: wojciech.m.cieslik@doctorate.put.poznan.pl



Przemysław Borowski, MEng. – postgraduate at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

Mgr inż. Przemysław Borowski – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: przemyslaw.t.borowski@doctorate.put.poznan.pl



Jakub Czajka, DEng. – doctor at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

Dr inż. Jakub Czajka – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: jakub.czajka@put.poznan.pl



Wojciech Bueschke, MEng. – postgraduate at the Faculty of Machines and Transport of Poznan University of Technology.

Mgr inż. Wojciech Bueschke – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: wojciech.e.bueschke@doctorate.put.poznan.pl



PM emission in the exhaust gas of SI engines fed with petrol or LPG

The paper presents measurements of PM emission in the exhaust gas of a gasoline fueled SI engine alternatively fueled with LPG. The research was performed on a 170.A1 engine using the Dekati ELPI+ PM analyzer and Micro Diluter 6100 (a micro-dilution tunnel). The author also measured the concentration of exhaust gaseous components with the use of Horiba MEXA 1500GH analyzer. The author compared the PM concentration and size distribution in the exhaust gas for both fuels.

Key words: SI engine, exhaust gas emissions, particulate matter, nanoparticles, petrol, LPG

Emisja cząstek stałych w spalinach silnika ZI zasilanego benzyną lub mieszaniną propanu i butanu

W artykule przedstawiono pomiary emisji cząstek stałych (PM) w spalinach silnika ZI zasilanego benzyną albo skroploną mieszaniną propanu i butanu. Badania przeprowadzono na silniku 170.A1 z użyciem analizatora cząstek stałych Dekati ELPI+ wyposażonego w minitunel rozcieńczający Micro Diluter 6100. Równocześnie dokonano pomiaru stężenia gazowych składników spalin za pomocą analizatora Horiba MEXA 1500GH. Zmierzono stężenie oraz rozkład wielkości i liczbę cząstek stałych w spalinach, a następnie porównano uzyskane wyniki dla obu paliw.

Słowa kluczowe: silnik ZI, emisja spalin, cząstki stałe, nanocząstki, benzyna, LPG

1. Introduction

In a continuous strife to reduce the environmental impact of combustion engines new research problems and technical issues arise. Environmental standards legislation for the manufacturers of engines and vehicles is based on the analysis of the existing hazards for human health and life. The next step is creating the 'ecological' expectations from the new standard. An introduction of a standard should be preceded by an analysis of the technical possibilities of its realization in the future. To this end, the theoretical and experimental research of combustion engines related to the exhaust emissions is conducted in all automotive industry research centers including strictly scientific institutions.

One of the exhaust components that have recently drawn significant attention is particulate matter. The emission limits of PM are chiefly related to diesel engines. Manufacturers of these engines were forced to apply measures reducing the PM emission such as combustion control systems and diesel particulate filters.

Thus far, spark ignition engines were not seen as a source of significant PM emission. The problem was first indicated for direct injection spark ignition engines, in which this fueling system may generate a significant amount of PM in the exhaust gas.

Due to the increasingly stringent emission standards, spark ignition engines are also controlled for the PM emission. The PM emission limits for spark ignition engines are only related to direct injected engines. In the currently applicable Euro 6 standard, PM emission limits are not provided for other gasoline engine types [1].

Spark ignition engines in their base version are fueled with gasoline but there exist generally known alternative fuels for these engines such as liquefied petroleum gas (LPG), natural gas or, recently, hydrogen. The emission of PM (mass emission) in the exhaust gas of this type is much

1. Wstęp

W związku z nieustannym dążeniem do zmniejszenia szkodliwego wpływu silników spalinowych na środowisko naturalne, pojawiają się nowe problemy badawcze i techniczne związane z tym zagadnieniem. Ustawodawstwo dotyczące ekologicznych norm, które obowiązują producentów silników i pojazdów samochodowych opiera się na rozeznaniu istniejących zagrożeń dla zdrowia i życia człowieka. Następnym krokiem jest sformułowanie oczekiwań ze „strony ekologicznej” w odniesieniu do kolejnego limitu dotyczącego emitowanych szkodliwych substancji. Wprowadzenie znowelizowanej normy jest, a przynajmniej powinno być, poprzedzone rozpoznaniem technicznych możliwości jej realizacji w przyszłości. Z tego powodu badania teoretyczne i eksperymentalne silników spalinowych związane z emisją szkodliwych związków w spalinach prowadzone są we wszystkich ośrodkach przemysłu silnikowego i placówkach naukowych.

Jednym ze składników spalin, który w ostatnich latach znalazł się w centrum zainteresowania są cząstki stałe. Limity emisji PM dotyczą zasadniczo silników o zapłonem samoczynnym. Producenci tych silników zostali zobligowani do zastosowania środków zmniejszających emisję PM, wśród których, poza sterowaniem procesem spalania w cylindrze, należy wymienić stosowanie filtra cząstek stałych w układzie wylotowym.

Dotychczas silniki ZI nie były postrzegane jako źródło istotnej emisji PM. Po raz pierwszy problem zasygnalizowano w silnikach ZI z bezpośrednim wtryskiem paliwa, w których ten system spalania może generować znaczącą emisję PM w spalinach.

W związku z ogólnie zaostrzającymi się normami emisji spalin, również silniki ZI podlegają ograniczeniom związanym z zawartością cząstek stałych w spalinach. Limit masy cząstek stałych dla silników z zapłonem iskrowym

lower compared to diesel engines, which was confirmed by the tests on direct injected gasoline engines performed by Chair of Combustion Engines at Cracow University of Technology [2]. The tests were conducted using Horiba TEOM 1105 analyzer. The analyzer designed for the measurement of PM in diesel exhaust gas did not provide reliable assessment of the PM emission from the gasoline engine due to its insufficient measurement resolution. The resolution was too low for the PM mass concentration and the PM smaller diameter in the gasoline exhaust gas compared to that of a diesel engine.

Because of its characteristic size, particulate matter can pass through the human respiratory system to the bloodstream, potentially leading to a variety of circulatory system conditions. Particularly hazardous are the nanoparticles (nPM) of the diameter in the range of 1–100 nm.

Thus far, the measurement results provided in literature as well as the validation of the measurements of nPM adopted the particle size of approx. 5–6 nm as the lower boundary diameter value [6–8]. Lower values of the diameter [4] pertained to the molecules of the elemental or organic carbon, carbon monoxide, volatile polycyclic aromatic hydrocarbons (to some extent) or sulfates. In recently published works, PM test results have appeared covering the particles of the diameter lower than 5 nm [9]. We can conclude that as the measurement methods and the equipment improve [5] particular attention will be drawn to particles of this size.

This paper describes research on the determination of the influence of type of fuel on the PM emission in spark ignition engines. The research was carried out in the chair of Combustion Engines at Cracow University of Technology.

2. Research object and equipment

The research object was a four cylinder 0.9 dm³ spark ignition 170.A1 engine fitted with a gasoline and a liquefied petroleum gas (LPG) fueling system. The engine was installed on a test bed with an electric brake.

The stand was fitted with an exhaust gas sampling system for the PM measurement. Dekati ELPI+ particle counter was used to which the exhaust gas was fed through a micro dilution tunnel (Micro Diluter 6100).

The Dekati ELPI+ (Electrical Low Pressure Impactor) analyzer (Fig. 1) [3] measures the PM concentration and PM



Fig. 1. Particulate matter analyzer ELPI+: 1 – impactor, 2 – general view [3]

Rys. 1. Analizator cząstek stałych ELPI+: 1 – impaktor, 2 – widok ogólny [3]

dotyczy obecnie jedynie silnika z bezpośrednim wtryskiem paliwa. W obowiązującej obecnie normie Euro 6 nadal nie przewiduje się ograniczeń emisji PM dla pozostałych typów silników ZI [1].

Silniki ZI w podstawowej wersji zasilane są benzyną, ale istnieją powszechnie znane układy zasilania tych silników gazowymi paliwami alternatywnymi, takimi jak: skroplona mieszanina propanu i butanu (LPG), gaz ziemny lub ostatnio wodór. Emisja PM (masa) w spalinach silników tego typu jest znacznie mniejsza niż w spalinach silników ZS, co potwierdziły również wykonane wcześniej w Zakładzie Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej badania silnika ZI z bezpośrednim wtryskiem benzyny [2]. Badania przeprowadzono z użyciem analizatora Horiba TEOM 1105. Analizator tego typu przewidziany do pomiarów emisji PM w spalinach silników ZS nie umożliwiał wiarygodnej oceny emisji cząstek stałych dla silnika ZI ze względu na rozdzielczość pomiarową. Była ona zbyt mała wobec mniejszej koncentracji masy i mniejszej średnicy PM w spalinach silnika ZI w porównaniu z emisją w spalinach silnika ZS.

Wymiary PM stwarzają szczególną możliwość przedostawania się ich drogą oddechową do krwioobiegu człowieka, powodując potencjalne zagrożenie np. chorobami układu krążenia. Jako szczególnie niebezpieczne postrzegane są tu nanocząstki (nPM) o średnicy z przedziału 1–100 nm.

W znanych z literatury pomiarach i weryfikacji emisji nPM przyjmowana była dotychczas jako dolna, graniczna średnica cząstki wartość około 5–6 nm [6–8]. Mniejsze wartości średnicy [4] dotyczyły molekuł m.in. elementarnego lub organicznego węgla, tlenku węgla, częściowo lotnych wielopierścieniowych węglowodorów aromatycznych, siarczanów. W ostatnio opublikowanych pracach pojawiły się jednak wyniki badań emisji PM obejmujących również cząstki o średnicy mniejszej niż 5 nm [9]. Można sądzić, że wraz z rozwojem metod pomiarowych i aparatury badawczej [5] szczególna uwaga będzie zwrócona na cząstki o tych wymiarach.

W niniejszym artykule przedstawiono badania wykonane w Zakładzie Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej dotyczące określenia wpływu rodzaju paliwa na emisję cząstek stałych w spalinach silnika ZI.

2. Obiekt badań i aparatura pomiarowa

Jako obiekt badań wybrano czterocylindrowy silnik 170.A1 o objętości skokowej 0,9 dm³ z zapłonem iskrowym, wyposażony w układ zasilania benzyną oraz układ zasilania skroploną mieszaniną propanu i butanu (LPG). Silnik zamontowano na stanowisku badawczym z hamulcem elektrycznym.

Stanowisko wyposażono w układ poboru próbek spalin do analizy emisji cząstek stałych. Wykorzystano licznik cząstek stałych Dekati ELPI+, do którego spaliny doprowadzono przez mikrotunel rozcieńczający Micro Diluter 6100.

Analizator Dekati ELPI+ (Electrical Low Pressure Impactor) (rys. 1) [3] umożliwia pomiar stężenia i rozkładu wielkości cząstek stałych w zakresie od 6 nm do 10 μm z częstotliwością próbkowania 10 Hz. Zakres wielkości cząstek jest podzielony na 14 przedziałów, których specyfikację przedstawiono w tabeli 1.

Table 1. Ranges of nominal diameters of PM measured by ELPI+ analyzer [3]

Tabela 1. Przedziały nominalnych średnic cząstek stałych PM mierzonych przez analizator ELPI+ [3]

	Number of diameter interval													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Ranges of diameters [µm]	0.006	0.017	0.030	0.060	0.108	0.170	0.260	0.400	0.640	1.00	1.60	2.50	4.40	6.80
	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	0.010	0.022	0.042	0.080	0.140	0.210	0.320	0.510	0.800	1.30	2.00	3.30	5.50	8.20

size distribution in the range from 6 nm to 10 µm with the sampling resolution of 10 Hz. The PM size range is divided into 14 intervals specified in Table 1.

The working principle of the analyzer is based on initial charging of the flowing PM with an electrical charge and then measuring the charge of the particles accumulated on the individual stages of the cascade of 14 electrically insu-

Zasada pracy analizatora opiera się na wstępnym ładowaniu znanym ładunkiem elektrycznym przepływającego strumienia cząstek stałych, a następnie pomiarze ładunku cząstek zgromadzonych na poszczególnych poziomach kaskady izolowanych elektrycznie 14 półek w tzw. impaktorze. Cząstki stałe są zbierane na poszczególnych półkach odpowiednio do ich średnicy aerodynamicznej i masy.

Ładunek mierzony za pomocą układu elektrometrycznego jest wprost proporcjonalny do liczby i masy cząstek zgromadzonych na danej półce. Na podstawie sygnału elektrycznego uzyskuje się informację o ilościowym i masowym stężeniu oraz rozkładzie wielkości cząstek stałych w badanym strumieniu spalin. Schemat ideowy układu pomiarowego ELPI przedstawia rysunek 2. Zakres pomiarowy analizatora odpowiada wymaganiom prowadzonych badań z uwzględnieniem szczególnie interesującego przedziału średnic najmniejszych cząstek stałych, tj. 6–100 nm.

Schemat toru pomiarowego emisji cząstek stałych z minitunelem rozcieńczającym MD 6100 i analizatorem stężenia gazowych składników spalin Horiba MEXA 1500GH przedstawiono na rysunku 3.

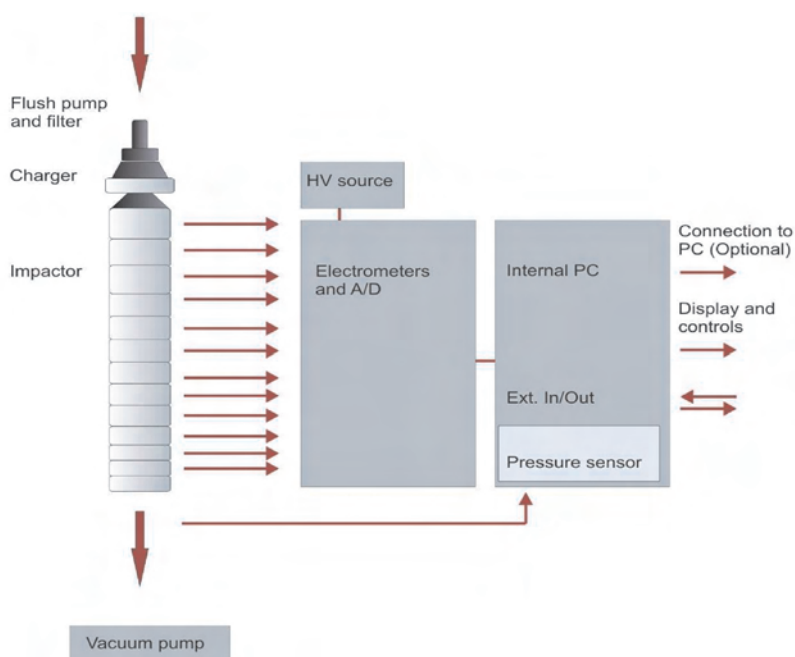


Fig. 2. Schematics of the measurement system of the PM analyzer ELPI+ [3]
Rys. 2. Schemat układu pomiarowego analizatora cząstek stałych ELPI+ [3]

lated shelves (the impactor). The particles are collected on the individual shelves proportionally to their aerodynamic diameter and mass. The charge measured by the electrometric system is directly proportional to the number and mass of the particles accumulated on a given shelf. Based on the electrical signal we obtain information on the number and mass concentration as well as the distribution of PM in the tested gas flow. The diagram of the ELPI measurement system is shown in Fig. 2. The measurement range of the analyzer meets the requirements of the performed tests including the particularly interesting range of diameters of the smallest PM i.e. 6–100 nm.

Schematics of the measurement line of the PM emission with the MD 6100 micro dilution tunnel and the Horiba MEXA 1500GH analyzer (concentration of gaseous components) has been shown in Fig. 3.

3. Procedura badań

Badania silnika 170.A1 wykonano przy prędkości obrotowej wału korbowego $n = 3000$ 1/min, dla dwóch wartości momen-

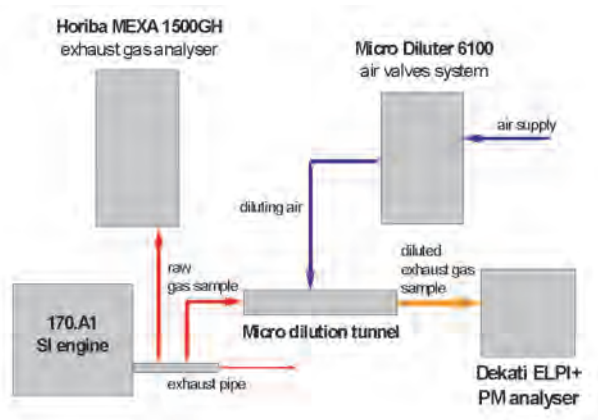


Fig. 3. Diagram of the PM measurement line with the micro dilution tunnel (MD 6100)
Rys. 3. Schemat toru pomiarowego cząstek stałych PM z mini-tunelem rozcieńczającym MD 6100

3. Research procedure

The research on the 170.A1 engine was performed at the engine speed of $n = 3000$ 1/min for two values of torque: 10 N·m and 45 N·m representing the state of low and medium loads. The engine was fueled with gasoline and then with standard LPG. Through the ELPI+ analyzer the author recorded the emission of PM. The sampling was done through the MD 6100 dilution mini-tunnel. Since a small flow of particle was expected, the smallest admissible dilution rate of $D_R = 6.2$ was applied. The engine ran on a stoichiometric mixture for both gasoline and LPG. The values of the PM emission were measured for 5 minutes. Simultaneously, with the Horiba MEXA 1500GH analyzer, the concentrations of the following exhaust gas components were measured: carbon monoxide, carbon dioxide, hydrocarbons, oxygen and nitrogen oxides.

4. Results

The results of the PM measurement in the exhaust gas of the 170.A1 engine are presented in Figs 4–11. The scale of the individual tracings, according to the automatic recording of the analyzer, corresponds to the range of the measured

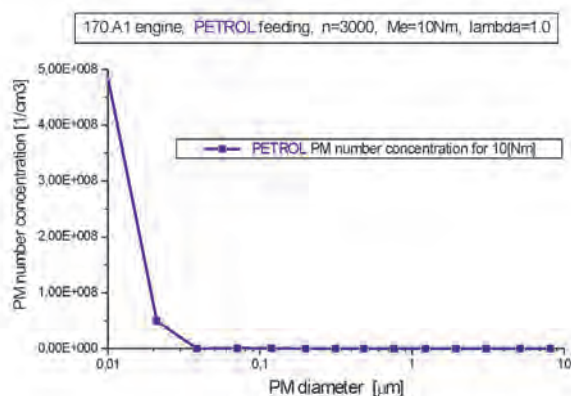


Fig. 4. PM number concentration in the exhaust gas of the 170.A1 engine fueled with gasoline related to the PM size; engine speed $n = 3000$ 1/min, load 10 N·m, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 4. Stężenie liczbowe cząstek stałych w spalinach silnika 170.A1 zasilanego benzyną w zależności od wielkości cząstek; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, obciążenie 10 N·m, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

values. Comparative tracings (Fig. 12 and 13) of the particle number, mass concentration and types of fuel were shown in the same scale for all load conditions. The courses shown in this way allowed generating a better picture of the proportions between the PM emissions in individual cases.

Gaseous concentrations of exhaust gas components for individual cases are shown in figures 14–18.

The nature of the curve tracings of the particle number concentration was similar for both engine loads and fuels (Fig. 12). The maximum value of the particle number concentration was for the smallest particles of the diameter of 6–10 nm represented by points on the abscissa of 0.01 μm (measurement range no. 1 of the ELPI+ analyzer).

tu obrotowego: 10 N·m i 45 N·m, reprezentujących stan małego i średniego obciążenia. Silnik zasilano benzyną, a następnie standardową mieszaniną skroplonego propanu i butanu. Za pomocą analizatora ELPI+ rejestrowano emisję cząstek stałych. Poboru spalin do analizy dokonano przez minitunel rozcieńczający MD 6100. Ze względu na spodziewany niewielki strumień cząstek, zastosowano najmniejszą możliwą do uzyskania wartość stopnia rozcieńczenia $D_R = 6.2$. Silnik zasilano mieszkanką stechiometryczną zarówno w odniesieniu do benzyny, jak i mieszaniny propanu i butanu. Wartości emisji cząstek stałych mierzono w czasie 5 min. Równoległe za pomocą analizatora Horiba MEXA 1500GH mierzono wartości stężenia gazowych składników spalin: tlenku węgla, dwutlenku węgla, węglowodorów, tlenu oraz tlenków azotu.

4. Wyniki badań

Wyniki pomiarów emisji cząstek stałych w spalinach silnika 170.A1 przedstawiono na rysunkach 4–11. Skala poszczególnych wykresów, zgodnie z automatycznym zapisem analizatora, odpowiada zakresowi zmierzonych wartości. Wykresy porównawcze (rys. 12 i 13) liczby cząstek oraz

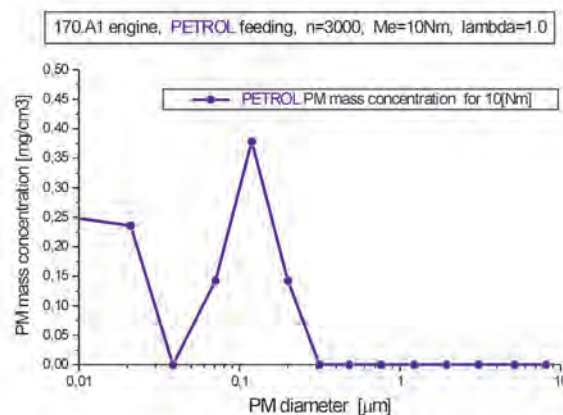


Fig. 5. PM mass concentration in the exhaust gas of the 170.A1 engine fueled with gasoline related to the PM size; engine speed $n = 3000$ 1/min, load 10 N·m, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 5. Stężenie masowe cząstek stałych w spalinach silnika 170.A1 zasilanego benzyną w zależności od wielkości cząstek; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, obciążenie 10 N·m, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

masowego stężenia cząstek i rodzajów paliwa wykonano w tej samej skali dla wszystkich stanów obciążenia. Tak zestawione przebiegi pozwoliły na lepsze zobrazowanie proporcji między wartościami emisji PM w poszczególnych przypadkach.

Wartości stężeń gazowych składników spalin dla poszczególnych przypadków przedstawiono na rysunkach 14–18.

Charakter przebiegu krzywych stężenia liczbowego cząstek stałych był podobny dla obu badanych stanów obciążenia silnika i rodzajów paliwa (rys. 12). Maksimum wartości stężenia liczbowego cząstek stałych przypadało dla najmniejszych wielkości cząstek stałych 6–10 nm, reprezentowanych na wykresach przez punkty o odciętej 0,01 μm (przedział pomiarowy nr 1 analizatora ELPI+).

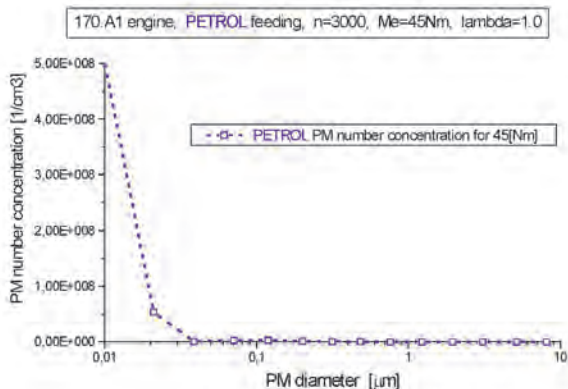


Fig. 6. PM number concentration in the exhaust gas of the 170.A1 engine fueled with gasoline related to the PM size; engine speed $n = 3000$ 1/min, load $45 \text{ N}\cdot\text{m}$, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 6. Stężenie liczbowe cząstek stałych w spalinach silnika 170.A1 zasilanego benzyną w zależności od wielkości cząstek; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, obciążenie $45 \text{ N}\cdot\text{m}$, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

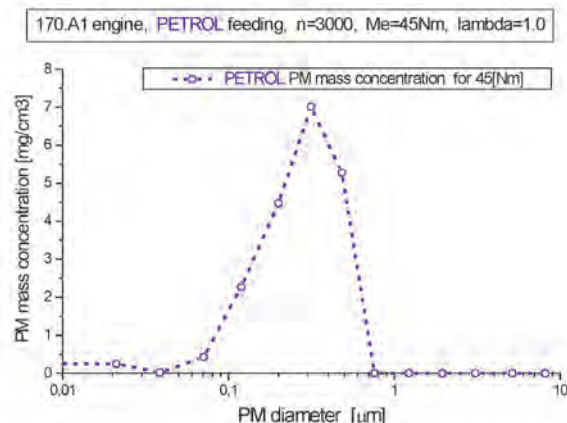


Fig. 7. PM mass concentration in the exhaust gas of the 170.A1 engine fueled with gasoline related to the PM size; engine speed $n = 3000$ 1/min, load $45 \text{ N}\cdot\text{m}$, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 7. Stężenie masowe cząstek stałych w spalinach silnika 170.A1 zasilanego benzyną w zależności od wielkości cząstek; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, obciążenie $45 \text{ N}\cdot\text{m}$, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

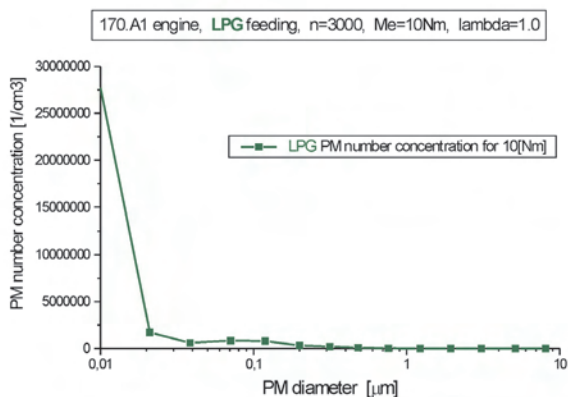


Fig. 8. PM number concentration in the exhaust gas of the 170.A1 engine fueled with LPG related to the PM size; engine speed $n = 3000$ 1/min, load $10 \text{ N}\cdot\text{m}$, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 8. Stężenie liczbowe cząstek stałych w spalinach silnika 170.A1 zasilanego mieszaniną propanu i butanu w zależności od wielkości cząstek; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, obciążenie $10 \text{ N}\cdot\text{m}$, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

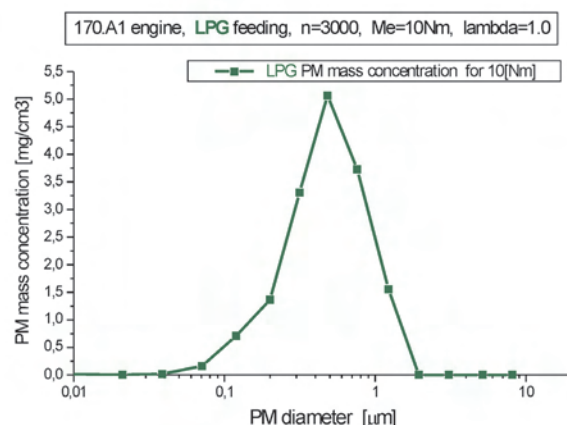


Fig. 9. PM mass concentration in the exhaust gas of the 170.A1 engine fueled with LPG related to the PM size; engine speed $n = 3000$ 1/min, load $10 \text{ N}\cdot\text{m}$, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 9. Stężenie masowe cząstek stałych w spalinach silnika 170.A1 zasilanego mieszaniną propanu i butanu w zależności od wielkości cząstek; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, obciążenie $10 \text{ N}\cdot\text{m}$, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

The comparison of the curve tracings of the particle mass concentration (Fig. 13) also showed similar shapes for both tested engine loads and fuel types. The difference was in the particle diameters and loads for which the maximum in individual curves occurred.

When fueled with gasoline, the particle mass concentration had the greatest value for the particle diameter of 300 nm at the load of $45 \text{ N}\cdot\text{m}$.

When fueled with LPG, the particle mass concentration reached the value of approx. 500 nm at the load of $10 \text{ N}\cdot\text{m}$.

For both fuels (gasoline and LPG) for the particle diameter of approx. 110 nm a small local maximum of the particle mass concentration occurred (approximately 0.5 mg/cm^3). When fueled with gasoline, this effect occurred at the engine load of $10 \text{ N}\cdot\text{m}$ and when fueled with LPG, this occurred at $45 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Porównanie przebiegu krzywych masowego stężenia cząstek stałych (rys. 13) również wykazywało podobieństwo kształtu dla obu badanych stanów obciążenia silnika i rodzajów paliwa. Różnica dotyczyła wielkości cząstek oraz wartości obciążenia, dla którego wystąpiło maksimum na poszczególnych krzywych.

Przy zasilaniu silnika benzyną masowe stężenie PM przyjęło największą wartość dla średnicy cząstek ok. 300 nm przy obciążeniu $45 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Przy zasilaniu mieszaniną propanu i butanu koncentracja masowa PM osiągnęła wartość maksymalną dla średnicy cząstek ok. 500 nm przy obciążeniu silnika $10 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Zarówno przy zasilaniu silnika benzyną, jak i mieszaniną propanu i butanu dla średnicy PM ok. 110 nm wystąpiło niewielkie, lokalne maksimum masowego stężenia PM (ok.

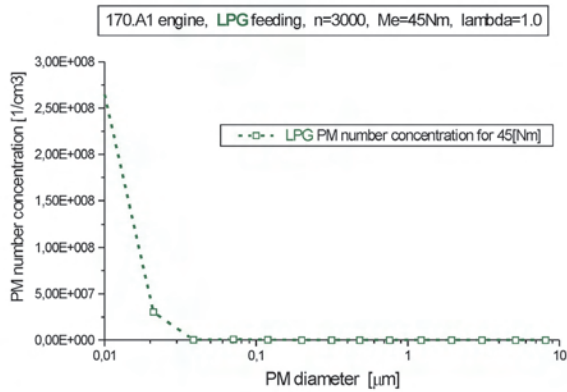


Fig. 10. PM number concentration in the exhaust gas of the 170.A1 engine fuelled with LPG related to the PM size; engine speed $n = 3000$ 1/min, load 45 N·m, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 10. Stężenie liczbowe cząstek stałych w spalinach silnika 170.A1 zasilanego mieszaniną propanu i butanu w zależności od wielkości cząstek; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, obciążenie 45 N·m, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

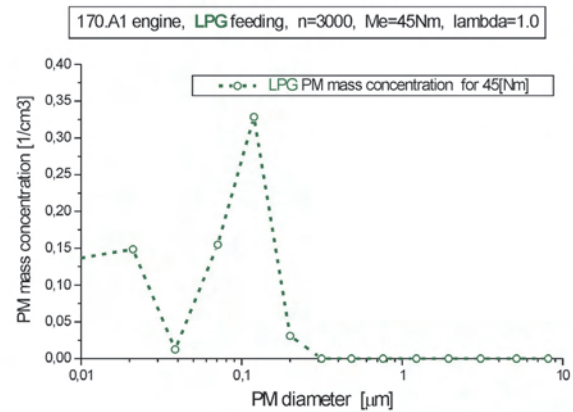


Fig. 11. PM mass concentration in the exhaust gas of the 170.A1 engine fuelled with LPG related to the PM size; engine speed $n = 3000$ 1/min, load 45 N·m, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 11. Stężenie masowe cząstek stałych w spalinach silnika 170.A1 zasilanego mieszaniną propanu i butanu w zależności od wielkości cząstek; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, obciążenie 45 N·m, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

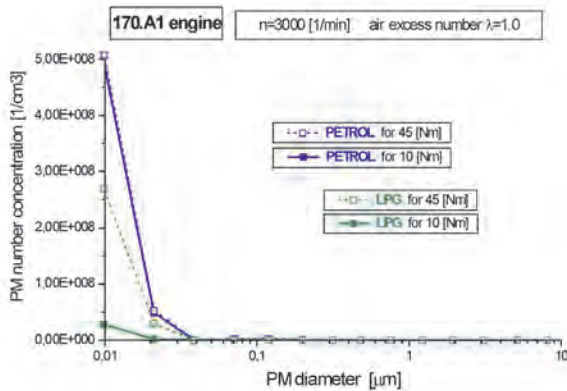


Fig. 12. Comparison of the PM number concentration in the exhaust gas of the 170.A1 engine fuelled with gasoline or LPG related to the PM size; engine speed $n = 3000$ 1/min, load 10 N·m and 45 N·m, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 12. Porównanie stężenia liczbowego cząstek stałych w spalinach silnika 170.A1 zasilanego benzyną lub mieszaniną propanu i butanu w zależności od wielkości cząstek; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, obciążenie 10 N·m i 45 N·m, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

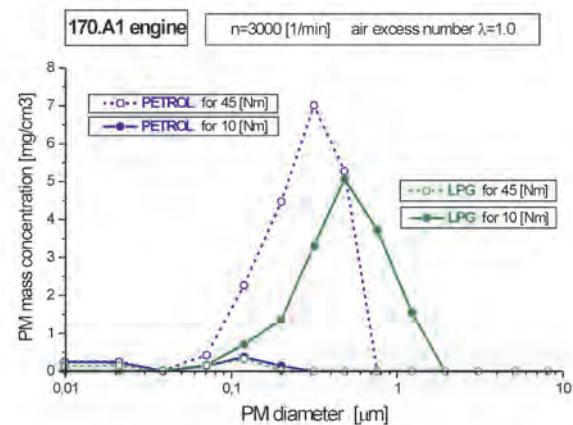


Fig. 13. Comparison of the PM mass concentration in the exhaust gas of the 170.A1 engine fuelled with gasoline or LPG related to the PM size; engine speed $n = 3000$ 1/min, load 10 N·m and 45 N·m, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 13. Porównanie masowego stężenia cząstek stałych w spalinach silnika 170.A1 zasilanego benzyną lub mieszaniną propanu i butanu w zależności od wielkości cząstek; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, obciążenie 10 N·m i 45 N·m, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

The results of the measurements of the exhaust gas components, shown in figures 14–18 had similar values for gasoline and LPG fueling. In a few cases significant differences occurred:

- The concentration of carbon monoxide (Fig. 14) for the engine load of 45 N·m (approx. 0.47 % when fueled with gasoline and approx. 0.08 % when fueled with LPG),
- The concentration of hydrocarbons (Fig. 16) for the engine load of 10 N·m (approx. 75 ppm when fueled with gasoline and approx. 50 ppm when fueled with LPG),
- The concentration of oxygen (Fig. 17) for the engine load of 45 N·m (approx. 1.4 % when fueled with gasoline and approx. 0.35 % when fueled with LPG).

0,5 mg/cm³). Przy zasilaniu benzyną ten efekt wystąpił przy obciążeniu silnika 10 N·m, natomiast przy zasilaniu mieszaniną propanu i butanu przy obciążeniu 45 N·m.

Wyniki pomiarów stężenia gazowych składników spalin, przedstawione na rysunkach 14–18, wykazały zbliżone wartości dla zasilania silnika benzyną i mieszaniną propanu i butanu. W kilku przypadkach wystąpiły jednak zauważalnie większe różnice dotyczące:

- stężenia tlenku węgla (rys. 14) dla obciążenia silnika 45 N·m (wartość ok. 0,47 % przy zasilaniu benzyną i ok. 0,08 % przy zasilaniu mieszaniną propanu i butanu),
- stężenia węglowodorów (rys. 16) dla obciążenia silnika 10 N·m (wartość ok. 75 ppm przy zasilaniu benzyną i ok. 50 ppm przy zasilaniu mieszaniną propanu i butanu),

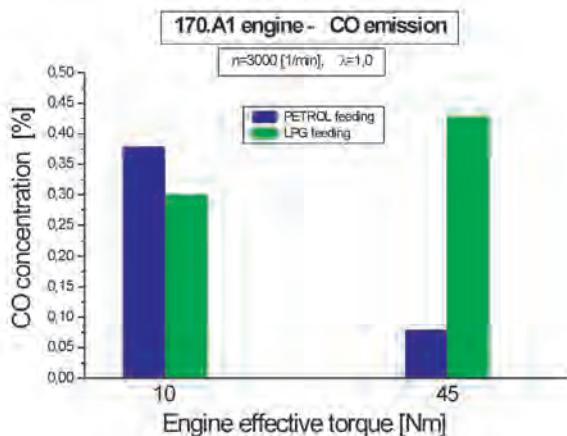


Fig. 14. Concentration of carbon monoxide in the exhaust gas of the 170.A1 engine fueled with gasoline or LPG related to the engine load; engine speed $n = 3000$ 1/min, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 14. Stężenie tlenku węgla w spalinach silnika 170.A1 zasilanego benzyną lub mieszaniną propanu i butanu w zależności od obciążenia; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

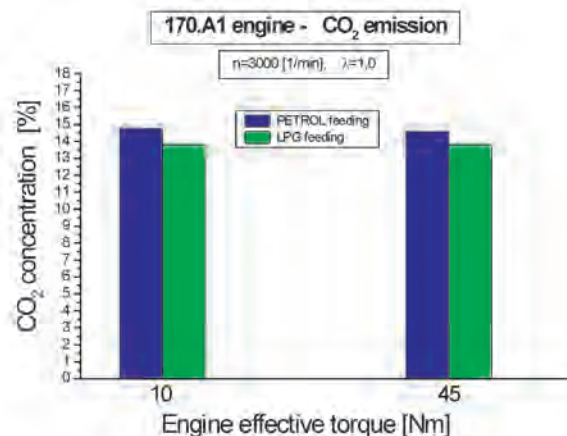


Fig. 15. Concentration of carbon dioxide in the exhaust gas of the 170.A1 engine fueled with gasoline or LPG related to the engine load; engine speed $n = 3000$ 1/min, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 15. Stężenie dwutlenku węgla w spalinach silnika 170.A1 zasilanego benzyną lub mieszaniną propanu i butanu w zależności od obciążenia; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

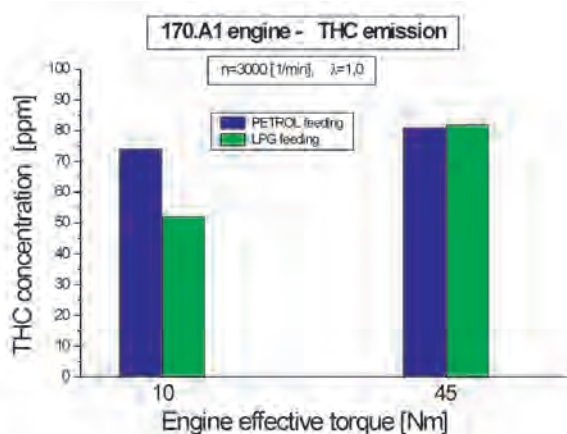


Fig. 16. Concentration of hydrocarbons in the exhaust gas of the 170.A1 engine fueled with gasoline or LPG related to the engine load; engine speed $n = 3000$ 1/min, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 16. Stężenie węglowodorów w spalinach silnika 170.A1 zasilanego benzyną lub mieszaniną propanu i butanu w zależności od obciążenia; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

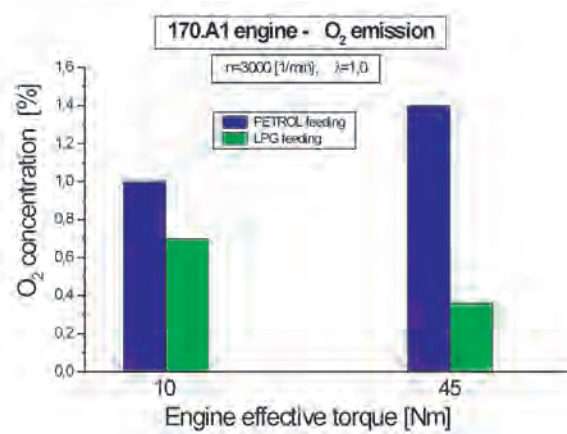


Fig. 17. Concentration of oxygen in the exhaust gas of the 170.A1 engine fueled with gasoline or LPG related to the engine load; engine speed $n = 3000$ 1/min, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 17. Stężenie tlenu w spalinach silnika 170.A1 zasilanego benzyną lub mieszaniną propanu i butanu w zależności od obciążenia; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ 1/min, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

5. Analysis of the results

The measurements have shown that in all cases of engine loads and fuel types particles of the size of 6–20 nm were the dominating fraction in the tested range of 0.006–10 μm .

When fueled with gasoline the concentration of the smallest particles of the diameter of 6–10 nm for the engine load of 10 N·m was comparable to that of the 45 N·m and was: $4.9E8$ 1/cm³ and $5.1E8$ 1/cm³ respectively.

The extreme values of the particle number concentration of the nanoparticles in this diameter range (Fig. 12) are as reported in literature [4]. Special investigations are to be conducted to determine their structure and chemical composition.

When fueled with LPG the mass concentration of particles of the diameter of 6–10 nm for the engine load of 10

c) stężenia tlenu (rys. 17) dla obciążenia silnika 45 N·m (wartość ok. 1,4 % przy zasilaniu benzyną i ok. 0,35 % przy zasilaniu mieszaniną propanu i butanu).

5. Analiza wyników badań

Przeprowadzone pomiary wykazały, że we wszystkich przypadkach obciążenia silnika i rodzaju paliwa cząstki o rozmiarze z przedziału 6–20 nm stanowiły frakcję licznie dominującą w badanym zakresie 0,006–10 μm .

Przy zasilaniu benzyną koncentracja najmniejszych PM o średnicy 6–10 nm dla obciążenia silnika 10 N·m była porównywalna z koncentracją PM dla obciążenia 45 N·m i wynosiła odpowiednio około: $4,9E8$ 1/cm³ i $5,1E8$ 1/cm³.

Ekstremum wartości liczbowego stężenia nanocząstek

$N \cdot m$ was approximately $2.8E7$ $1/cm^3$ and was one order of magnitude smaller than for the load of $45 N \cdot m$ (approximately $2.7E8$ $1/cm^3$). Such a relation was expected as it was assumed that greater loads should generate a greater number of particles.

The mass of the generated particles, when fueled with gasoline as well as LPG (Fig. 13) was formed by particles from the range 100–1000 nm.

The maximum of the particle mass, when fueled with gasoline, was for particles of the diameter of approximately 300 nm and the concentration of the particle mass was approximately $7 mg/cm^3$.

LPG fueling resulted in shifting of this maximum towards greater particles – up to approximately 500 nm but the maximum value of the mass concentration of the particles ($5 mg/cm^3$) was recorded for the lower engine load ($10 N \cdot m$). This result was rather unexpected.

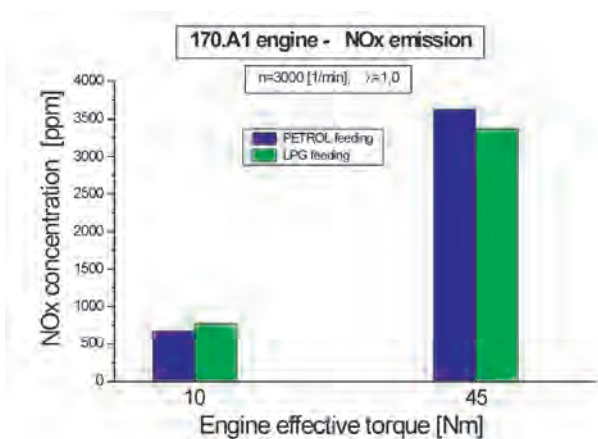


Fig. 18. Concentration of nitric oxides (NOx) in the exhaust gas of the 170.A1 engine fueled with gasoline or LPG related to the engine load; engine speed $n = 3000$ $1/min$, air excess coefficient $\lambda = 1.0$

Rys. 18. Stężenie tlenków azotu w spalinach silnika 170.A1 zasilanego benzyną lub mieszaniną propanu i butanu w zależności od obciążenia; prędkość obrotowa silnika $n = 3000$ $1/min$, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,0$

An indirect explanation may be given by the analysis of the results of simultaneously conducted measurements of the exhaust components concentration shown in Fig. 14–18. Comparing the tracings of the particle mass concentration (Fig. 13) with the tracing of the concentration of carbon monoxide (Fig. 14) and oxygen concentration (Fig. 17) we may notice a relationship among these quantities. The lower the emission of carbon monoxide and greater of oxygen, the greater the recorded mass concentration of particulate matter. If more carbon atoms are bonded in a reaction of incomplete combustion – fewer free atoms may form particulate matter. Most likely, the source of such relations among the said compounds in the exhaust lies in the mere combustion process of the applied fuels.

The tracings of the concentration of the exhaust gas components (Figs. 14–18) do not provide sufficient information to assess the influence of the lubricant or mineral particles

w tym zakresie wymiarów (rys. 12) jest zgodne z tendencją opisaną w literaturze [4]. Należy jednak przeprowadzić specjalne badania w celu określenia ich budowy i składu chemicznego.

Przy zasilaniu silnika mieszaniną propanu i butanu koncentracja masowa PM o średnicy 6–10 nm dla obciążenia silnika $10 N \cdot m$ wynosiła około $2,8E7$ $1/cm^3$ i była o rząd wielkości mniejsza niż dla obciążenia $45 N \cdot m$, kiedy wynosiła około $2,7E8$ $1/cm^3$. Taka zależność była zgodna z oczekiwaniem, gdyż uznano, że większe obciążenie powinno generować większą liczbę PM.

Masa emitowanych PM zarówno przy zasilaniu benzyną, jak i mieszaniną propanu i butanu (rys. 13), tworzona była przez cząstki o średnicy z przedziału 100–1000 nm.

Maksimum masy PM w przypadku zasilania silnika benzyną przypadało na cząstki o średnicy ok. 300 nm, a wartość koncentracji masy cząstek wynosiła ok. $7 mg/cm^3$.

Zasilanie mieszaniną propanu i butanu powodowało przesunięcie tego maksimum w kierunku większych PM – do ok. 500 nm, ale maksymalną wartość koncentracji masy cząstek ($5 mg/cm^3$) zarejestrowano dla mniejszego obciążenia silnika ($10 N \cdot m$). Ten wynik należy uznać za nieoczekiwany.

Pośrednie wyjaśnienie może przynieść analiza wyników równoległe prowadzonych pomiarów stężenia gazowych składników spalin przedstawionych na rys. 14–18. Porównując wykresy masowego stężenia cząstek stałych (rys. 13) z przebiegami stężenia tlenku węgla (rys. 14) oraz stężenia tlenu (rys. 17), można zauważyć związek między tymi wielkościami. Im mniejsza jest emisja tlenku węgla, a większa emisja tlenu, tym większe zarejestrowane masowe stężenie cząstek stałych. Jeżeli więcej atomów węgla zostaje związanych w reakcji niezupełnego spalania – mniej wolnych atomów może tworzyć cząstki stałe. Najprawdopodobniej źródło takich zależności między wymienionymi związkami w spalinach silnika leży w samym procesie spalania zastosowanych paliw.

Wykresy stężenia gazowych składników spalin (rys. 14–18) nie dostarczają wystarczającego materiału do oceny wpływu oleju smarującego lub cząstek mineralnych zasasyanych z otoczenia na zmierzoną emisję cząstek stałych. Ocena taka byłaby możliwa jedynie na podstawie specjalnych badań.

6. Podsumowanie i wnioski

W artykule przedstawiono wyniki badań emisji cząstek stałych w spalinach silnika ZI zasilanego benzyną lub skroploną mieszaniną propanu i butanu. Badania wykonano na czterocylindrowym silniku 170.A1 o objętości skokowej $0,9 dm^3$, przy stałej prędkości obrotowej wału korbowego $n = 3000$ $1/min$, dla dwóch stanów obciążenia: $10 N \cdot m$ i $45 N \cdot m$.

Analiza uzyskanych wyników umożliwia sformułowanie następujących wniosków dotyczących emisji cząstek stałych w spalinach badanego silnika ZI:

- dominującą liczebnie frakcją stanowiły najmniejsze cząstki stałe o średnicy 6–20 nm zarówno przy zasilaniu benzyną, jak i mieszaniną propanu i butanu; określenie składu i budowy tych cząstek wymaga przeprowadzenia specjalnych badań,

sucked in from the ambient air on the measured PM emission. Such an assessment would only be possible following special investigations.

6. Conclusions

In the paper, the author presented the results of investigations on the emission of particulate matter in the exhaust gas from a spark ignition engine fueled with gasoline or LPG. The investigations were performed on a 170.A1 four cylinder 0.9 dm³ engine at a constant speed of $n = 3000$ 1/min for two loads: 10 N·m and 45 N·m.

The analysis of the obtained results allows formulating the following conclusions related to the emission of PM from a spark ignition engine:

- the dominating fraction were the smallest particles of the diameter of 6–20 nm when fueled with gasoline as well as LPG; the determination of the structure and chemical composition of these particles requires separate investigations,
- the emitted PM mass was chiefly formed by greater particles of the diameter 100–1000 nm (0.1–1 μm) and the maximum of the mass concentration of PM occurred for the diameter range of PM 300–500 nm,
- a relation between the mass concentration of PM and the concentration of carbon monoxide and oxygen in the exhaust gas has been observed; the greater the concentration of carbon monoxide (lower oxygen concentration) the smaller the PM mass,
- the source of the differences in the PM emission lies in the mere combustion process of the fuels used for the tests,
- the determination of the influence of the lubricant or mineral particles sucked in from the ambient air on the emission of PM requires research that would enable physicochemical analysis of the particles.

The confirmation of the correctness of the above reasoning requires investigations based on a procedure that tackles the subject matter more comprehensively.

- emitowana masa PM tworzona była głównie przez cząstki większe o średnicy z przedziału 100–1000 nm (0,1–1 μm), przy czym maksimum masowej koncentracji PM występowało w przedziale średnic PM 300–500 nm,
- zauważono związek między masowym stężeniem PM a stężeniem tlenku węgla i tlenu w spalinach; im większe stężenie tlenku węgla (a mniejsze stężenie tlenu), tym mniejsza masa PM,
- źródło różnic w emisji PM leży prawdopodobnie w samym procesie spalania badanych paliw,
- określenie wpływu oleju smarującego lub cząstek mineralnych zasasyanych z otoczenia na emisję PM wymaga przeprowadzenia badań umożliwiających analizę fizykochemiczną cząstek.

Potwierdzenie słuszności powyższego wniosku wymaga przeprowadzenia w przyszłości badań opartych na procedurze szerzej ujmującej przedmiotowe zagadnienie.

Bibliography/Literatura

- [1] Commission Regulation (EC) No 692/2008 of 18 July 2008 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. Official Journal of the European Union, L 199, 1-136, 28.07.2008.
- [2] Dutczak J.: Non-standard applications of the Horiba TEOM 1105 analyser. *Combustion Engines*. 2013, 154(3), 670-676. ISSN 0138-0346.
- [3] Materiały informacyjne firmy Dekati Ltd. Finland. <http://www.dekati.fi>.
- [4] Kittelson D.B.: Engines and Nanoparticles: A Review. *Journal of Aerosol Science* 29, 1998, 575–588.
- [5] Bielaczyc P., Czerwinski J., Woodburn J.: 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). *Combustion Engines*. 2012, 150, 89-95. ISSN 0138-0346.
- [6] Kittelson D.B., Watts W.F., Johnson J.P., Schauer J.J., Lawson D.R.: On-road and laboratory evaluation of combustion aerosols – part 2: Summary of spark ignition engine results. *Journal of Aerosol Science* 37. 2006. 931-949.
- [7] Kittelson D.B., Zheng Z., Johnson K.C., Liu Z., Durbin T.D., Hu S., Huai T., Jung H.S.: Investigation of solid particle number measurement: Existence and nature of sub-23 nm particles under PMP methodology. *Journal of Aerosol Science* 42. 2011, 883-897.
- [8] Arsie I., Di Iorio S., Vaccaro S.: Experimental investigation of the effects of AFR, spark advance and EGR on nanoparticle emissions in a PFI SI engine. *Journal of Aerosol Science* 64. 2013, 1-10.
- [9] Ding L., Chan T.W., Ke F., Wang D.K.W.: Characterization of chemical composition and concentration of fine particulate matter during a transit strike in Ottawa, Canada. *Atmospheric Environment* 89. 2014, 433-442.

Jerzy Dutczak, DEng. – doctor in the Chair of Combustion Engines, Institute of Automobiles and Internal Combustion Engines at Cracow University of Technology.

Dr inż. Jerzy Dutczak – adiunkt w Zakładzie Silników Spalinowych Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej.

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



Experimental research on filtering fibers in a cyclone-porous barrier system

Properties of filtering materials used as porous barriers in air cleaners of motor vehicles have been analyzed in the paper. Relations that determine the filter life have been analyzed and the coefficient of dust absorption k_m of the filtering material has been determined. Methodology of research has been presented of a study air filter element made of filtering fiber used as a second filtering stage downstream of a single continuous cyclone. The results of the investigations into the characteristics of efficiency, accuracy and drag of the filtering fiber for different filtering rates have been discussed. Dust absorption coefficients k_m have been determined. Changes in the granulometric composition of dust downstream of the investigated filtering element have been presented. Benefits resulting from the application of a two-stage air filtering method have been indicated.

Key words: combustion engines, air filtering, filter characteristics, filtering fiber

Badania eksperymentalne włókniny filtracyjnej pracującej w systemie „cyklon-przegroda porowata”

W artykule zanalizowano właściwości materiałów filtracyjnych stosowanych jako przegrody porowate w filtrach powietrza pojazdów mechanicznych. Zanalizowano także zależność określającą czas pracy filtra powietrza oraz zdefiniowano współczynnik chłonności pyłu k_m materiału filtracyjnego. Przedstawiono metodykę badań wkładu badawczego wykonanego z włókniny pracującej jako drugi stopień filtracji za pojedynczym cyklonem przelotowym. Omówiono wyniki badań charakterystyk skuteczności i dokładności filtracji oraz oporów przepływu włókniny filtracyjnej dla różnych prędkości filtracji. Określono współczynniki chłonności pyłu k_m włókniny filtracyjnej. Zaprezentowano zmiany składu granulometrycznego pyłu za badawczym wkładem filtracyjnym. Wskazano korzyści wynikające z zastosowania dwustopniowej filtracji powietrza.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, filtracja powietrza, charakterystyki filtrów, włóknina filtracyjna

1. Introduction

Special vehicles (heavy trucks, military vehicles) are usually operated in off-road conditions and sandy terrain, where the dust level in the air is particularly high, often exceeding 1 g/m^3 . The said vehicles are usually fitted with high power diesel engines that have high air demand reaching $3500 \text{ m}^3/\text{h}$ [3, 4]. Ensuring high efficiency and accuracy of the air filtration for these engines is a complex design and operational issue.

In order to meet the requirements of the vehicle operators in terms of air cleaner efficiency and accuracy in intake air filtration, low drag and long life, a two-stage filtering system is used. The first stage of the filtration is a centrifugal deduster (monocyclone or multicyclone), and the second stage is a porous barrier installed in a serial configuration usually in the form of a cylindrical filtering element made from filtration paper. Centrifugal dedusters are characterized by a low and constant resistance, rather high filtering efficiency (approximately 70–90 %), accuracy that does not exceed $d_{zmax} = 35 \text{ }\mu\text{m}$ and the possibility of separating large mass of dust from highly contaminated intake air flows (dust concentration over 1 g/m^3).

Filtering papers ensure high efficiency (99.9 %) and accuracy of filtration $d_{zmax} = 2\text{--}5 \text{ }\mu\text{m}$ but they have a limited (approx 220 g/m^2) dust absorption capacity [1–3, 5, 6, 8]. Filtering fibers are most often used in filtering of intake air in passenger vehicles. They are characterized by similar efficiency and accuracy but their dust absorption rate is

1. Wstęp

Pojazdy specjalne (samochody ciężarowe, wojskowe) eksploatowane są najczęściej po bezdrożach i terenie piaszczystym, gdzie stężenie zapylenia powietrza jest szczególnie duże i często przekracza wartość 1 g/m^3 . Pojazdy te wyposażone są zwykle w silniki o ZS dużej mocy i dużym zapotrzebowaniu powietrza dochodzącym do $3500 \text{ m}^3/\text{h}$ [3, 4]. Zapewnienie wysokiej skuteczności oraz dokładności filtracji powietrza dla tych silników jest ważnym problemem konstrukcyjnym i eksploatacyjnym.

Aby spełnić wymagania eksploatatorów pojazdów dotyczące możliwie najwyższej skuteczności i dokładności filtracji powietrza wlotowego silnika, najniższych oporów przepływu oraz długiego czasu pracy filtrów, stosuje się dwustopniowe systemy filtracji. Pierwszym stopniem filtracji jest filtr bezwładnościowy (monocyclon lub multicyklon), a drugim – ustawiona za nim szeregowo przegroda porowata, najczęściej w postaci cylindrycznego wkładu wykonanego z papieru filtracyjnego. Filtry bezwładnościowe charakteryzują się niskim i stałym w czasie eksploatacji oporem przepływu, dość wysoką (ok. 70–90 %) skutecznością filtracji, dokładnością nieprzekraczającą $d_{zmax} = 35 \text{ }\mu\text{m}$ oraz możliwością odseparowania z dużych strumieni zanieczyszczonego powietrza wlotowego (stężenie zapylenia ponad 1 g/m^3) znacznej masy pyłu.

Papiery filtracyjne zapewniają wysoką skuteczność (99,9%) i dokładność filtracji $d_{zmax} = 2\text{--}5 \text{ }\mu\text{m}$, ale mają niewielką (ok. 220 g/m^2) chłonność pyłową [1–3, 5, 6, 8].

much higher. Works that present the application of fibers as the second stage of filtration in two-stage filtering systems however, are unknown.

In available literature, data are provided on the absorption of filtering papers determined using standard test dust. At Institute of Motor Vehicles and Transport at Military University of Technology, for several years now, research has been conducted on the dust absorption of filtering papers that receive dust of the fractional composition formed by the first stage centrifugal deduster. No information, however, is provided as to the dust absorption of filtering fibers determined under the conditions of two-stage filtering, which is why it is purposeful to conduct research that will allow determination of the same.

2. Characteristics of two-stage-filters

Multi-stage filters are used in the conditions of high dust level in the air and they are made of serially connected filters of different efficiency and drag. Monocyclone is a set of blades set at an inclination (fixed guide vane) to generate a swirl of intake air, putting the dust grains in the state of inertia as a result of which larger and heavier grains are directed at the inner wall of the filter case where they lose their velocity and drop to the settling tank. This is how they are separated from the air. The efficiency of dedusting through a monocyclone reaches 70 %, and the accuracy $d_{zmax} = 40\text{--}50 \mu\text{m}$ [1, 12].

A multicyclone is a set of several to several hundred minicyclones, whose inner diameters do not exceed $D = 40 \text{ mm}$, made from plastics or steel sheets set parallel, one next to another and fixed on a joint, lower and upper plate. A multicyclone can be built from reverse flow cyclones with tangential and axial intakes or continuous cyclones (Fig. 1).

Multicyclones are characterized by the capability of separating a large mass of dust from large volumes of flowing air at a constant drag of 2–3 kPa throughout their service life. Their accuracy reaches 90 %, grain-trapping accuracy above 15–35 μm and they are maintenance free if dust is automatically removed from the settling tank [1, 3]. Two-stage filters ‘multicyclone–porous barrier’ systems are characterized by high accuracy and efficiency of filtration

Włókniny filtracyjne, stosowane głównie do filtracji powietrza wlotowego samochodów osobowych, charakteryzujące się porównywalną z papierami skutecznością i dokładnością filtracji mają znacznie większą chłonność pyłową. Nieznane są jednak opracowania przedstawiające zastosowanie włókniny jako drugi stopień filtracji w filtrach dwustopniowych. W dostępnej literaturze podawane są dane dotyczące chłonności papierów filtracyjnych określonej z wykorzystaniem standardowych pyłów testowych. W Instytucie Pojazdów Mechanicznych i Transportu WAT prowadzone są od wielu lat badania chłonności pyłowej papierów filtracyjnych, na które trafia pył o składzie frakcyjnym ukształtowanym przez pierwszy stopień filtracji – filtr bezwładnościowy. Brak jest natomiast informacji na temat chłonności pyłowej włóknin filtracyjnych określonej w warunkach pracy filtru dwustopniowego. Z tego względu celowe jest prowadzenie badań pozwalających określić jego wartość.

2. Charakterystyka filtrów dwustopniowych

Filtry wielostopniowe stosowane są w warunkach dużego zapylenia powietrza i składają się z szeregowo połączonych filtrów o różnej skuteczności i oporach przepływu. Monocyklon to zespół łopatek ustawionych pochyło (nieruchoma kierownica), mających na celu zawirowanie strumienia powietrza wlotowego i nadanie ziarnom pyłu siły bezwładności, w wyniku czego ziarna o większych rozmiarach i większej masie są kierowane na ściankę wewnętrzną obudowy filtra, gdzie wytracają prędkość i opadają grawitacyjnie do osadnika, a więc są odseparowane z powietrza. Skuteczność odpylania powietrza w wyniku zastosowania monocyklonu osiąga wartości do 70 %, a dokładność $d_{zmax} = 40\text{--}50 \mu\text{m}$ [1, 12].

Multicyklon jest to zespół kilku lub kilkudziesięciu, a nawet kilkuset minicyklonów, których średnice wewnętrzne nie przekraczają $D = 40 \text{ mm}$, wykonanych z tworzywa sztucznego lub blachy stalowej, ustawione równolegle jeden obok drugiego i osadzone we wspólnej płycie dolnej i górnej. Multicyklon może być zbudowany zarówno z cyklonów zwrotnych z wlotem stycznym, osiowym, jak i cyklonów przelotowych (rys. 1).

Multicyklony charakteryzują się zdolnością odseparowania znacznej masy pyłu z dużych objętości przepływających

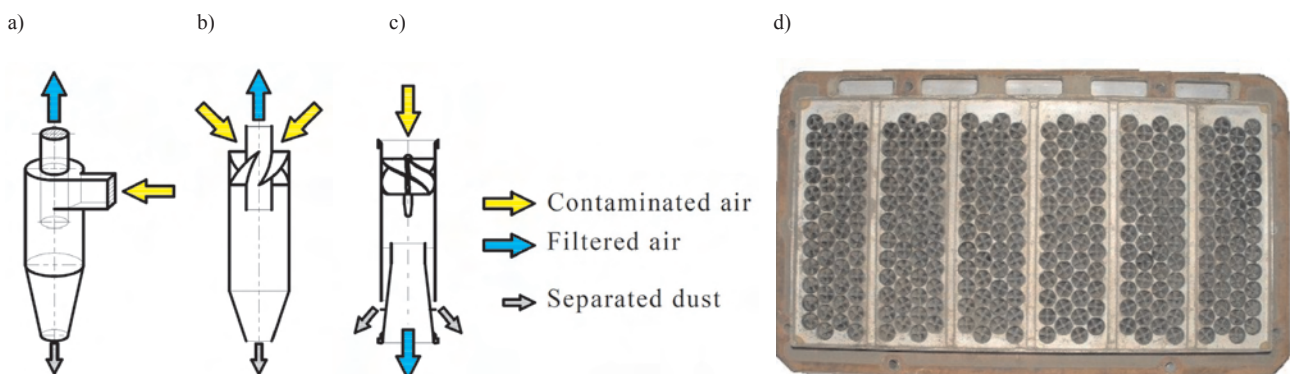


Fig. 1. Types of cyclones: a) reverse flow with a tangential intake, b) reverse flow with axial intake, c) continuous, d) multicyclone

Rys. 1. Rodzaje cyklonów: a) zwrotny z wlotem stycznym, b) zwrotny z wlotem osiowym, c) przelotowy, d) multicyklon

of mineral dust reaching 99.9 % and a long service life [1]. Their downside is their weight and size. The service life of such filtration systems is determined by the increment of resistance of the filtering element.

Filtering barriers of air cleaners in combustion engines are chiefly made from filtering paper. Filtering fibers are used for the production of air filter elements for passenger vehicles. For the production of filtering paper barriers, an additional layer of nano-fibers is increasingly often applied (fiber of very small diameters of approx. 50–500 nm). For comparison: the thickness of a cellulose fiber is – 10–20 μm (10 000–20 000 nm) or human hair – 20–80 μm (20 000–80 000 nm). Filtering materials vary in terms of their properties and structural parameters: GSM, thickness, air permeability, pore diameter and resistance to tear and burst. Example properties of papers and filtering fibers are shown in Table 1 and 2. Filtering papers, depending on the type and application are characterized by the GSM on the level of 115–240 g/m², thickness 0.3–0.9 mm and average pore diameter of 40–95 μm [4]. The GSM of the filtering fibers, compared to paper is twice as high, the thickness is several times greater and the fibers are much less rigid [8, 9]. The latter is decisive of the fact that fibers are not used in filter elements of heavy-duty vehicles.

Filtration paper is formed as a pleated band (Fig. 1a) that can be further shaped into proper filter elements. The most popular is the v-shaped pleat. Most often, the filter elements are formed into round or oval based cylinders or panels (Fig. 2).

Due to low rigidity of the pleats made from filtering fibers, forming traditional filter elements is difficult, par-

tego powietrza przy stałym, podczas eksploatacji, małym oporze przepływu rzędu 2–3 kPa, skutecznością sięgającą 90 %, dokładnością zatrzymywania ziaren powyżej 15–35 μm oraz bezobsługowością w przypadku samoczynnego usuwania pyłu z osadnika [1, 3]. Filtry dwustopniowe typu multicyklon–przegroda porowata cechuje duża dokładność i skuteczność filtracji pyłu mineralnego dochodząca do 99,9 % oraz długi okres pracy [1]. Wadą ich jest natomiast duża masa własna oraz duże wymiary zewnętrzne. Trwałość takich systemów filtracji jest determinowana przyrostem oporów przepływu wkładu przegrodowego.

Przegrody filtracyjne filtrów powietrza wlotowego silników spalinowych pojazdów mechanicznych wykonywane są przede wszystkim z papierów filtracyjnych. Z włókien filtracyjnych produkowane są wkłady głównie do filtracji powietrza wlotowego samochodów osobowych. Coraz częściej do budowy przegród z papierów filtracyjnych stosowana jest dodatkowo warstwa z nanowłókien – włókna o bardzo małych średnicach, wynoszących około 50–500 nm; dla porównania: grubość włókna celulozowego – 10–20 μm (10 000–20 000 nm), grubość włosa ludzkiego – 20–80 μm (20 000–80 000 nm). Materiały filtracyjne różnią się właściwościami i parametrami struktury: gramaturą, grubością, przepuszczalnością powietrza, wymiarami porów oraz wytrzymałością na rozerwanie i przepuklenie. Przykładowe właściwości papierów i włókien filtracyjnych podano w tabelach 1 i 2. Papiery filtracyjne w zależności od gatunku i przeznaczenia charakteryzują się gramaturą na poziomie 115–240 g/m², grubością 0,3–0,9 mm i średnim wymiarem porów w przedziale 40–95 μm [4]. Włókniny filtracyjne w porównaniu z papierami charakteryzują się dwukrotnie

Table 1. Parameters of selected filtering papers by Hollingsworth & Vose [4]

Tabela 1. Parametry wybranych papierów filtracyjnych firmy Hollingsworth & Vose [4]

Filtering paper/papier filtracyjny	GSM/gramatura	Thickness/grubość	Air permeability/przepuszczalność powietrza	Maximum pore diameter/maks. średnica por	Average pore diameter/średnia średnica por
	[g/m ²]	[mm]	Pa [l/s/m ²]	[μm]	[μm]
1363/19 VH 212	120	0.49	270	55	46
1613/20 VH 188	140	0.64	480	66	56
1594 VH 212	125	0.6	700	77	65
1258/15 VH 188	118	0.64	815	84	73
930/19 VH 188	129	0.6	880	95	88

Table 2. Parameters of filtering fibers manufactured by Korea Filtration Technologies Co. [9]

Tabela 2. Parametry włókien filtracyjnych produkowanych przez Korea Filtration Technologies Co [9]

Fiber/włóknina	Gramature/gramatura	Thickness/grubość	Air permeability/przepuszczalność powietrza	Resistance to stretching/wytrzymałość na rozciąganie	Resistance to bending/wytrzymałość na zginanie	Resistance to tear/wytrzymałość na rozerwanie
	[g/m ²]	[mm]	[cm ³ /cm ² /s]	[N/50 mm]	[N/30 mm]	[MPa]
AC-3800	240	3.15–3.85	65–90	> 98	1.96–3.62	0.39
AC-3421	230	2.43–2.97	55–70	> 147	1.47–2.94	0.59
AC-303	250	2.7–3.3	75–95	> 98	1.47–2.25	0.59
AC-301	210	2.43–2.86	80–10	> 98	1.47–2.94	0.59
AC-510	205	2.7–3.3	90–40	> 98	1.47–2.94	0.49

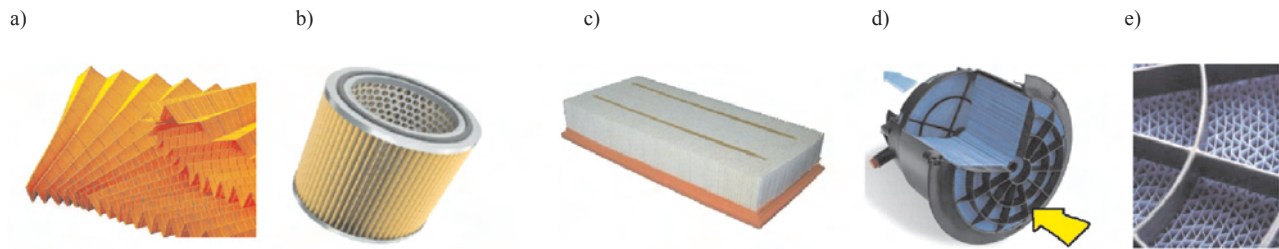


Fig. 2. Forms of the filter element: a) pleated band, b) cylindrical element, c) panel element, d) PowerCore, e) PowerCore – view from the front
Rys. 2. Kształtowanie wkładu filtracyjnego: a) plisowana taśma, b) wkład cylindryczny, c) wkład panelowy, d) PowerCore, e) PowerCore – widok od czoła

ticularly in the case of high and long pleats. A solution to this is fitting of the pleated fiber in a rigid plastic frame (Fig. 3b). Another solution that increases the rigidity of synthetic fibers is pleating of the fibers together with special plastic meshes that protect the structure against damage during operation [13].

Panel filter elements manufactured in a wet press stamping process are also getting increasingly popular (Fig. 3c).



Fig. 3. The shapes of the fiber filter elements: a) pleated band, b) elements made from pleated fiber in a rigid frame, c) stamped panel element

Rys. 3. Kształtowanie wkładu filtracyjnego: a) plisowana taśma, b) wkład wykonany z plisowanej włókniny w sztywnej ramce, c) wkład panelowy w formie wypraski

The properties of the filter elements are characterized by the following parameters:

- filtration efficiency – the quotient of dust mass m_p trapped by the filter and mass of dust fed to the filter in time m_d ,
- drag – difference of the pressures p_1 downstream and p_2 upstream of the filter,
- filtering accuracy – maximum d_{zmax} size of the dust grain in the air downstream of the filter,
- absorption – mass of dust Δm trapped until the filter reaches a given drag (equal to 200 % of the value of the drag of a clean filter at nominal airflow).

The life of a filter, limited by the admissible drag Δp_{fidop} , is influenced not only by the parameters of the air filtration processes on the porous barrier but also by absorption of the barrier and its structure as well as the size of the dust grains [3–6].

Life τ of a two-stage air filter can be determined through an empirical dependence [1, 3]:

$$\tau = \frac{F_c \cdot k_m \cdot k_c}{Q_{max} \cdot s \cdot (1 - \Phi_M) \cdot \Phi_p} \quad [h], \quad (1)$$

większą gramaturą, kilkakrotnie większą grubością oraz zdecydowanie mniejszą sztywnością [8, 9]. Ta ostatnia właściwość decyduje o tym, że włókniny nie są stosowane do budowy wkładów filtracyjnych filtrów powietrza pojazdów ciężarowych.

Z materiałów tych kształtuje się plisowaną taśmę, z której następnie może być w różny sposób zmontowany wkład filtracyjny. Najbardziej rozpowszechnione jest ukształtowanie plis w kształcie litery V. Papierowe wkłady filtracyjne mają najczęściej konstrukcję cylindryczną o przekroju koła lub owalu oraz panelową (rys. 2).

Ze względu na niewielką sztywność plis wykonanych z włóknin filtracyjnych konstruowanie tradycyjnych wkładów filtrów powietrza jest problematyczne, zwłaszcza w przypadku plis o znacznej wysokości oraz długości taśmy. Rozwiązaniem tego problemu jest montowanie plisowanej włókniny w sztywnej ramce wykonanej z tworzywa sztucznego (rys. 3b). Innym rozwiązaniem zwiększającym sztywność włóknin syntetycznych jest plisowanie włóknin wraz ze specjalnymi siatkami z tworzyw sztucznych, uzyskując tym samym zabezpieczenie przed uszkodzeniami podczas eksploatacji [13].

Popularne w ostatnim czasie są również panelowe wkłady filtracyjne wykonane z włóknin filtracyjnych w postaci wyprasek formowanych na mokro (rys. 3c).

Właściwości filtra powietrza są charakteryzowane przez następujące parametry:

- skuteczność filtracji – iloraz masy pyłu m_p zatrzymanego przez filtr i masy pyłu m_d dostarczonego do filtra,
- opór przepływu – różnica ciśnień całkowitych p_1 przed filtrem i p_2 za filtrem,
- dokładność filtracji – maksymalny d_{zmax} rozmiar ziarna pyłu w powietrzu za filtrem,
- chłonność – masa pyłu Δm zatrzymanego do chwili osiągnięcia przez filtr określonej wartości oporu przepływu (równego 200 % wartości oporów przepływu dla czystego filtra przy nominalnym strumieniu powietrza).

Czas pracy filtra do uzyskania założonej wartości Δp_{fidop} zależy nie tylko od parametrów procesu filtracji strumienia powietrza na przegrodzie porowatej, ale także od chłonności przegrody filtracyjnej wynikającej z jej struktury oraz od rozmiaru zatrzymywanych ziaren pyłu [3–6]. Czas pracy τ dwustopniowego filtra powietrza można określić za pomocą empirycznej zależności (1) [1, 3], gdzie: F_c – powierzchnia materiału filtracyjnego II stopnia filtracji [m^2], k_m – współ-

where: F_c – area of the second stage filtration material [m^2], k_m – material absorption coefficient for adopted Δp_{fdop} [g/m^2], k_c – coefficient allowing for the difference between the parameters of the test and actual contaminants, Q_{max} – nominal engine air demand [m^3/h], s – concentration of dust in the intake air [g/m^3], φ_M – efficiency of the first stage filtration, φ_p – efficiency of the filter element.

Manufacturers of filtering materials only provide data describing their structure. They do not provide information on the filtration properties of the manufactured products, dust absorption coefficient k_m in particular. Filtration characteristics are determined experimentally using standard tests. The value of coefficient k_m is determined (assuming an even distribution of dust on the entire area of the filtering material) from relation [3]:

$$k_m = \frac{m_{cw}}{F_w} \quad [g/m^2], \quad (2)$$

where: m_{cw} – total mass of dust trapped by the filter element for the adopted value of admissible drag Δp_{fdop} [g], F_w – active area of the filtering material [m^2].

Coefficient of dust absorption k_m for typical filtering materials based on cellulose determined by standard test dusts at a constant drag value Δp_{fdop} , reaches maximum values up to $220 g/m^2$ [3, 5]. Coefficient of dust absorption k_m of the filtering fiber marked AC-301, currently the only fiber available in Poland used for filtering of engine intake air is $k_m = 343 g/m^2$ as determined by the authors of the paper [8]. Dust absorption of fiber is hence almost twice as high compared to paper, which is its biggest advantage.

In a two-stage air filtering system the filtering element (second filtration stage) receives dust devoid of grains greater than $d_z = 15-25 \mu m$ [2], which substantially influences the filtering process in the porous barrier. This results in a more abrupt increase in the drag (compared to when the barrier receives standard dust), which in turn results in a reduced service life (at constant admissible drag Δp_{fdop}). In [3, 5, 6] a drop in the value of coefficient of dust absorption k_m was observed of the filtering paper working downstream of the centrifugal deduster. The results presented in [3] indicate a 75 % drop in the value of coefficient k_m of the 796/1 VH186 paper working downstream of the reverse cyclone with tangential intake compared to paper that received dust of standard granulometric composition.

In the available literature there is no information on the value of coefficient of dust absorption k_m of the filtering fiber working as the second filtering stage downstream of the centrifugal filter. It is thus purposeful to conduct experimental research aiming at determination of this value. This objective can be completed using the already developed research methodology subsequently validated in [6].

3. Aim and scope of research

The aim of the research was to obtain the filtration characteristics of the fiber working as the second filtration stage downstream of the continuous cyclone and determining its coefficient of dust absorption k_m under the conditions of two-stage filtering. The object of the research was filtering

czynnik chłonności materiału filtracyjnego dla przyjętego Δp_{fdop} [g/m^2], k_c – współczynnik uwzględniający różnicę między parametrami zanieczyszczeń testowych a rzeczywistych, Q_{max} – nominalne zapotrzebowanie powietrza przez silnik [m^3/h], s – stężenie zapylenia powietrza zasysanego przez silnik [g/m^3], φ_M – skuteczność pierwszego stopnia filtracji, φ_p – skuteczność wkładu filtracyjnego.

Producenci materiałów filtracyjnych podają jedynie dane opisujące ich strukturę, brak jest natomiast informacji dotyczących właściwości filtracyjnych produkowanych materiałów, a w szczególności współczynnika chłonności pyłu k_m . Charakterystyki filtracyjne wyznaczane są w trakcie badań eksperymentalnych na podstawie standardowych testów badawczych. Wartość współczynnika k_m określana jest (przy założeniu równomiernego rozkładu pyłu na całej powierzchni czynnej materiału filtracyjnego) z zależności (2) [3], gdzie: m_{cw} – całkowita masa pyłu zatrzymana przez wkład filtracyjny dla przyjętej wartości oporu dopuszczalnego Δp_{fdop} [g], F_w – powierzchnia czynna materiału filtracyjnego [m^2].

Współczynnik k_m chłonności pyłu dla typowych materiałów filtracyjnych na bazie celulozy określony za pomocą standardowych pyłów testowych, przy ustalonej wartości oporu przepływu Δp_{fdop} , osiąga maksymalne wartości do $220 g/m^2$ [3, 5]. Współczynnik chłonności pyłowej k_m włókniny filtracyjnej o oznaczeniu AC-301, będącej obecnie w naszym kraju jedyną włókniną filtracyjną wykorzystywaną do filtracji powietrza wlotowego silników spalinowych, określony przez autorów artykułu, wynosi $k_m = 343 g/m^2$ [8]. Chłonność pyłowa włóknin jest zatem niemal dwukrotnie większa od chłonności papierów, co stanowi jej podstawową zaletę.

W dwustopniowym systemie filtracji powietrza na wkład filtracyjny, będący drugim stopniem filtracji, trafia pył pozabawiony ziaren o rozmiarach większych niż $d_z = 15-25 \mu m$ [2], co ma zasadniczy wpływ na proces filtracji w przegrodzie porowatej. Powoduje to gwałtowniejszy (niż wtedy, gdy na przegrodę dozowany jest pył o składzie standardowym) wzrost oporów przepływu, co skutkuje (przy ustalonej wartości oporu dopuszczalnego Δp_{fdop}) skróconym okresem użytkowania filtru powietrza. W pracach [3, 5, 6] przedstawiono zaobserwowany spadek wartości współczynnika chłonności pyłowej k_m papieru filtracyjnego pracującego za filtrem bezwładnościowym. Wyniki badań podane w pracy [3] wskazują na 75-procentowy spadek wartości współczynnika k_m papieru 796/1 VH186 pracującego za cyklonem zwrotnym z wlotem stycznym w stosunku do papieru, na który trafiał pył o standardowym składzie granulometrycznym.

W dostępnej literaturze brak jest informacji na temat wartości współczynnika k_m chłonności pyłowej włókniny filtracyjnej pracującej jako drugi stopień filtracji za filtrem bezwładnościowym. Zasadne jest zatem przeprowadzenie badań eksperymentalnych mających na celu określenie jego wartości. Cel ten można osiągnąć, wykorzystując opracowaną uprzednio i zweryfikowaną w pracy [6] metodykę badań.

3. Cel i zakres badań

Celem badań było uzyskanie charakterystyk filtracyjnych włókniny pracującej jako drugi stopień filtracji za cyklonem

fiber marked AC-301 by Korea Filtration Technologies Co. (tab. 1) in the form of cylindrical filter elements.

The scope of the research covered the determination of the following characteristics: efficiency, filtering accuracy and filter drag as a function of dust absorption coefficient k_m and as a function of mass of dust m_d fed to the cyclone-barrier system:

- filtering efficiency $\varphi_w = f(k_m)$, $\varphi_w = f(m_d)$,
- filtering accuracy $d_{zmax} = f(k_m)$, $d_{zmax} = f(m_d)$,
- drag $\Delta p_w = f(k_m)$, $\Delta p_w = f(m_d)$.

In the investigations of the filtering fiber working downstream of the continuous cyclone the authors planned the assessment of the said characteristics of efficiency, accuracy and drag for three filtering rates:

- 1) $v_{F1} = 0.08$ m/s – filtering rate typical of filtering papers,
- 2) $v_{F3} = 0.27$ m/s – rate close to that specified by the manufacturer (Mann+Hummel) as maximum for filtering fibers,
- 3) $v_{F2} = 0.17$ m/s – medium rate.

The criterion for the end of the tests was the moment when the filter element reached the adopted admissible drag $\Delta p_{dop} = 5$ kPa.

4. Research methodology and conditions

The investigations were carried out on a test stand (Fig. 4) whose main element is the filtering segment built from a single continuous cyclone constituting a part of a multicyclone of a truck and an encased cylindrical filter element located serially past it, made from the tested fiber.

Surface F_w of the tested fiber was selected in such a way that for the maximum value of the airflow from a single cyclone the filtration rate v_F did not exceed the filtration rate $v_F = 0.33$ m/s specified by Mann + Hummel [2]. Particle

przelotowym oraz wyznaczenie jej współczynnika chłonności pyłowej k_m w warunkach pracy filtru dwustopniowego. Przedmiotem badań była włóknina filtracyjna AC-301 firmy Korea Filtration Technologies Co. (tab. 1) ukształtowana w cylindryczne wkłady filtracyjne.

Zakres badań obejmował określenie charakterystyk: skuteczności, dokładności filtracji i oporów przepływu wkładu filtracyjnego, w funkcji współczynnika chłonności pyłowej k_m oraz w funkcji masy pyłu m_d dostarczonej do układu cyklon–przegroda:

- skuteczność filtracji $\varphi_w = f(k_m)$, $\varphi_w = f(m_d)$,
- dokładność filtracji $d_{zmax} = f(k_m)$, $d_{zmax} = f(m_d)$,
- opory przepływu $\Delta p_w = f(k_m)$, $\Delta p_w = f(m_d)$.

W zakresie badań włókniny filtracyjnej pracującej za cyklonem przelotowym przewidziano wykonanie wymienionych charakterystyk skuteczności i dokładności filtracji oraz oporów przepływu przy trzech wartościach prędkości filtracji:

- 1) $v_{F1} = 0,08$ m/s – prędkości filtracji typowej dla papierów filtracyjnych,
- 2) $v_{F3} = 0,27$ m/s – prędkości zbliżonej do podawanej (przez Mann+Hummel) jako maksymalna dla włókien filtracyjnych,
- 3) $v_{F2} = 0,17$ m/s – prędkości pośredniej.

Jako kryterium zakończenia badań ustalono chwilę osiągnięcia przez wkład filtracyjny założonej wartości oporu dopuszczalnego $\Delta p_{dop} = 5$ kPa.

4. Metodyka i warunki badań

Badania przeprowadzono na stanowisku (rys. 4), którego głównym elementem jest segment filtracyjny zbudowany z pojedynczego cyklonu przelotowego, będącego elementem multicyklonu filtru powietrza samochodu ciężarowego oraz

ustawionego za nim szeregowo cylindrycznego badawczego wkładu filtracyjnego, wykonanego z badanej włókniny filtracyjnej, zamkniętego w metalowej obudowie.

Powierzchnia F_w badanej włókniny dobrana została tak, aby dla maksymalnej wartości strumienia powietrza wypływającego z pojedynczego cyklonu prędkość filtracji v_F nie przekroczyła podawanej przez Mann+Hummel prędkości filtracji $v_F = 0,33$ m/s [2]. Licznik cząstek stałych Pamas-2132 umożliwia rejestrację liczby i rozmiarów ziaren pyłu w strumieniu powietrza za badawczym wkładem filtracyjnym, w zakresie 0,7–100 μ m, podzielonym na 32 przedziały pomiarowe, będące zakresami ograniczonymi średnicami (d_{zmin} – d_{zmax}).

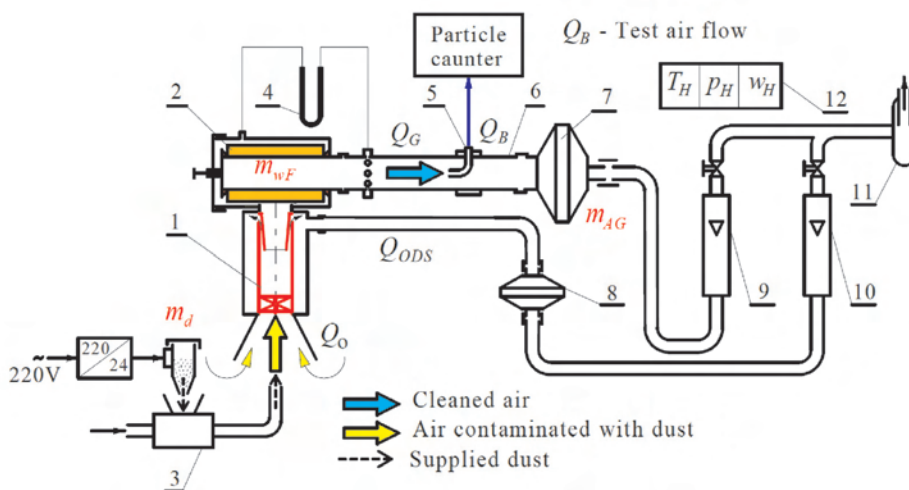


Fig. 4. Functional schematics of the test stand for the filtration fibers in the “cyclone–porous barrier” system: 1 – cyclone, 2 – study filter element, 3 – dust dispenser, 4 – fluid manometer, 5 – dust probe, 6 – measurement duct, 7 – absolute filter of the main duct, 8 – absolute filter of the extraction flow, 9 – rotameter of the main flow, 10 – rotameter of the extraction flow, 11 – extraction fan, 12 – thermohigrobarometer

Rys. 4. Schemat funkcjonalny stanowiska do badań włókien filtracyjnych w systemie “cyklon – przegroda”: 1 – cyklon, 2 – wkład badawczy, 3 – dozownik pyłu, 4 – manometr cieczowy, 5 – sonda pyłowa, 6 – przewód pomiarowy, 7 – filtr absolutny przewodu głównego, 8 – filtr absolutny strumienia odsysania, 9 – rotometr strumienia głównego, 10 – rotometr strumienia odsysania, 11 – wentylator ssawny, 12 – termohigrobarometr

counter (Pamas-2132) enables the recording of the number and size of the dust grains in the airflow downstream of the filtration element in the range 0.7–100 μm divided into 32 measurement intervals, constituting the ranges limited with diameters ($d_{z\text{min}} - d_{z\text{max}}$).

The filtration efficiency was determined with the weighted method in the subsequent measurement cycles of a predefined duration (in the initial period of the filter operation it was $\tau = 3$ and $\tau = 6$ minutes upon stabilizing of the parameters of the tested fiber) as the ratio of dust m_{wF} trapped by the filter and the mass of dust m_d fed to the filter:

$$\varphi_w = \frac{m_{wF}}{m_d} \quad (3)$$

The filter drag was determined as the differences of static pressures p_1 upstream and p_2 downstream of the filter:

$$\Delta p_w = p_1 - p_2 \quad (4)$$

The accuracy of the filtration was determined as the maximum size of the dust grain $d_{z\text{max}}$ downstream of the filter.

During the tests, the concentration of test dust PTC-D in the intake air was maintained at the level of $s = 1 \text{ g/m}^3$. The chemical and granulometric composition of the test dust was given in [10]. During the tests of the fiber operating as the second stage of filtration ejective dust extraction at the rate equal to $m_0 = 10\%$ was applied.

5. Analysis of the results

The results of the investigations of the characteristics of efficiency $\varphi = f(k_m)$ and accuracy $d_z = f(k_m)$ of filtration and drag $\Delta p_w = f(k_m)$ of the filter element (as a function of coefficient of dust absorption k_m) operating under the conditions of second filtration stage downstream of the minicyclone at three different filtration rates v_f have been presented in Figs 5 and 6.

In the initial period of operation of the filter element, the increase in the filtration efficiency is rather abrupt. In literature, this period, continuing until the moment when the filtering material obtains the predefined filtration efficiency, is referred to as unstable filtration period. The subsequent period of stable filtration is characterized by high efficiency exceeding 99% and its very slow increment.

For the tested fibers, the authors adopted the moment of reaching by the filter of the filtration efficiency of 99.5% as the beginning of the filtration period. The initial filtration efficiency determined after the first measurement cycle of the fiber operating downstream of the cyclone reached the value of 80% and the value of 99.5% was observed on the level of 25–30 g/m^2 , at coefficient k_m depending on the filtration rate v_f .

In the initial period of operation of the filter element, the diameters of the grains slipped by

Skuteczność filtracji określano metodą wagową w kolejnych cyklach pomiarowych o określonym czasie trwania, wynoszącym w początkowym okresie pracy wkładu $\tau = 3$ minuty oraz $\tau = 6$ minut po ustabilizowaniu się parametrów badanej włókniny, jako iloraz masy pyłu m_{wF} zatrzymanego przez filtr i masy pyłu m_d dostarczonego do filtru – wzór (3).

Opór przepływu wkładu filtracyjnego określano jako różnicę ciśnień statycznych p_1 przed filtrem i p_2 za filtrem – wzór (4).

Dokładność filtracji określano jako maksymalny $d_{z\text{max}}$ rozmiar ziarna pyłu w powietrzu za filtrem.

Podczas badań utrzymywano stężenie pyłu testowego PTC-D w zasysanym do filtra badawczego powietrzu na poziomie $s = 1 \text{ g/m}^3$. Skład chemiczny i granulometryczny pyłu testowego podano w publikacji [10]. Podczas badań włókniny pracującej jako drugi stopień filtracji stosowano eiekcyjne odsysanie pyłu z cyklon przy stopniu odsysania równym $m_0 = 10\%$.

5. Analiza wyników badań

Wyniki badań charakterystyk skuteczności $\varphi = f(k_m)$ i dokładności $d_z = f(k_m)$ filtracji oraz oporów przepływu $\Delta p_w = f(k_m)$ wkładu filtracyjnego (w funkcji współczynnika chłonności pyłowej k_m) pracującego w warunkach odpowiadających drugiemu stopniowi filtracji za minicyklonem przelotowym przy trzech różnych prędkościach filtracji v_f przedstawiono na rys. 5 i 6.

W początkowym okresie pracy wkładu wzrost skuteczności filtracji jest dość gwałtowny. W literaturze okres ten, trwający do chwili uzyskania przez materiał filtracyjny ustalonej wartości skuteczności filtracji, nazywa się okresem filtracji nieustalonej. Następujący po nim okres filtracji ustalonej charakteryzuje się wysoką skutecznością filtracji przekraczającą 99% oraz jej bardzo powolnym narastaniem.

Dla badanych włókien przyjęto jako początek okresu filtracji ustalonej chwilę osiągnięcia skuteczności filtracji na poziomie 99,5%. Początkowa skuteczność filtracji określona po

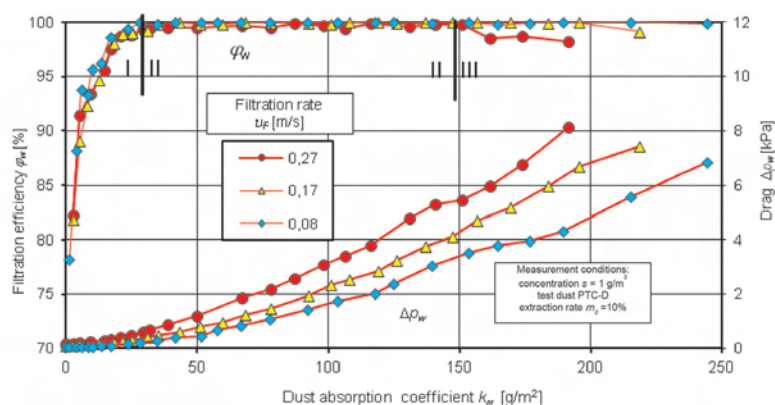


Fig. 5. Characteristics of filtration efficiency $\varphi_w = f(k_m)$ and drag $\Delta p_w = f(k_m)$ as a function of coefficient of dust absorption k_m of the filter element operating downstream of the continuous cyclone

Rys. 5. Charakterystyki skuteczności filtracji $\varphi_w = f(k_m)$ i oporu przepływu $\Delta p_w = f(k_m)$ w funkcji współczynnika chłonności k_m wkładu filtracyjnego pracującego za cyklonem przelotowym

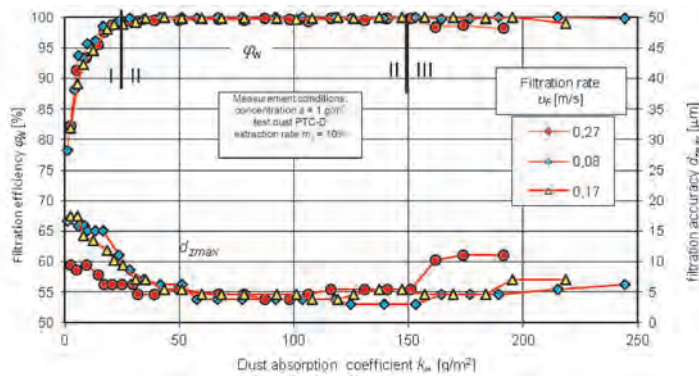


Fig. 6. Characteristics of the filtration accuracy $d_{zmax} = f(k_m)$ and efficiency $\varphi_w = f(k_m)$ as a function of coefficient of dust absorption k_m of the filter element operating downstream of the continuous cyclone

Rys. 6. Charakterystyki dokładności filtracji $d_{zmax} = f(k_m)$ oraz skuteczności filtracji $\varphi_w = f(k_m)$ w funkcji współczynnika chłonności k_m wkładu filtracyjnego pracującej za cyklonem przelotowym

the filter operating downstream of the continuous cyclone assumed the maximum values in the range $d_{zmax} = 4.6\text{--}9.4 \mu\text{m}$ at the filtration rate of $v_F = 0.27 \text{ m/s}$, $d_{zmax} = 7\text{--}17.4 \mu\text{m}$ at the filtration rate of 0.17 m/s and $d_{zmax} = 6.2\text{--}16.6$ at the filtration rate $v_F = 0.08 \text{ m/s}$. The reduction of the size of the particles slipped through the cyclone-barrier system along the growth of filtration rate v_F – is related to the characteristics of the applied cyclone – increase in its efficiency and accuracy as a function of the airflow [7]. As the dust mass grew on the filter element, grain diameters d_{zmax} assumed increasingly lower values and stabilized on the level of $5\text{--}7 \mu\text{m}$. Then the proper (II) period of filtration begins for which the filtration rate has a different value and lasts until the moment when the accuracy and efficiency level drops suddenly. The third (III) period of the fiber operation is characterized by a slow reduction of the efficiency and accuracy of filtration.

For the tested fibers, the authors adopted the moment of reaching by the filter of the filtration efficiency of $\varphi_w = 99.5 \%$ as the boundary between period II and III. During the test of the fiber operating downstream of the cyclone, the drop in the filtration efficiency was observed upon reaching of the coefficient $k_m = 155 \text{ g/m}^2$ at the rate of $v_F = 0.27 \text{ m/s}$ and $k_m = 208 \text{ g/m}^2$ at the rate $v_F = 0.17 \text{ m/s}$. At the lowest filtration rate of $v_F = 0.08 \text{ m/s}$ no drop in the efficiency to the predefined 99.5% was observed.

The rate of drag increment Δp_w increases along the filtration rate v_F . The greatest drag increment rate was observed for the filtration rate of $v_F = 0.27 \text{ m/s}$ and the lowest for $v_F = 0.08 \text{ m/s}$, which is in agreement with the general conditions of flow through porous barriers. The coefficient of dust absorption k_m (second stage filtration fiber) determined at $\Delta p_w = 5 \text{ kPa}$ assumed the values in the range $k_m = 135\text{--}203.2 \text{ g/m}^2$. The lowest value of this coefficient $k_m = 135 \text{ g/m}^2$ was obtained for the filtration rate $v_F = 0.27 \text{ m/s}$. At the filtration rate of $v_F = 0.17 \text{ m/s}$ the value $k_m = 164.3 \text{ g/m}^2$ was obtained and at $v_F = 0.08 \text{ m/s}$ the coefficient of absorption was $k_m = 203.2 \text{ g/m}^2$. Hence, the reduction of the filtration rate v_F from 0.27 m/s to 0.08 m/s resulted in a 50 % increase in the coefficient of dust absorption k_m . The values of coefficient

pierwszym cyklu pomiarowym włókniny pracującej za cyklonem osiągnęła wartość około 80 %, a ustaloną wartość skuteczności filtracji równą 99,5 % zaobserwowano, w zależności od prędkości filtracji v_F przy współczynniku k_m na poziomie 25–30 g/m^2 .

W początkowym okresie pracy wkładu średnice ziaren przepuszczonych przez wkład filtracyjny pracujący za cyklonem przelotowym przyjmują maksymalne wartości w zakresie $d_{zmax} = 4,6\text{--}9,4 \mu\text{m}$ przy prędkości filtracji $v_F = 0,27 \text{ m/s}$, $d_{zmax} = 7\text{--}17,4 \mu\text{m}$ przy prędkości filtracji $0,17 \text{ m/s}$ oraz $d_{zmax} = 6,2\text{--}16,6$ przy prędkości filtracji $v_F = 0,08 \text{ m/s}$. Zmniejszanie się rozmiarów cząstek przepuszczonych przez układ „cyklon–przegroda” wraz ze wzrostem prędkości filtracji v_F jest związane z charakterystyką zastosowanego cyklonu – wzrostem jego skuteczności i dokładności filtracji w funkcji strumienia powietrza [7]. Wraz z przyrostem masy pyłu na wkładzie średnice ziaren d_{zmax} przyjmują coraz mniejsze wartości i stabilizują się na poziomie $5\text{--}7 \mu\text{m}$. Rozpoczyna się wówczas zasadniczy (II) okres pracy wkładu, który dla każdej prędkości filtracji ma inną wartość i trwa do chwili nagłego spadku dokładności i skuteczności filtracji. Trzeci (III) okres pracy włókna charakteryzuje się więc powolnym spadkiem skuteczności i dokładności filtracji.

Dla badanych włókien przyjęto jako granicę rozdziału okresów II i III chwilę uzyskania przez włókninę skuteczności filtracji $\varphi_w = 99,5 \%$. Podczas badań włókniny pracującej za cyklonem spadek skuteczności filtracji zaobserwowano po osiągnięciu współczynnika $k_m = 155 \text{ g/m}^2$ przy prędkości filtracji $v_F = 0,27 \text{ m/s}$ oraz $k_m = 208 \text{ g/m}^2$ przy prędkości filtracji $v_F = 0,17 \text{ m/s}$. Przy najniższej prędkości filtracji $v_F = 0,08 \text{ m/s}$ nie zaobserwowano spadku skuteczności filtracji do ustalonego poziomu 99,5%.

Intensywność narastania oporu przepływu Δp_w zwiększa się wraz ze wzrostem prędkości filtracji v_F . Największą intensywność wzrostu oporów przepływu zaobserwowano przy prędkości filtracji $v_F = 0,27 \text{ m/s}$, najmniejszą przy prędkości $v_F = 0,08 \text{ m/s}$, co jest zgodne z ogólnymi warunkami przepływu przez przegrodę porowatą. Określony przy $\Delta p_w = 5 \text{ kPa}$ współczynnik chłonności pyłowej k_m włókniny, badanej w warunkach odpowiadających drugiemu stopniowi filtracji, przyjmuje wartości w zakresie $k_m = 135\text{--}203,2 \text{ g/m}^2$. Najmniejszą wartość współczynnika chłonności pyłu $k_m = 135 \text{ g/m}^2$ uzyskano przy prędkości filtracji $v_F = 0,27 \text{ m/s}$. Przy prędkości filtracji $v_F = 0,17 \text{ m/s}$ uzyskano wartość $k_m = 164,3 \text{ g/m}^2$, a przy $v_F = 0,08 \text{ m/s}$ współczynnik chłonności wyniósł $k_m = 203,2 \text{ g/m}^2$. Zatem zmniejszenie prędkości filtracji v_F z $0,27 \text{ m/s}$ do $0,08 \text{ m/s}$ spowodowało wzrost współczynnika chłonności pyłu k_m o 50%. Wartości współczynnika k_m włókniny filtracyjnej pracującej przy tych samych prędkościach filtracji, określone w warunkach filtracji jednostopniowej z wykorzystaniem pyłu testowego o standardowym składzie granulometrycznym, podane w pracy [8], mają odpowiednio większe wartości $k_m = 290\text{--}343 \text{ g/m}^2$.

k_m of the filtration fiber operating at the same filtration rates, determined under the conditions of a single stage filtration using the test dust of a standard granulometric composition given in [8] have larger values of $k_m = 290\text{--}343 \text{ g/m}^2$.

The obtained course of the characteristics of efficiency, accuracy and drag can be substantiated by the fact that dust grains trapped in the porous barrier are secondary components of the filtration material. Further dust grains are trapped not only on the fibers but also on the large agglomerates made from the earlier trapped grains. The growing agglomerates fill the free space between the fibers, which results in trapping of increasingly smaller dust grains but at the same time obstructs the flow of aerosol which explains the growing drag as the dust mass trapped in the filter increases.

A drop in the efficiency and accuracy of filtration in the final stage of the filter element operation i.e. upon trapping of a predefined mass of dust manifests itself by the appearance of dust grains of increasingly large size in the air downstream of the filter element. This phenomenon is referred to as ‘burst’, which consists in detaching of the grains or entire agglomerates from the surface as a result of high velocities and moving towards the outlet part of the filtering material. The occurrence of the burst phenomenon is more likely for high flow velocities, which is why it occurs early for the filtration rate of $v_F = 0.27 \text{ m/s}$ and is the latest for the rate of $v_F = 0.08 \text{ m/s}$.

The use of centrifugal filters as the first stage of filtration results in the dust grains of the size $15\text{--}20 \mu\text{m}$ hitting the second stage – the porous barrier thus reducing the coefficient of dust absorption of the filtering fiber k_m [3, 5, 6]. The analysis of the characteristics of filtration efficiency and drag as a function of mass of the dust fed to the filter (Fig. 7) shows that the operation time until the cyclone-barrier system reaches the admissible drag is longer than it is in the case when the filter element operates in a single stage filtration.

This can be explained by the fact that, following the application of a centrifugal filter as the first filtration stage upstream of the barrier, the majority of the delivered dust (in the case of the tested system it was approximately 87 %) is separated by the cyclone. Hence, the filter element receives only 13 % of the dust mass that was introduced into the ‘cyclone-barrier’ system [7].

Figures 8–10 show the granulometric composition of dust in the air downstream of the filter operating downstream of the axial continuous cyclone as percentage changes of share of the dust grains of individual size groups for three test cycles at the filtration rate of $v_F = 0.17 \text{ m/s}$. The percentage share Up_i was determined from the relation:

$$Up_i = \frac{N_i}{N} = \frac{N_i}{\sum_{i=1}^{32} N_i}, \quad (5)$$

Uzyskany przebieg charakterystyk skuteczności i dokładności filtracji oraz oporów przepływu tłumaczyć należy tym, że zatrzymywane w przegrodzie ziarna pyłu są źródłem powstawania wtórnych elementów struktury materiału filtracyjnego. Kolejne ziarna pyłu są zatrzymywane nie tylko na włóknach, ale również na powstałych, z zatrzymanych wcześniej ziaren, aglomeratach mogących rozrastać się do znacznych rozmiarów. Rozrastające się w wyniku zatrzymywania coraz większej masy pyłu aglomeraty wypełniają wolne przestrzenie między włóknami, co powoduje zatrzymywanie coraz mniejszych ziaren pyłu, ale jednocześnie utrudnia przepływ aerozolu, i tym tłumaczyć należy wzrost oporów przepływu wraz ze wzrostem pasa pyłu zatrzymanego na wkładzie.

Spadek dokładności i skuteczności filtracji w końcowym etapie pracy wkładu, tj. po zatrzymaniu określonej masy pyłu, uwidacznia się pojawianiem w strumieniu powietrza za filtrem ziaren pyłu o coraz większych rozmiarach. Należy to tłumaczyć wystąpieniem tzw. zjawiska przebiccia, które polega na odrywaniu się od podłoża (w wyniku dużych prędkości przepływu) ziaren pyłu, bądź całych aglomeratów

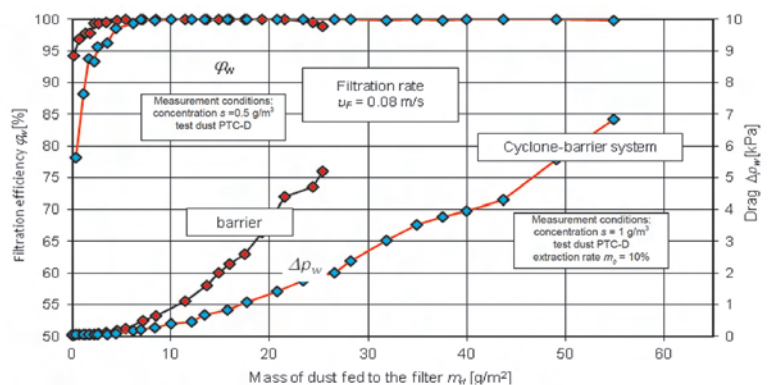


Fig. 7. Characteristics of filtration efficiency $\varphi_w = f(m_d)$ and drag $\Delta p_w = f(m_d)$ of a fiber filtering element as a function of dust mass m_d fed to the ‘cyclone-barrier’ system

Rys. 7. Charakterystyki skuteczności filtracji $\varphi_w = f(m_d)$ i oporu przepływu $\Delta p_w = f(m_d)$ włókninowego wkładu filtracyjnego w funkcji masy pyłu m_d dostarczonej do układu „cyklon-włóknina filtracyjna”

i przemieszczaniu się ich na stronę wylotową materiału filtracyjnego. Wystąpienie zjawiska przebiccia jest bardziej prawdopodobne w przypadku większych prędkości przepływu, dlatego najszybciej występuje ono przy prędkości filtracji $v_F = 0.27 \text{ m/s}$, a najpóźniej przy $v_F = 0.08 \text{ m/s}$.

Zastosowanie filtrów bezwładnościowych jako pierwszy stopień filtracji powoduje, że na przegrodę filtracyjną stanowiącą drugi stopień filtracji trafiają jedynie ziarna pyłu o rozmiarach nieprzekraczających $15\text{--}20 \mu\text{m}$, zmniejszając tym samym współczynnik chłonności pyłowej włókniny filtracyjnej k_m [3, 5, 6]. Jednak analiza charakterystyk skuteczności filtracji i oporu przepływu w funkcji masy pyłu dostarczonego do filtru (rys. 7) wskazuje, że czas pracy do osiągnięcia oporu dopuszczalnego zestawu „cyklon-przegroda” jest dłuższy w stosunku do czasu pracy wkładu w warunkach filtracji jednostopniowej.

where: N_i – number of dust grains from an i -th size interval, N – total number of dust grains downstream of the filter element.

As the mass of dust trapped on the test filter element operating under the conditions of second filtration stage increased, a gradual increase in the percentage share of dust grains of the size below $1.4 \mu\text{m}$ was observed. During the first test cycle the share of these particles was 31.44 % and in cycle 15 corresponding to the proper (stable) period of filter operation the grains of this size totaled at 92.66 %. An abrupt drop in the share of particles of greater size was observed i.e. during the first measurement cycle the share of particles of the diameter of $2.2\text{--}3 \mu\text{m}$ was 16.84 % while in cycle 15 the share of all particles of the size greater than $2.2 \mu\text{m}$ was 0.74 %. Analyzing the fractional composition downstream of the filter element in cycle 18 we again see an increase in the share of particles of greater diameter, which is a result of the forecoming phenomenon of burst of the filter element and grabbing of the trapped dust particles by the flow of aerosol.

6. Conclusions

1. Coefficient of dust absorption k_m of the filtering fiber operating under the conditions of second stage filtration

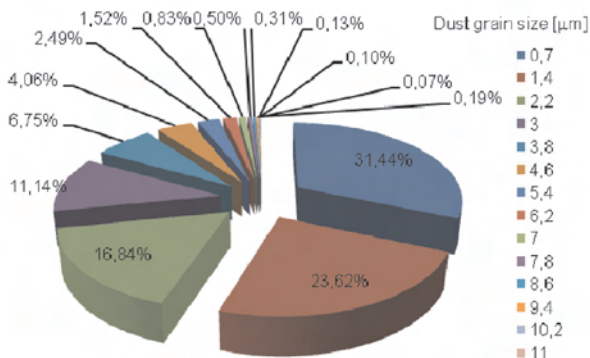


Fig. 8. Granulometric composition of dust downstream of the filter element during measurement cycle 1

Rys. 8. Skład granulometryczny pyłu za wkładem filtracyjnym podczas cyklu pomiarowego nr 1

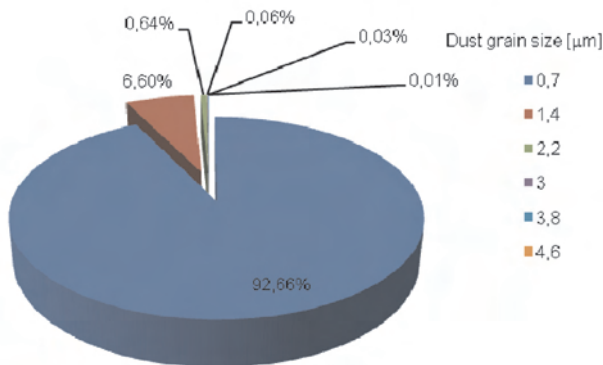


Fig. 9. Granulometric composition of dust downstream of the filter element during measurement cycle 15

Rys. 9. Skład granulometryczny pyłu za wkładem filtracyjnym podczas cyklu pomiarowego nr 15

Tłumaczyć to należy tym, że w wyniku zastosowania filtru bezwładnościowego, jako pierwszy stopień filtracji przed przegrodowym wkładem filtracyjnym, większość zadozowanego pyłu (dla badanego zestawu około 87 %) jest odseparowana przez cyklon. Na wkład filtracyjny trafia więc tylko 13 % masy pyłu, jaka została wprowadzona do układu filtracyjnego „cyklon–przegroda” [7].

Na rysunkach 8–10 przedstawiono, dla trzech wybranych cykli badawczych przy prędkości filtracji $v_F = 0,17 \text{ m/s}$, skład granulometryczny pyłu w powietrzu za badawczym wkładem filtracyjnym pracującym za cyklonem osiowym przelotowym jako procentowe zmiany udziału ziaren pyłu poszczególnych grup wymiarowych. Udział procentowy Up_i określono z zależności (5), gdzie: N_i – liczba ziaren pyłu z i -tego przedziału wymiarowego, N – całkowita liczba ziaren pyłu za wkładem filtracyjnym.

Wraz ze wzrostem masy pyłu zatrzymanego na badawczym wkładzie filtracyjnym, pracującym w warunkach odpowiadających drugiemu stopniowi filtracji, w powietrzu za wkładem obserwowano systematyczny wzrost udziału procentowego cząstek pyłu o rozmiarach poniżej $1,4 \mu\text{m}$. Podczas pierwszego cyklu badawczego udział tych cząstek wyniósł 31,44 %, natomiast w trakcie cyklu nr 15 odpowiadającego już zasadniczemu (stabilnemu) okresowi pracy wkładu ziarna pyłu o tych wymiarach stanowiły 92,66 % ogólnej liczby cząstek. Zaobserwowano gwałtowny spadek udziału cząstek o większych rozmiarach; przykładowo w trakcie pierwszego cyklu pomiarowego udział cząstek o średnicach $2,2\text{--}3 \mu\text{m}$ wynosił 16,84 %, podczas gdy w trakcie cyklu nr 15 udział wszystkich cząstek o średnicy powyżej $2,2 \mu\text{m}$ wyniósł 0,74 %. Analizując skład frakcyjny pyłu za wkładem filtracyjnym podczas cyklu nr 18 zauważa się ponowny wzrost udziału cząstek o większych średnicach, co jest spowodowane omówionym zjawiskiem „przebiecia” wkładu filtracyjnego i porywaniem przez strumień aerozolu zatrzymanych wcześniej cząstek pyłu.

6. Wnioski

1. Współczynnik chłonności k_m włókniny filtracyjnej pracującej w warunkach odpowiadających drugiemu stopniowi filtracji przyjmuje w chwili osiągnięcia oporu przepływu

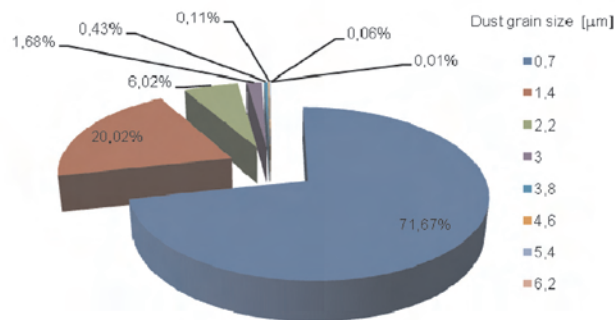


Fig. 10. Granulometric composition of dust downstream of the filter element during measurement cycle 26

Rys. 10. Skład granulometryczny pyłu za wkładem filtracyjnym podczas cyklu pomiarowego nr 26

assumes the values of 203–135 g/m² as of the moment of reaching the drag of $\Delta p_w = 5$ kPa for the rate of $v_f = 0.08$ – 0.27 m/s. These values are much higher than for the filtration papers ($k_m = 43$ – 78 g/m²) for which the same research methodology was applied.

- Coefficients of dust absorption k_m of the filtering fiber downstream of the cyclone assume values of approx. 50 % lower than for the fiber operating under the conditions of single stage filtration ($k_m = 343$ – 290 g/m²) on which dust of standard fractional composition is delivered.
 - Applying cyclones as the first stage of filtration extended the service life of the fiber filter element until the adopted value of 5 kPa of the admissible drag was reached. Under actual operating conditions, this results in the extension of the air cleaner service intervals.
 - The presence of larger grains in the dedusted air in the initial period of operation may be impactful on the accelerated wear of engine subassemblies.
 - The appearance of dust grains of increasingly larger size downstream of the filter in the final stage of the filter service life results from the phenomenon of ‘bursting’ that is caused by high flow velocities through the filter resulting from the clogging of the free space in the filtering material with dust. The service life of a filtering material limited by the obtainment of an admissible drag should be selected in such a way as to avoid the period of filter operation when bursting occurs.
- $\Delta p_w = 5$ kPa, dla prędkości z zakresu $v_f = 0,08$ – $0,27$ m/s, wartości odpowiednio 203–135 g/m². Są to wartości znacznie wyższe niż dla papierów filtracyjnych ($k_m = 43$ – 78 g/m²), dla których stosowano tę samą metodykę badań.
 - Współczynniki chłonności pyłu k_m włókniny filtracyjnej pracującej za cyklonem przyjmują wartości o około 50 % niższe niż dla włókniny pracującej w warunkach filtracji jednostopniowej ($k_m = 343$ – 290 g/m²), na którą trafia pył o standardowym składzie frakcyjnym.
 - Zastosowanie cyklonu jako pierwszy stopień filtracji spowodowało wydłużenie czasu pracy wkładu włókninowego do chwili osiągnięcia założonej wartości (5 kPa) dopuszczalnego oporu przepływu. W warunkach eksploatacji skutkuje to wydłużeniem przebiegu pojazdu pomiędzy kolejnymi obsługiwaniem filtru powietrza.
 - Obecność, w strumieniu powietrza oczyszczonego, większych ziaren pyłu w początkowym okresie pracy wkładu może mieć wpływ na przyspieszone zużycie elementów silnika.
 - Pojawianie się w powietrzu za filtrem (w końcowym etapie pracy wkładu) ziaren pyłu o coraz większych rozmiarach wynika z tzw. zjawiska przebicia, które jest spowodowane dużymi prędkościami przepływu przez medium filtracyjne, wynikłego z zapełnienia pyłem wolnych przestrzeni materiału filtracyjnego. Czas pracy wkładu filtracyjnego limitowany osiągnięciem oporu dopuszczalnego powinien być tak dobrany, aby nie obejmował tego okresu pracy wkładu.

Bibliography/Literatura

- Baczewski K., Hebda M.: Filtracja płynów eksploatacyjnych, MCNEMT, Radom 1991/1992.
- Durst M., Klein G., Moser N.: Filtration in Fahrzeugen. Materiały informacyjne firmy Mann+Hummel GMBH, Ludwigsburg, Niemcy, 2005.
- Dziubak T.: Analiza procesu filtracji powietrza wlotowego do silników pojazdów specjalnych, Rozprawa habilitacyjna, WAT, Warszawa 2008.
- Dziubak T.: Filtracja powietrza wlotowego do silników spalinowych pojazdów mechanicznych, WAT, Warszawa 2012.
- Dziubak T.: Badania eksperymentalne papieru filtracyjnego do dwustopniowego filtru powietrza silnika pojazdu specjalnego, Biuletyn WAT, vol. LIX, nr 3, 2010.
- Dziubak T., Szwedkiewicz S.: Badania eksperymentalne papieru filtracyjnego pracującego w systemie „cyklon – przegroda porowata”, Biuletyn WAT, vol LXII, nr 1, 2013.
- Dziubak T., Szwedkiewicz S.: Badania eksperymentalne cyklonów przelotowych filtrów powietrza silników spalinowych, Biuletyn WAT, vol. LXII, nr 2, 2013.
- Dziubak T., Szwedkiewicz S.: Badania eksperymentalne włókniny do filtracji powietrza wlotowego silników spalinowych pojazdów mechanicznych, Combustion Engines nr 4/2013 (155), 2013.
- Korea Filtration Technologies Co.: Performance mill sheet, materiały udostępnione przez WIX Filtron, Gostyń.
- PN-S-34040, Filtry powietrza. Wymagania i badania, PKN, 1996.
- Szczeciński S. i in.: Turbinowe napędy samochodów, WKŁ, Warszawa 1974.
- Szwedkiewicz S.: Projekt wstępny metodyki badań chłonności pyłowej materiałów filtracyjnych filtrów powietrza pojazdów mechanicznych, praca dyplomowa. WAT, Warszawa 2010.
- WIX Filtron, Katalog filtrów, Gostyń 2012.

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

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

e-mail: tdziubak@wat.edu.pl



Sebastian Szwedkiewicz, MEng. – PhD student in Faculty of Mechanical Engineering at Military University of Technology.

Mgr. inż. Sebastian Szwedkiewicz – doktorant na Wydziale Mechanicznym Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie.

e-mail: sszwedkiewicz@wat.edu.pl



The research of exhaust emissions and fuel consumption from HHD engines under actual traffic conditions

The paper presents a comparative analysis of the emission of CO, NO_x, CO₂ and gas mileage for two heavy-duty long haulage vehicles. The tests were performed on the same test road. The test route reflected typical daily operation of heavy-duty vehicles – a drive to the loading/unloading zone and cruise on national roads. In the investigations, the authors used a portable exhaust emissions analyzer (SEMTECH DS, PEMS – Portable Emissions Measurement System). Based on the performed analysis, optimum engine was selected for long haulage vehicles under conditions of Polish transport and logistic infrastructure in terms of fuel consumption.

Key words: heavy-duty vehicle, exhaust emissions, road tests

Badania emisji związków toksycznych spalin i zużycia paliwa z silników HDD w warunkach ruchu drogowego

W artykule przedstawiono porównanie emisji CO, NO_x, CO₂ oraz przebiegowego zużycia paliwa dla dwóch pojazdów ciężkich przeznaczonych do długodystansowego przewozu towarów. Badania wykonano na tym samym odcinku pomiarowym. Odzwierciedlał on codzienną eksploatację pojazdów ciężkich – dojazd do miejsca załadunku/rozładunku i ruch po drogach krajowych. Do badań wykorzystano mobilny przyrząd SEMTECH DS z grupy PEMS (Portable Emissions Measurement System). Na podstawie przeprowadzonej analizy określono właściwy wybór silnika spalinowego pojazdu ciężkiego w aspekcie zużycia paliwa dla długodystansowego przewozu towarów w warunkach reprezentujących krajową infrastrukturę transportowo-logistyczną.

Słowa kluczowe: pojazd ciężki, emisja gazów wylotowych, badania drogowe

1. Introduction

The fundamental indicator describing the dynamics of utility vehicles (heavy duty trucks and buses) is their unit power. It is the quotient of the maximum usable power of the engine and its gross vehicles weight [4–5]. In the 1950s and 1960s of the last century, heavy-duty trucks were characterized by low unit power. Due to a growth in the number of vehicles minimum values of the above-mentioned unit power were introduced for heavy-duty trucks, so that their operation did not reduce the throughput of the main roads. In the mid 1970s in Germany, a regulation was adopted that long-haulage trucks had to have a unit power of not less than 6 kW/t. This meant that a vehicle of the GVW of 38 tons had to have an engine of the power output of 228 kW (310 KM). A currently applicable unit power index is on the level of 7.5 kW/t – introduced in 2000. Today long-haulage vehicles are characterized by good dynamics (capability of high accelerations) [9].

European manufacturers, in their portfolios, also have vehicles fitted with engines of power output greater than 300 kW (this is the power output needed to obtain the unit power index of 7.5 kW/t and Gross Vehicle Weight of 40 t). This is caused by a variety of economical, social, marketing-related and other aspects. Currently one of the criteria of the quality of transport services is the time of their realization. Vehicles of high unit power indexes have higher average cruising

1. Wprowadzenie

Podstawowym wskaźnikiem opisującym dynamikę pojazdów użytkowych (pojazdy ciężkie i autobusy) jest tzw. moc jednostkowa samochodu. Jest to iloraz maksymalnej mocy użytecznej silnika do dopuszczalnej masy całkowitej pojazdu [4–5]. W latach 50. i 60. ubiegłego wieku pojazdy ciężkie charakteryzowały się niskim wskaźnikiem mocy jednostkowej. W związku z sukcesywnym wzrostem liczby samochodów zdecydowano się wprowadzić minimalne wartości powyższego wskaźnika dla pojazdów ciężkich, aby ich eksploatacja nie powodowała spadku przepustowości głównych arterii komunikacyjnych. W połowie lat 70. XX wieku w Niemczech wprowadzono wymóg, aby pojazdy ciężkie przeznaczone do przewozów długodystansowych charakteryzowały się wskaźnikiem nie niższym niż 6 kW/t. To oznaczało, że pojazd o dmc 38 t musiał posiadać silnik spalinowy o mocy 228 kW (310 KM). Obowiązującym obecnie standardem jest wskaźnik na poziomie 7,5 kW/t – wprowadzony w 2000 roku. Dzięki temu pojazdy ciężkie przeznaczone do długodystansowego przewozu towarów charakteryzują się dobrymi właściwościami dynamicznymi (zdolność do uzyskiwania dużych przyspieszeń) [8].

Europejscy producenci w swojej ofercie posiadają również pojazdy wyposażone w jednostki napędowe o mocach większych niż 300 kW (taką moc silnika mają pojazdy o wskaźniku 7,5 kW/t i dmc 40 t). Jest to

speeds than vehicles of lower unit power indexes. This translates into shorter task realization times, hence, a greater number of transport tasks can be completed. Additionally, it is important that the vehicles of higher unit power have comparable or only slightly lower gas mileage [3]. This allows transport companies to compensate the cost of purchase of this type of vehicle. The cost of truck of higher unit power index is higher than that of trucks of a lower index.

2. Research methodology

2.1. The route

For the tests the authors selected a road portion of the length of 27 km (Fig. 1). The road portion well characterizes the operation of vehicles of the GVW exceeding 16 000 kg (long haulage) in the area where the measurements were carried out. The test route started and ended in the industrial zone (point A) where a production facility is located at which approximately 50 heavy-duty vehicles are handled daily. The test road portion can be divided into two parts: a drive on the municipal roads (portion A–B) and national and regional roads. The drive on the national regional/roads depends on the driving direction from/to the entrance to the A2 expressway (Koło) (point D). In the case of driving to the ‘Koło’ expressway entrance the route went through points B–C and C–D. In the reverse situation i.e. exiting the expressway and driving to the production facility via bypasses: points D–C and C–B (on the D–C road portion heavy duty trucks exceeding GVW of 7 000 kg are not allowed.) The above route can be deemed representative of the national transport and logistic infrastructure – representing the road infrastructure and the distribution of production facilities in small and medium-sized towns.

2.2. Research objects

For the research, the authors used two heavy-duty trucks (road tractors with semi-trailers) loaded with a cargo of 20 000 and 24 800 kg (Fig. 2). The first of the objects was fitted with a 309 kW (420 KM) Euro III engine. The other object had a V8 412 kW (560 KM) Euro V engine. Both vehicles were fitted with an automatic transmission (Tab. 1). Both vehicles were fitted with automatic transmission of the 12 + 1 configuration. The second vehicle was also fitted with a driver monitoring system. The system, by a continuous analysis of signals from a series of sensors, provides real time hints and, upon end of trip, generates a report on the driving style. The hints and the evaluation are presented on a display and have 4 categories: driving uphill, predicting, braking and gear shifts. The idea behind the system is to continuously improve the driving skills in terms of fuel consumption and proper use of modern solutions such as: automatic transmission, retarder or EBS (Electronic Braking System).

spowodowane wieloma aspektami, m.in. ekonomicznym, społecznym, marketingowym itd. Obecnie jednym z głównych kryteriów świadczącym o jakości oferowanych usług transportowych jest czas ich wykonania. Pojazdy o wyższych wskaźnikach mocy jednostkowej osiągają większe średnie prędkości przejazdu niż pojazdy o niższych wskaźnikach. Powoduje to skrócenie czasu wykonania usługi, dzięki czemu możliwa jest realizacja większej liczby zleceń transportowych. Ważne jest także, aby pojazdy te charakteryzowały się porównywalnym bądź niewiele większym przebiegowym zużyciem paliwa [3]. To pozwala firmom transportowym zrekompensować koszt zakupu tego typu pojazdów, który jest większy niż w odniesieniu do pojazdów posiadających silniki spalinowe o mniejszej mocy użytecznej.

2. Metodyka badawcza

2.1. Trasa

Do badań wykorzystano odcinek drogowy, którego długość wynosiła 27 km (rys. 1). Odcinek charakteryzuje ruch pojazdów ciężkich o dopuszczalnej masie całkowitej powyżej 16 000 kg (tzw. długodystansowych) w miejscowości, w której przeprowadzono pomiary. Rozpocynał się i kończył w dzielnicy przemysłowej (punkt A), gdzie znajduje się zakład produkcyjny, w którym dziennie przeładowywanych jest około 50 pojazdów ciężkich. Następnie odcinek pomiarowy można podzielić na dwie zasadnicze części: przejazd drogami miejskimi (odcinek A–B) oraz krajowymi i wojewódzkimi. Przejazd drogami

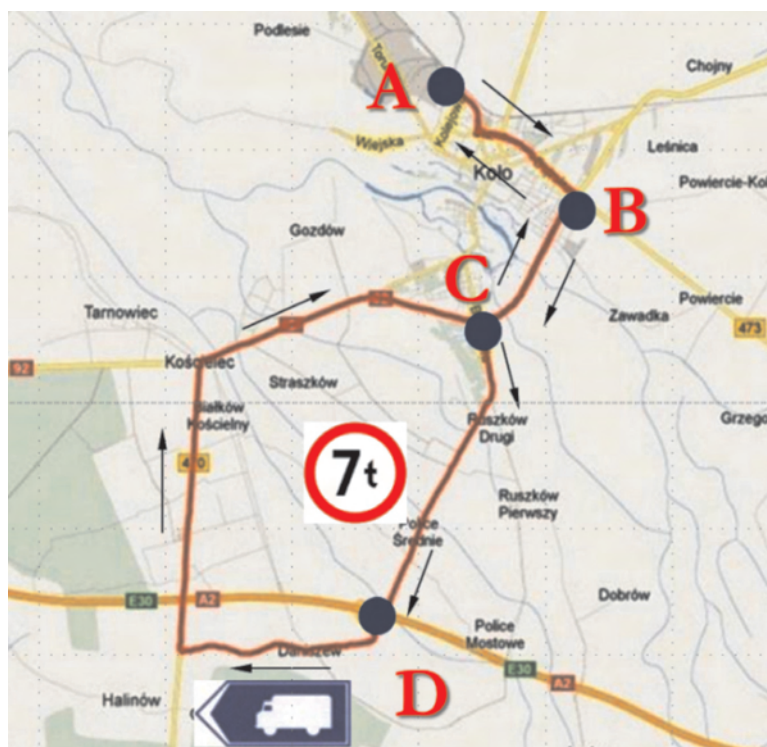


Fig. 1. The measurement road portion used in the on-road emission tests [made based on GPSVisualiser.com]

Rys. 1. Odcinek drogowy wykorzystany do badań emisji [wykonano na podstawie GPSVisualiser.com]

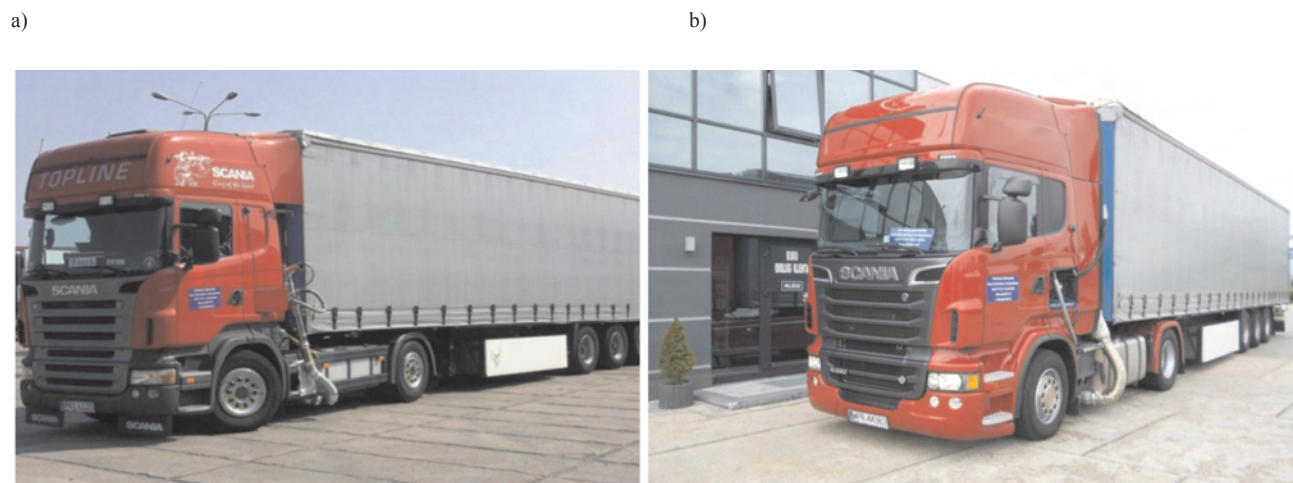


Fig. 2. Research objects during the on-road emission tests: a) vehicle A, b) vehicle B
 Rys. 2. Obiekty badawcze podczas drogowych badań emisyjności: a) pojazd A, b) pojazd B

2.3. Measurement equipment

The measurements were carried out using a portable exhaust emissions analyzer SEMTECH DS (PEMS). The device measured the emissions of CO₂, CO and exhaust gas mass flow (Fig. 3a). The measurement of CO₂ and CO was carried out with the use of NDIR (Non-Dispersive Infrared) analyzer. The devices also communicated with the vehicle diagnostic system. This connection was realized through the CAN SAE J1939 data transmission protocol. The connection allowed recording of the basic engine operating parameters such as engine speed or load. The engine load is defined in the system as the ratio of the current engine torque to its maximum torque. The vehicle position and

krajowymi i wojewódzkimi zależy od kierunku jazdy do/z węzła autostrady A2 „Koło” (punkt D). W sytuacji dojazdu do węzła „Koło” trasa przebiega pomiędzy punktami B–C i C–D. W odwrotnej sytuacji, czyli dojazdu z węzła „Koło” do zakładu produkcyjnego, należy poruszać się wyznaczonym tranzytem: odcinek D–C i C–B, ponieważ na odcinku D–C obowiązuje zakaz ruchu pojazdów o dopuszczalnej masie całkowitej powyżej 7 000 kg. Powyższą trasę można uznać za reprezentatywną w aspekcie krajowego systemu transportowo-logistycznego – reprezentującą infrastrukturę drogową oraz usytuowanie zakładów produkcyjnych w małych i średnich miejscowościach.

Table 1. Characteristics of vehicles used for the tests [9]
 Tabela 1. Charakterystyka pojazdów wykorzystanych do badań [8]

Parameter/parametr	Vehicle/pojazd A	Vehicle/pojazd B
Displacement/pojemność silnika	11.7 dm ³	15.6 dm ³
Number of cylinders/arrangement/liczba cylindrów/układ	Straight 6/6-rzędowy	8/V8
Maximum power output/moc maks.	309 kW at/przy 1900 rpm/obr/min	412 kW at/przy 1900 rpm/obr/min
Maximum torque/maksymalny moment obrotowy	2100 N·m at/przy 1000–1350 rpm/obr/min	2700 N·m at/przy 1000–1400 rpm/ obr/min
Unit power output index/jednostkowy wskaźnik mocy do masy ładunku	7.7 kW/t	10.3 kW/t
Emission standard/norma emisji	Euro III	Euro V
Exhaust gas aftertreatment/układ oczyszczania gazów	N/A/brak	SCR
Transmission/skrzynia biegów	Automatic/ zautomatyzowana 12+1	Automatic/ zautomatyzowana 12+1
Driver support system/system monitorujący zachowania kierowcy	N/A/brak	SDS
Tractor axle configuration/konfiguracja osi ciągnika siodłowego	4 x 2	4 x 2
Curb weight including trailer/masa własna pojazdu ciężarowego z naczepą	15 000 kg	15 200 kg
Cargo weight/masa ładunku	20 000 kg	24 800 kg
Type of cargo/rodzaj ładunku	Big-Bag	Steel
Type of trailer/typ naczepy	Canopy/kurtynowa	Canopy/kurtynowa



Fig. 3. Measurement equipment installed in the vehicle cab:
A) SEMTECH DS, B) control laptop computer

Rys. 3. Aparatura pomiarowa zainstalowana w kabinie pojazdu ciężarowego: a) SEMTECH DS, b) komputer sterujący pracą przyrządu

its speed were measured through the GPS system (Global Positioning System). The equipment was controlled via a laptop computer (Fig. 3b) [1, 7].

3. The exhaust emission correction coefficient

Because the authors could not perform the measurements on two heavy-duty vehicles of the same exhaust emissions standard, the tests were carried out for Euro III and Euro V compliant vehicles. In order to compare the obtained values of the CO emission the authors decided to define a dimensionless emission correction coefficient C_i [8]:

$$C_i = \frac{e_{\text{EuroV}}}{e_{\text{EuroIII}}} \quad (1)$$

where: C_i – correction coefficient of an i -th component; e_p , Euro V – a limit of unit emission of a given component in the Euro V standard [g/(kW·h)]; e_p , Euro III – a limit of unit emission of a given component in the Euro III standard [g/(kW·h)].

Determined values of C_i coefficient shown in Table 2.

4. Results and discussion

4.1. Analysis of the vehicle driving profiles

In the first, urban part, significant differences in the driving profiles of both vehicles were recorded. Vehicle A had a higher speed than vehicle B (Fig. 4, Tab. 3). This was caused by higher traffic congestion during the test run of vehicle B. In the rural part, both driving profiles were similar. Vehicle A, during the entire run had a lower average speed (by 5 %) than vehicle B. From the analysis of the maximum and average acceleration in the acceleration phase it results that vehicle B was more dynamic because in both cases its values were higher by 49 and 19 % respectively.

4.2. Analysis of the exhaust emissions

According to the previous assumption (chapter 3) the second-by-second emission of CO and NO_x of vehicle A

2.2. Obiekty badawcze

Do badań wykorzystano dwa pojazdy ciężkie (ciągniki siodłowe z naczepami) obciążone odpowiednio ładunkiem 20 000 i 24 800 kg (rys. 2). Pierwszy z obiektów wyposażony był w silnik spalinowy o mocy 309 kW (420 KM) spełniający normę emisji Euro III. Drugi obiekt posiadał silnik V8 o mocy 412 kW (560 KM), który spełniał normę emisji Euro V (tab. 1). Oba pojazdy posiadały zautomatyzowane skrzynie biegów o konfiguracji 12 + 1. Drugi pojazd posiadał również system monitorujący działania kierowcy, który przez ciągłą analizę danych pochodzących z różnych czujników na bieżąco wyświetla wskazówki do zachowania ekonomicznego stylu jazdy, a po zakończeniu przejazdu generuje podsumowanie z oceną stylu. Wskazówki i oceny są prezentowane na wyświetlaczu i obejmują cztery kategorie: jazda na wzniesieniach, przewidywanie, hamowanie oraz zmiana biegów. Zadaniem systemu jest ciągle doskonalenie umiejętności kierowcy w aspekcie ograniczenia zużycia paliwa przez odpowiednie wykorzystywanie stosowanych nowoczesnych rozwiązań w pojazdach ciężarowych, takich jak: zautomatyzowana skrzynia biegów, retarder czy układ EBS (*Electronic Breaking System*).

2.3. Aparatura pomiarowa

Pomiary przeprowadzono przy użyciu mobilnego analizatora gazów wylotowych SEMTECH DS z grupy PEMS, który umożliwił pomiar CO₂, CO, NO_x (NO + NO₂) oraz masowego natężenia przepływu gazów wylotowych (rys. 3a). Pomiaru CO₂ i CO dokonano przy użyciu analizatora NDIR (*Non-Dispersive Infrared*), a pomiaru NO_x przy użyciu analizatora NDUV (*Non-Dispersive Ultraviolet*). Przyrząd posiada także funkcję komunikacji z siecią diagnostyczną pojazdu. To połączenie zrealizowano za pomocą protokołu transmisji danych CAN SAE J1939. Dzięki temu dokonano rejestracji podstawowych parametrów pracy silnika spalinowego, takich jak prędkość obrotowa wału korbowego, czy generowane obciążenie, które wyrażone jest stosunkiem bieżącego momentu obrotowego i maksymalnego momentu obrotowego przy danej prędkości obrotowej wału korbowego

Table 2. Values of the emissions limit and C_i coefficient

Tabela 2. Wartości emisji jednostkowej i wskaźnika korygującego C_i

	Euro III [g/(kW·h)]	Euro V [g/(kW·h)]	Wskaźnik C_i [-]
CO	2.10	1.50	0.72
NO _x	5.00	2.00	0.40

silnika. Pozycję pojazdu oraz jego prędkość zmierzono za pomocą układu pozycjonowania GPS (*Global Positioning System*). Sterowanie pracą przyrządu odbywało się przy wykorzystaniu komputera osobistego połączonego z aparaturą za pomocą sieci Wi-Fi (rys. 3b) [1, 6].

3. Wskaźnik korygujący emisję toksycznych składników gazów wylotowych

Ze względu na brak możliwości przebadania dwóch pojazdów ciężkich spełniających tę samą normę emisji,

was multiplied by index C_i and then compared with the course recorded for vehicle B. Vehicle A in the first, urban phase had higher maximum values of the emission of CO than vehicle B (Fig. 5). In the further part of the test run this trend was preserved except several points (emission peaks). Despite the correction of the second-by-second emission of CO by the value of C_i , vehicle A had higher average emission of CO than vehicle B – the average emission of CO was 27.07 and 22.83 mg/s respectively. Analyzing the second-by-second emission of NO_x the authors observed that in the first, urban phase vehicle B had higher values of this emission than vehicle A (Fig. 6). In the further part of the test, this trend changed and vehicle A had higher emissions. Such a situation was caused by the SCR (selective catalytic reduction) system responsible for the control of the NO_x emission fitted in the exhaust of vehicle B. In the first phase of the test, the SCR system was probably inhibited, as the tests for both vehicles were initiated from a cold start (a cold start is to be construed in this case as starting the engine at an ambient temperature of over 20 °C) and under these conditions the exhaust gas temperature is too low for the NO_x reduction to occur when a 32.5 % water solution of urea is applied. Upon stabilization of the engine thermal state, a growth of the exhaust gas temperature takes place thus generating proper conditions for the reduction of NO_x . The temperature of the exhaust gas also influences the conversion rate of the SCR catalytic converter where the said reactions take place. In standard SCR converters, the highest conversion rate occurs for 250–400 °C. Under such conditions the SCR control system initiates injection of a 32.5 % solution of urea into the vehicle exhaust system, from which, following a series of reactions, ammonia is

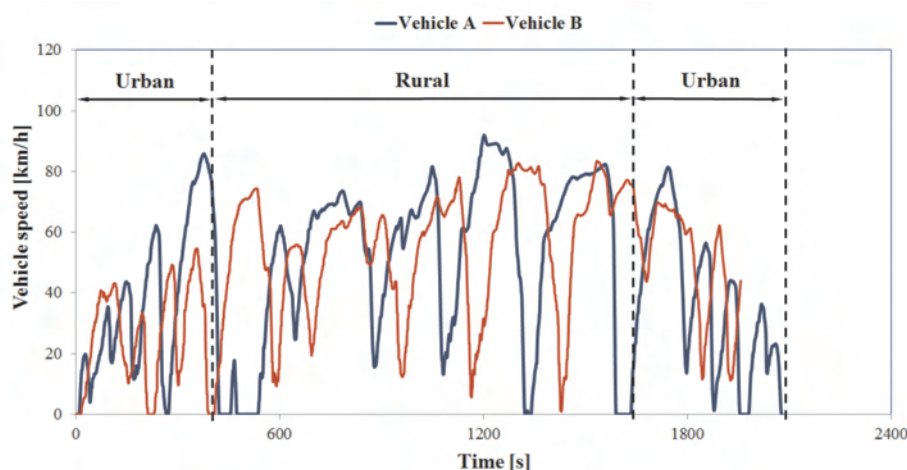


Fig. 4. Speed profiles of the tested vehicles obtained during the on-road tests described with function $f = V(t)$

Rys. 4. Profile prędkości badanych pojazdów uzyskane podczas badań drogowych opisane funkcją $f = V(t)$

badania przeprowadzono dla pojazdu spełniającego normę Euro III i V. Aby porównać uzyskane wartości, podczas pomiarów drogowych zdefiniowano bezwymiarowy wskaźnik korygujący emisję C_i [7] – wzór (1), gdzie: C_i – wskaźnik korygujący emisję i-tego związku, e_{EuroV} – limit emisji jednostkowej danego związku w normie Euro V [g/(kW·h)], $e_{EuroIII}$ – limit emisji jednostkowej danego związku w normie Euro III [g/(kW·h)].

Wyznaczone wartości wskaźnika C_i przedstawiono w tabeli 2.

4. Wyniki pomiarów – dyskusja

4.1. Analiza profili ruchu pojazdów

W pierwszej części miejskiej testu badawczego zarejestrowano znaczące różnice pomiędzy profilami ruchu obu pojazdów: pojazd A osiągnął większą prędkość niż pojazd B (rys. 4, tab.3). To było spowodowane przede wszystkim większym natężeniem ruchu pojazdów podczas przejazdu pojazdu B. W części pozamiejskiej oba profile ruchu charakteryzowały się zbliżonym przebiegiem. Pojazd A podczas całego przejazdu uzyskał mniejszą średnią prędkość o 5 %

Table 3. Parameters characterizing the test runs of both vehicles during the on-road tests

Tabela 3. Parametry charakteryzujące przejazdy obu pojazdów podczas badań drogowych

Parameter/parametr	Unit/ jednostka	Vehicle/ pojazd A	Vehicle/ pojazd B	Percentage ratio vehicle A/vehicle B/stosunek procentowy pojazdu A do pojazdu B [%]
Distance s/droga	km	26.57	26.88	98.84
Maximum speed/prędkość maks. V_{max}	km/h	92.00	84.52	108.14
Average speed/ prędkość średnia V_{st}	km/h	45.73	48.56	94.17
Minimum acceleration/ przyspieszenie minimalne a_{min}	m/s ²	-2.93	-2.80	104.64
Maximum acceleration/przyspieszenie maksymalne a_{max}	m/s ²	1.28	2.53	50.60
Average acceleration in phase of the ramp-up/przyspieszenie średnie w fazie rozpędzania a_{st}	m/s ²	0.21	0.26	80.77

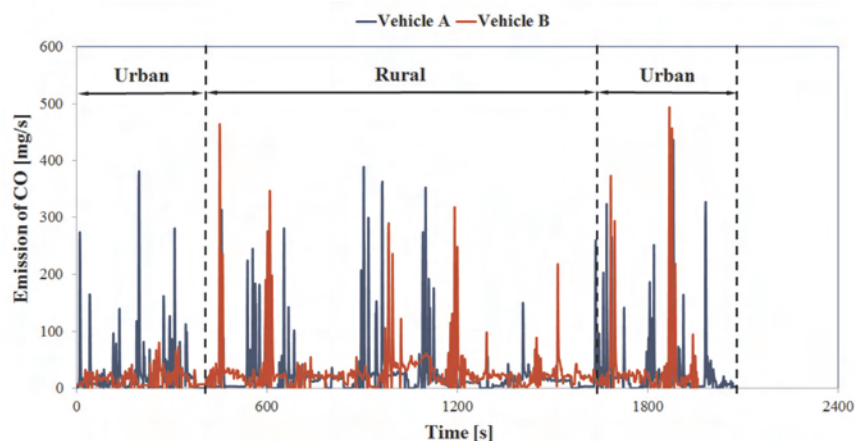


Fig. 5. The tracing of the second-by-second emission of CO for both vehicles obtained during the on-road tests

Rys. 5. Przebiegi natężenia emisji CO dla obu pojazdów uzyskane podczas badań drogowych

generated and used in the selective reduction of NO_x . From the recorded course of the second-by-second emission of NO_x it results that the SCR system had obtained the highest conversion rate after 600 seconds of the test run and then vehicle B obtained much lower values of emission than in the initial phase of the test. In this part of the test vehicle B also had lower emission of NO_x than vehicle A.

As for the second-by-second emission of CO_2 , for both vehicles a similar course was recorded (Fig. 7). The highest maximum values of CO_2 for both vehicles were in the rural cycle. This can be attributed to

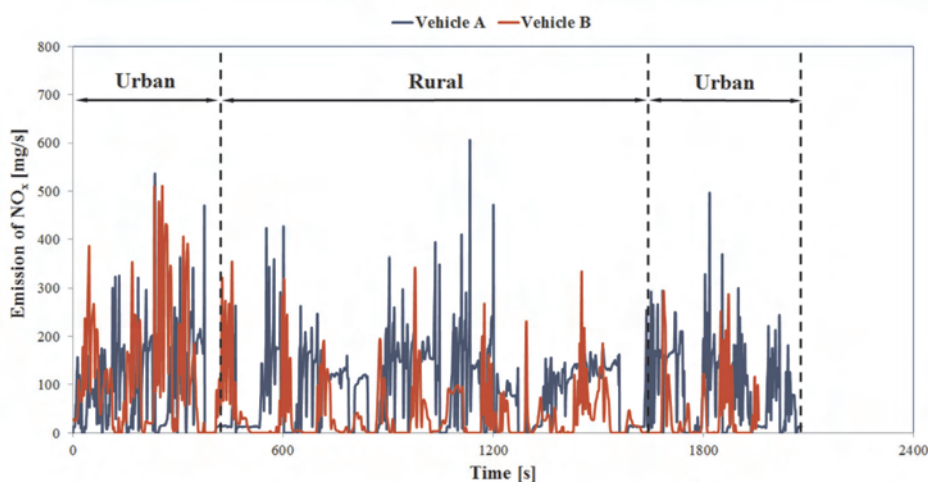


Fig. 6. The tracing of the second-by-second emission of NO_x for both vehicles obtained during the on-road tests

Rys. 6. Przebiegi natężenia emisji NO_x dla obu pojazdów uzyskane podczas badań drogowych

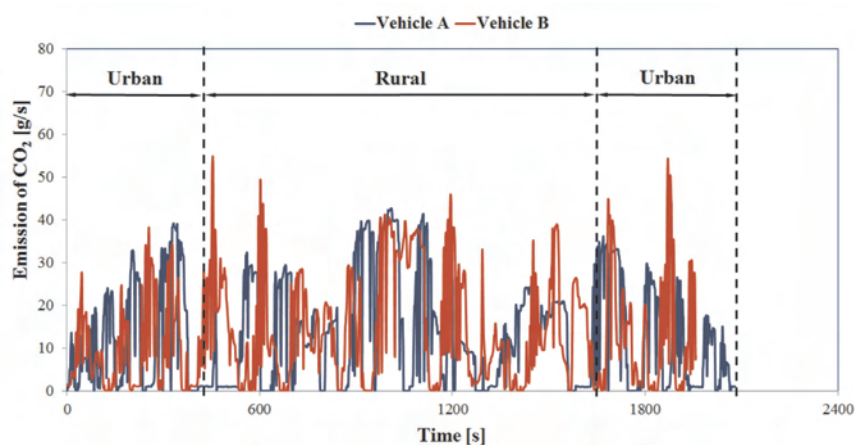


Fig. 7. The tracing of the second-by-second emission of CO_2 for both vehicles obtained during the on-road tests

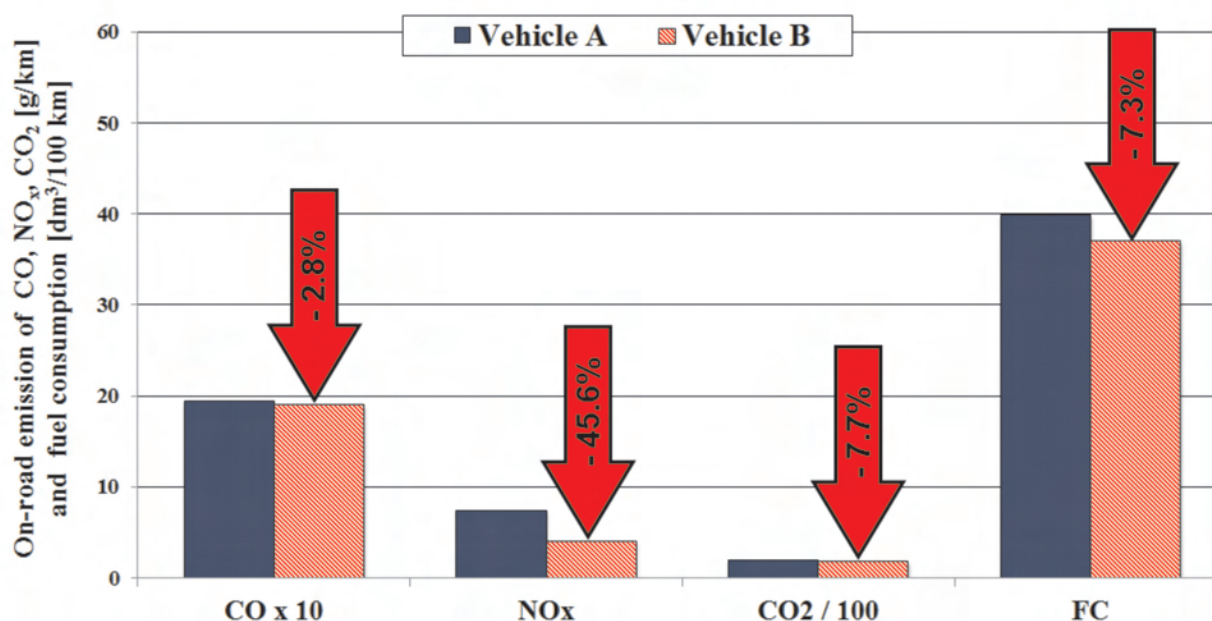
Rys. 7. Przebiegi natężenia emisji CO_2 dla obu pojazdów uzyskane podczas badań drogowych

niż pojazd B. Z analizy maksymalnego i średniego przyspieszenia w fazie rozpędzania wynika, że przejazd pojazdu B był bardziej dynamiczny, ponieważ w obu przypadkach uzyskano większe jego wartości, odpowiednio o 49 % i 19 %.

4.2. Analiza emisji toksycznych składników gazów wylotowych

Według przyjętego wcześniej założenia (rozdz. 3) wartość natężenia emisji CO i NO_x pojazdu A przemnożono przez wskaźnik C_i i następnie porównano z przebiegiem zarejestrowanym dla pojazdu B. Pojazd A w pierwszej fazie miejskiej uzyskał większe maksymalne wartości emisji CO niż pojazd B (rys. 5). W dalszej części odcinka pomiarowego tendencja ta została

zachowana, z wyjątkiem kilku pojedynczych punktów, tzw. pików emisji. Mimo korekty natężenia emisji CO o wartość wskaźnika C_i pojazd A uzyskał większe średnie natężenie emisji CO niż pojazd B – średnie natężenie emisji CO wyniosło odpowiednio 27,07 i 22,83 mg/s. Analizując natężenie emisji NO_x stwierdzono, że w pierwszej fazie miejskiej pojazd B uzyskał większe jej wartości niż pojazd A (rys. 6). W dalszej części testu tendencja ta uległa zmianie i pojazd A uzyskiwał większe wartości emisji. Taki przebieg spowodowany był działaniem zamontowanego w układzie wylotowym pojazdu B układu SCR (*Selective Catalytic Reduction*) odpowiedzial-

Fig. 8. Comparison of the on-road emission of CO₂, CO and gas mileage of the tested vehiclesRys. 8. Porównanie emisji drogowej CO, NO_x, CO₂ oraz przebiegowego zużycia paliwa badanych pojazdów

high cruising speeds, thus, greater energy demand of the research objects. In the last part of the test, a series of work points was recorded at which a significant increase in the second-by-second emission of CO₂ occurred for vehicle B. This was attributed to greater average acceleration compared to vehicle A.

As for the second-by-second emission of CO₂ for both vehicles, similar course of this emission was recorded (Fig. 7). The highest maximum values of the emission of CO₂ for both vehicles were in the expressway phase. This was related to the speeds, hence, the energy demands of the tested vehicles. In the last phase, a series of points was recorded where significant growth in the second-by-second emission of CO₂ for vehicle B was observed. This was caused by a greater average acceleration of vehicle B compared to vehicle A.

Next, based on the carbon balance method [2], the gas mileage for both vehicles was determined (in this method, the on-road emission of CO₂, CO and HC is taken into account). Figure 8 presents the comparison of the on-road emissions of CO₂, CO and the gas mileage. In all cases, vehicle B obtained lower values and a higher gas mileage. It is noteworthy that it had a significant increase in the gas mileage (by 2.9 dm³/100 km). The cost of fuel is currently the main cost of operation of long-haulage trucks. The greatest drop was observed for the on-road emission of NO_x, that mainly resulted from the application of the SCR system in vehicle B.

5. Conclusions

From the performed analysis we know that the heavy-duty vehicle characterized by the greatest unit power (B) had better emission performance (CO₂, CO, NO_x) and better gas mileage. Greater values of the average acceleration in

nego za redukcję NO_x. W pierwszej fazie testu układ SCR najprawdopodobniej był nieaktywny, ponieważ testy dla obu pojazdów rozpoczynano od zimnego rozruchu (zimny rozruch w tym przypadku należy rozumieć jako uruchomienie silnika przy temperaturze powietrza atmosferycznego wynoszącej ponad 20 °C) i w tych warunkach temperatura gazów wylotowych jest zbyt niska, aby zachodziły reakcje redukcji NO_x przy wykorzystaniu 32,5 % wodnego roztworu mocznika. Po ustabilizowaniu stanu cieplnego silnika następuje wzrost temperatury gazów wylotowych, stwarzając tym samym atmosferę sprzyjającą zajściu reakcji redukcji NO_x. Temperatura gazów wylotowych wpływa również na stopień konwersji reaktora katalitycznego SCR, w którym zachodzą wspomniane reakcje. W standardowych układach SCR największy stopień konwersji reaktora katalitycznego występuje dla 250–400 °C. W takich warunkach system sterujący pracą układu SCR rozpoczyna wtrysk roztworu mocznika do układu wylotowego silnika, z którego w wyniku reakcji chemicznych powstaje amoniak wykorzystywany w reakcjach selektywnej redukcji NO_x. Z zarejestrowanego przebiegu natężenia emisji NO_x wynika, że układ SCR osiągnął największy stopień konwersji po 600 sekundach testu i wtedy pojazd B uzyskiwał znacznie mniejsze jej wartości niż w początkowej fazie testu. W tej części testu pojazd B uzyskał również mniejszą emisję NO_x niż pojazd A.

W sytuacji natężenia emisji CO₂ dla obu pojazdów zarejestrowano podobny jej przebieg (rys. 7). Największe maksymalne wartości emisji CO₂ dla obu pojazdów wystąpiły w fazie pozamiejskiej. Związane to było z dużymi prędkościami, a tym samym z większym zapotrzebowaniem energetycznym silników spalinowych obiektów badawczych. W ostatniej fazie testu zarejestrowano punkty pracy,

the acceleration phase and the average speed obtained on the test run by vehicle B confirm its better dynamics. This fact clearly has impact on the traveling time, thus reducing the time of realization of a transport task. The increase in the gas mileage in the long run will bring measurable economic results and will contribute to better environmental performance of the road transport sector. The above factors will significantly influence the efficiency of the transport services. The above facts confirm the applicability of vehicle of higher unit power index.

Bibliography/Literatura

- [1] Merkisz J., Fuć P.: The Exhaust Emission from Light Duty Vehicles in Road Test in Urban Traffic. SAE Technical Paper Series 2010-01-1558, 2010.
- [2] Merkisz J., Fuć P., Ziółkowski A.: Wpływ masy ładunku na emisję CO₂, NO_x i na zużycie paliwa pojazdu ciężarowego o masie całkowitej powyżej 12 000 kg. Postępy Nauki i Techniki/Advances in Science and Technology nr 15/2012; 2012.
- [3] Merkisz J., Kozak M., Nijak D., Andrzejewski M., Molik P., Nowak M., Rymaniak L., Ziolkowski A.: The analysis of the emission level from heavy-duty truck in a city traffic. Combustion Engines nr 3/2012 (151), pp. 80-88.
- [4] Prochowski L.: Pojazdy samochodowe. Mechanika ruchu. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2005.
- [5] Prochowski L., Żuchowski A.: Pojazdy samochodowe. Samochody ciężarowe i autobusy. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2011.
- [6] www.sensors-inc.com
- [7] Information from Worldwide Emissions Standards. Passenger Cars & Light Duty Vehicles. Delphi brochure 2010/2011. delphi.com/pdf/emissions/Delphi-Passenger-Car-Light-Duty-Truck-Emissions-Brochure-2011-2012.pdf.
- [8] Materiały informacyjne otrzymane od producentów pojazdów ciężarowych.

w których nastąpił znaczny wzrost natężenia emisji CO₂ dla pojazdu B. To było uwarunkowane większym średnim przyspieszeniem niż dla pojazdu A.

Następnie na podstawie metody bilansu węgla [2] wyznaczono wartości przebiegowego zużycia paliwa dla obu pojazdów. W tej metodzie uwzględniana jest emisja drogową CO₂, CO i HC. Na rysunku 8 przedstawiono porównanie emisji drogowej CO₂, CO oraz przebiegowego zużycia paliwa. We wszystkich przypadkach pojazd B uzyskał mniejsze wartości. Na szczególną uwagę zasługuje znaczący spadek przebiegowego zużycia paliwa (o 2,9 dm³/100 km), ponieważ jest ono obecnie głównym kosztem eksploatacji pojazdów ciężarowych przeznaczonych do długodystansowego transportu towarów. Największy spadek emisji drogowej zarejestrowano dla NO_x, który wynikał głównie z zastosowania układu SCR w układzie wylotowym pojazdu B.

5. Wnioski

Z przeprowadzonej analizy wynika, że pojazd ciężki charakteryzujący się wyższym wskaźnikiem mocy jednostkowej (B) uzyskał zarówno mniejszą emisję drogową CO₂, CO, NO_x, jak i przebiegowe zużycie paliwa. Większe wartości średniego przyspieszenia w fazie rozpędzania i średniej prędkości otrzymane na trasie pomiarowej przez pojazd B świadczą o jego korzystniejszych właściwościach dynamicznych. Obniżenie przebiegowego zużycia paliwa w dłuższej perspektywie przyniesie wymierne korzyści ekonomiczne oraz przyczyni się do ograniczenia negatywnego wpływu na środowisko naturalne sektora transportu drogowego. Powyższe czynniki znacząco wpłyną na poprawę efektywności usług oferowanych przez przedsiębiorstwa transportowe. Podane fakty potwierdzają słuszność stosowania pojazdów o wyższym jednostkowym wskaźniku mocy.

Prof. Jerzy Merkisz, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

Prof. Jerzy Merkisz – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl



Piotr Lijewski, DEng. – doctor, Institute of Combustion Engines and Transport at Poznan University of Technology.

Dr inż. Piotr Lijewski – adiunkt w Instytucie Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: piotr.lijewski@put.poznan.pl



Paweł Fuć, DSc., DEng. – doctor, Institute of Combustion Engines and Transport at Poznan University of Technology.

Dr hab. inż. Paweł Fuć – adiunkt w Instytucie Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: pawel.fuc@put.poznan.pl



Andrzej Ziółkowski, MSc, Eng. – PhD student in the Faculty of 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



Łukasz Rymaniak, MSc., Eng. – PhD student in the Faculty of Machines and Transport at Poznań University of Technology.

Mgr inż. Łukasz Rymaniak – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: rymaniak.lukasz@onet.eu



Methods for evaluating rated power of diesel-powered generator set

Basic concepts for evaluating rated power of generator sets powered by combustion engines are presented in this article. A relation between parameters of the engine and the generator are shown. Recommendations contained in the standards and technical literature are systematized. The scheme and methodology for evaluating rated power of the generator set, based on laboratory research, are suggested. Also, the main problems which occurred during research have been highlighted. The differences between the values of rated power assumed in theoretical consideration and obtained during laboratory research for the sample unit, have been commented upon.

Key words: generator set, evaluation of rated power, power measurement

Metody wyznaczania mocy znamionowej agregatu prądowłórczego napędzanego silnikiem spalinowym

Przytoczono podstawowe pojęcia związane z określaniem mocy agregatów prądowłórczych napędzanych silnikami spalinowymi. Podano relacje obowiązujące pomiędzy parametrami silnika i prądnic. Usystematyzowano wskazania zawarte w normach oraz literaturze fachowej. Zaproponowano schemat i metodykę wyznaczania mocy znamionowej agregatu na podstawie badań laboratoryjnych. Zwrócono uwagę na kluczowe problemy praktycznego przeprowadzania badań. Skomentowano różnice w wartościach mocy znamionowej wyznaczonych teoretycznie oraz praktycznie dla przykładowego agregatu.

Słowa kluczowe: agregat prądowłórczy, wyznaczanie mocy znamionowej, pomiar mocy

1. Introduction

Rated power is one of the principal parameters of a generator set. Correct evaluation of this parameter by the producer properly determines the exploitation of the unit. The rated power definition should also be properly understood by users of generator sets, so that they can make a suitable choice of the specific needs and, consequently, ensure appropriate operational conditions for electrical energy receivers.

In practice, the method of evaluating rated power of the generator set is sometimes incorrect. The practical significance of this parameter is also misinterpreted. The purpose of this article is to analyze the methods of evaluating rated power of the generator set and general systematization of knowledge within this domain.

2. Rated power of a generator set

The concept of rated power of a generator set is defined in PN-ISO 8528-1 standard [1]. Depending on the unit destination, the rated power should be determined by one of the following definitions:

- a) continuous power (COP) – this is the power which a generator set is able to provide continuously for an indefinite time within a year, except for breaks reserved for servicing,
- b) prime power (PRP) – this is the highest power obtainable within the duration of varying power which may occur during an unlimited number of hours in a year,
- c) limited time running power (LPT) – this is the highest power which a generator set is able to deliver in less than 500 hours per year, of which a maximum of 300 hours is a continuous work between specified breaks reserved for servicing.

1. Wprowadzenie

Moc znamionowa jest jednym z podstawowych parametrów agregatu prądowłórczego. Prawidłowe określenie tego parametru przez wytwórcę agregatu warunkuje jego poprawną eksploatację. Pojęcie mocy znamionowej powinno być również właściwie rozumiane przez odbiorcę urządzenia, tak by dokonał właściwego wyboru agregatu dla konkretnych potrzeb i w konsekwencji zapewnił odbiornikom energii elektrycznej właściwe warunki pracy.

W praktyce sposób wyznaczania i opisywania mocy znamionowej agregatu bywa niewłaściwy. Mylnie interpretowane jest także praktyczne znaczenie tego parametru. Niniejszy referat ma na celu przeanalizowanie stosowanych metod wyznaczania mocy znamionowej agregatów prądowłórczych oraz ogólne usystematyzowanie informacji w tym zakresie.

2. Moc znamionowa agregatu prądowłórczego

Pojęcie mocy znamionowej (inaczej nominalnej) agregatu prądowłórczego zdefiniowano w normie PN-ISO 8528-1 [4]. W zależności od przeznaczenia agregatu moc znamionową należy określić według jednej z poniższych definicji:

- a) moc znamionowa trwała (*continuous power*, COP) – jest to moc, którą zespół prądowłórczy jest w stanie dostarczyć w sposób ciągły przez nieograniczony czas w roku, pomiędzy określonymi przerwami przeznaczonymi na konserwację,
- b) moc znamionowa szczytowa (*prime power*, PRP) – największa moc możliwa do uzyskania w ramach ciągu zmieniających się mocy, które mogą występować w czasie nieograniczonej liczby godzin w ciągu roku,

According to standard [4], the rated power should be specified in units of active power (Watts) including the rated power factor. The standard also defines the concept of the engine's auxiliary power, which is intended only for regulation purposes, i.e. transient load conditions and sudden increase in load. Auxiliary power should not be considered as the electric power supplied to consumers, and the manufacturer should not include it in the parameters given to the client. It should not be stated on the nameplate or in the technical documentation. Additional power is required regardless of the way in which the rated power of a generator set has been defined.

Appropriate operation of a device depends on important parameters of its functioning. Acceptable ranges of some parameter values are specified directly in standards concerning a generator set, e.g. frequency and output voltage value. Other parameters result from the definition of the unit's rated power. Permissible limit in the rise of temperature of the generator windings is one of such parameters. During the evaluation of rated power the parameters related both to the generator and the combustion engine should be considered.

3. Methods of evaluating rated power of a generator set

Rated power of a generator set can be evaluated using one of the following methods:

- theoretically, on the basis of generator set components catalogue data,
- experimentally, on the basis of simplified measurement for resistive load,
- experimentally, on the basis of full measurement for compound resistive-inductive load with rated power factor.

Standards allow to perform the simplified measurement when an adjustable compound load is unattainable. After completing the simplified measurements rated power is calculated based on the measurement results and the relationship of power and efficiency for different power factors [6].

In order to compare the methods mentioned above, rated power of a generator set was determined. The unit consisted of the following components:

- combustion engine Hatz type 1D81C (maximum power $P_{Sn} = 9.6$ kW at 3000 rpm),
- 3-phase generator GTS type DWG 8/5-EE (rated power $S_{pn} = 10$ kVA at $\cos\varphi = 0.8$; generator efficiency $\eta_{pn(0.8)} = 0.82$ at $\cos\varphi = 0.8$ or $\eta_{pn(1)} = 0.87$ at $\cos\varphi = 1$).

The generator set was built in a box adapted for mounting under the railway passenger car. Due to the character of unit application the COP type rated power was considered.

4. Evaluating rated power of a generator set based on catalogue data of its components

Rated power of a generator set can be estimated based on catalogue data given by producers of electric generator and combustion engine. The active rated power of a generator P_{pn} should not be lower than the rated power of a whole generator set P_{An} . Rated power of the generator is usually quoted as apparent power S_{pn} (in VA) for power factor $\cos\varphi$

- moc znamionowa ograniczona czasowo (*limited time running power*, LTP) – najwyższa moc, którą zespół prądowców jest w stanie dostarczyć w czasie nieprzekraczającym 500 godzin rocznie, z czego najwięcej 300 godzin jest pracą ciągłą pomiędzy określonymi przerwami na prace konserwacyjne.

Zgodnie z normą [4] moc znamionowa powinna być określona w jednostkach mocy czynnej (watach, W) z podaniem znamionowego współczynnika mocy. Norma definiuje także pojęcie mocy dodatkowej silnika, która przeznaczona jest wyłącznie do celów regulacyjnych, tj. przejściowych stanów obciążenia i nagłych wzrostów obciążenia. Mocy dodatkowej nie należy rozważać jako mocy dostarczonej odbiorcy energii elektrycznej, a producent agregatu nie powinien uwzględniać jej wartości w parametrach podawanych do informacji kupującemu. Nie powinna ona znaleźć się na tabliczce znamionowej urządzenia, ani w dokumentacji techniczno-ruchowej. Moc dodatkowa jest wymagana niezależnie od tego, jak zdefiniowano moc znamionową agregatu.

Poprawna praca urządzenia zależy od istotnych parametrów jego funkcjonowania. Dopuszczalne zakresy wartości niektórych wielkości określone są bezpośrednio w normach dotyczących agregatów, np. częstotliwość i wartość napięcia wyjściowego. Inne parametry wynikają z definicji mocy znamionowej agregatu. Przykładem takiej wielkości jest dopuszczalny długotrwale przyrost temperatury uzwojeń generatora. Podczas wyznaczania mocy znamionowej należy wziąć pod uwagę parametry związane zarówno z generatorem, jak i z silnikiem spalinowym.

3. Metody wyznaczania mocy znamionowej agregatu

Moc znamionową agregatu prądowczego można wyznaczyć jedną z poniższych metod:

- teoretycznie, na podstawie danych katalogowych elementów składowych agregatu,
- doświadczalnie, na podstawie pomiarów uproszczonych wykonywanych dla rezystancyjnego obciążenia agregatu,
- doświadczalnie, na podstawie pomiarów pełnych, tzn. dla obciążenia o znamionowym współczynniku mocy.

Po wykonaniu pomiarów uproszczonych, dopuszczalnych w sytuacji braku odpowiedniego zaplecza technicznego, moc znamionowa obliczana jest na podstawie wyników pomiarów oraz zależności mocy i sprawności dla różnych współczynników mocy [6].

W celu porównania wymienionych metod wyznaczono za ich pomocą moc znamionową agregatu prądowczego zestawionego z następujących elementów składowych:

- silnika spalinowego Hatz typu 1D81C (moc rzeczywista $P_{Sn} = 9,6$ kW przy 3000 obr/min);
- prądnicy trójfazowej GTS typu DWG 8/5-EE (moc znamionowa $S_{pn} = 10$ kVA przy $\cos\varphi = 0,8$; sprawność prądnicy $\eta_{pn(0,8)} = 0,82$ przy $\cos\varphi = 0,8$ lub $\eta_{pn(1)} = 0,87$ przy $\cos\varphi = 1$).

Agregat zabudowany był w skrzyni przystosowanej do montażu pod pudłem wagonu kolejowego. Z uwagi na zastosowanie agregatu rozważana była moc znamionowa COP.

= 0.8 [2]. If the power of a generator set was to be defined with the same value of power factor, the following assumption should be made:

$$P_{An} \leq P_{Pn} = S_{Pn} \cdot \cos\varphi \quad (1)$$

Electrical output power of a generator is reduced in relation to the mechanical power supplied to it due to the occurrence of losses in the electric machine. Mechanical power P_{Sn} on combustion engine shaft (called real power), needed to achieve the assumed rated electrical output power, can be estimated using the known generator efficiency η_{pn} , assuming that the operating conditions are close to nominal ones. In addition, it is necessary to provide a so-called engine's auxiliary power [4], which is destined for controlling purposes in transient conditions. This power usually equals 10 % of the rated power. These conditions are described by relationship:

$$P_{An} \leq \frac{\eta_{pn} P_{Sn}}{1.1} \quad (2)$$

The estimated rated power of a generator set P_{An} will be the lower of the values obtained by equation (1) and (2). Rated power of the considered generator set, estimated based on the parameters of the combustion engine and the generator, is limited by the power of the combustion engine, and equals $P_{An(T)} = 7156$ W.

5. Evaluating rated power of a generator set based on experimental research

Catalogue data of generator set components, given for some assumed working conditions, can change after assembling the components into the complete set. The change may result from different cooling conditions caused by closing the components in a box and thermal interaction between the electric generator and the combustion engine. Real value of the generator set power may also be affected by the interaction between the controller of engine shaft angular velocity and the controller of electric generator excitation [3]. For these reasons experimental verification of rated power of a generator set is recommended.

Rated power of a generator set is determined by proper values of operational parameters which influences unit life-time, gas and electromagnetic emission, and operation of electric receivers. A typical limitation of the electrical generator power is maintenance of correct temperature of the windings [4]. Due to the durability of insulation of the generator windings, its temperature should not exceed the limit value. This value depends on the so-called class of insulation material. For example – for class F the allowed long-term temperature is 155 °C [2]. The condition defined on this way is impractical due to the changing conditions of generator cooling and practical difficulties connected with determination of the absolute temperature value. For this reason, the PN-EN 60034-1 standard uses the technical term of permissible temperature increase, with the assumption that the ambient temperature does not exceed 40 °C.

4. Określanie mocy znamionowej agregatu na podstawie danych katalogowych jego elementów składowych

Moc znamionową agregatu można oszacować na podstawie danych katalogowych podanych przez producentów prądnicy oraz silnika spalinowego. Moc znamionowa czynna prądnicy P_{pn} powinna być nie mniejsza niż moc znamionowa całego zespołu prądowórczego P_{An} . Moc znamionowa generatora z reguły podawana jest jako moc pozorna S_{pn} (w voltamperach, VA) dla współczynnika mocy $\cos\varphi = 0,8$ [2]. Jeżeli z tą samą wartością współczynnika mocy ma być wyrażona moc całego zespołu prądowórczego, należy przyjąć – wzór (1).

Moc elektryczna oddawana przez prądnicę jest pomniejszona w relacji do mocy mechanicznej do niej dostarczonej z uwagi na występowanie strat w maszynie elektrycznej. Moc mechaniczna P_{Sn} na wale silnika spalinowego (tzw. moc rzeczywista), potrzebna do uzyskania założonej mocy elektrycznej znamionowej zespołu na wyjściu prądnicy, może być oszacowana przy znanej sprawności η_{pn} prądnicy, przy założeniu zbliżonych do znamionowych warunków pracy. Ponadto konieczne jest zapewnienie tzw. mocy dodatkowej silnika spalinowego [4], przeznaczonej na cele regulacyjne w stanach przejściowych. Moc ta z reguły wynosi 10 % mocy znamionowej. Powyższe warunki opisane są zależnością (2).

Oszacowana moc znamionowa agregatu P_{An} będzie zatem mniejszą z wartości otrzymanych według zależności (1) i (2). Oszacowana na podstawie parametrów silnika i prądnicy moc znamionowa rozważanego agregatu jest ograniczona przez moc silnika i wynosi $P_{An(T)} = 7156$ W.

5. Określanie mocy znamionowej agregatu na podstawie badań doświadczalnych

Dane katalogowe podzespołów agregatu, podane dla pewnych założonych warunków pracy, mogą ulec zmianie po ich montażu w kompletnym agregacie. Wyniknąć to może na przykład z pogorszonych warunków chłodzenia spowodowanych zamknięciem podzespołów w obudowie oraz ze wzajemnego oddziaływania termicznego prądnicy i silnika. Na faktyczną moc agregatu może mieć też wpływ interakcja regulatora prędkości kątowej silnika oraz regulatora wzbudzenia prądnicy [3]. Wskazana jest zatem weryfikacja wartości mocy kompletnego zestawu prądowórczego eksperymentalnie.

Moc znamionowa agregatu zdeterminowana jest przez wartości odpowiednich parametrów, zdefiniowane w taki sposób, aby zapewnić zakładany czas użytkowania agregatu, ograniczone oddziaływanie urządzenia na środowisko oraz poprawne warunki pracy odbiorników mocy elektrycznej. Typowym ograniczeniem mocy prądnicy jest zachowanie określonej temperatury uzwojeń [4]. Ze względu na trwałość izolacji uzwojeń generatora jej temperatura nie powinna przekraczać wartości dopuszczalnej. Wartość temperatury dopuszczalnej zależy od tzw. klasy materiału, z którego wykonano powłokę izolacyjną. Na przykład dla klasy izolacji F dopuszczalna długotrwałe temperatura to

Methods for measuring the increase in the temperature of the windings are specified in the standard mentioned above. A resistive method has the greatest practical significance. The method, which involves analysis of changes in the resistance of motor windings before and after the load test, is based on the following formula describing the increase of windings temperature Θ :

$$\dot{\Theta} = \frac{R_G - R_Z}{R_G} \cdot (235 + \vartheta_Z) - (\vartheta_A - \vartheta_Z), \quad (3)$$

where: R_Z i ϑ_Z – windings resistance and ambient temperature before load operation test (Ω , °C), R_G and ϑ_A – windings resistance and ambient temperature after load operation test (Ω , °C).

It should be noted that in the case of using indirect method for determining the increase of temperature, the acceptable values of the increase should be reduced. For example, for F insulation class the permissible increase of temperature is not $155 - 40 = 115$ K, but 105 K [2]. This correction is necessary when we consider unequal distribution of temperature along the entire length of the windings. Average value of resistance is measured, but it is the area with the highest temperature, which is important for durability of the insulation [1].

Another factor which may decide about the value of rated power of a generator set is the generator output voltage, which cannot be permanently reduced by more than 10 % in relation to the rated value [5]. The value of output voltage depends on the load current (voltage drop on the winding resistance), but also on functioning of the generator field excitation control, whose internal structure and settings are usually unknown.

Angular velocity of the motor shaft is another important parameter. Proper working conditions of the generator set determine the range of changes in frequency of generator output voltage. This frequency, in the case of a synchronous generator, is directly related to the rotor angular velocity. The lower limit of frequency, which depends on the requirements of electrical devices powered by a generator set, is strictly defined. Specific limits can be found in standard [5], for example – for less demanding devices like heaters or kitchen ovens, the output voltage frequency should not be reduced by more than 8 % in relation to the idle run frequency of a generator set.

5.1. Measurement stand

Load tests (so-called functional trial) of the generator set should be performed for approximately 25 %, 50 %, 75 % and 100 % of the assumed rated power [6]. It is necessary to use the adjustable electrical load (resistance R and inductance L) with sufficient power level and possibility of setting the load parameters corresponding to the set of power values listed above, at the assumed level of the power coefficient.

The considered generator set was tested using the measurement system, whose diagram is shown in Fig. 1. Due to the possible slight asymmetry of the load and/or electric generator, the measurements of active power, voltage and current are performed in each phase. Additionally, in selected

155 °C [2]. Tak zdefiniowany warunek jest niepraktyczny ze względu na zmieniające się warunki chłodzenia maszyny oraz trudności praktyczne związane z wyznaczeniem bezwzględnej wartości temperatury. Z tego powodu w normie PN-EN 60034-1 posłużono się pojęciem dopuszczalnego przyrostu temperatury, zakładając, że temperatura otoczenia nie przekracza 40 °C.

Metody pomiaru przyrostu temperatury uzwojeń ujęte zostały w powyższej normie. Największe znaczenie praktyczne ma metoda rezystancyjna polegająca na analizie zmiany rezystancji uzwojeń silnika przed próbą obciążeniową i po próbie obciążeniowej, bazująca na zależności (3), opisującej przyrost temperatury uzwojeń Θ ,

gdzie: R_Z i ϑ_Z – rezystancja uzwojeń i temperatura otoczenia przed próbą obciążeniową (Ω , °C), R_G i ϑ_A – rezystancja uzwojeń i temperatura otoczenia po zakończeniu próby (Ω , °C).

Należy zwrócić uwagę, że dla pośredniego sposobu wyznaczania przyrostu temperatury dopuszczalne wartości są dodatkowo pomniejszone. Na przykład dla izolacji klasy F dopuszczalny przyrost nie wynosi $155 - 40 = 115$ K, a 105 K [2]. Korekta ta ma na celu uwzględnienie nierównomiernego rozkładu temperatury na całej długości uzwojeń – mierzona jest uśredniona wartość rezystancji, zaś na trwałość izolacji ma wpływ obszar o najwyższej temperaturze [1].

Innym czynnikiem, który może zadecydować o wartości mocy znamionowej agregatu jest napięcie wyjściowe prądnicy, które nie może obniżyć się trwale więcej niż o 10 % względem wartości znamionowej [5]. Wartość napięcia wyjściowego zależy od pobieranego prądu (spadki na rezystancji uzwojeń), ale także od działania regulatora wzbudzenia prądnicy, którego struktura i nastawy są zazwyczaj nieznane.

Istotnym parametrem silnika jest prędkość kątowa wału napędowego. Prawidłowe warunki pracy agregatu determinują zakres zmian częstotliwości napięcia wyjściowego prądnicy. Częstotliwość ta, w odniesieniu do prądnicy synchronicznej, ma bezpośredni związek z prędkością kątową wirnika. Zdefiniowana jest dolna graniczna wartość częstotliwości, która zależy od wymagań odbiorników elektrycznych. Konkretnie wartości graniczne znajdują się w publikacji [5], na przykład – dla mało wymagających urządzeń typu piece grzewcze lub kuchnie częstotliwość napięcia wyjściowego nie powinna obniżyć się więcej niż o 8 % względem częstotliwości przy biegu jałowym agregatu.

5.1. Stanowisko pomiarowe

Badania obciążeniowe (tzw. próba funkcjonalna) zespołu prądotwórczego powinny być wykonywane dla około 25 %, 50 %, 75 % i 100 % zakładanej mocy znamionowej [6]. Konieczne jest zatem regulowane obciążenie elektryczne o odpowiedniej mocy i możliwości nastaw rezystancji R i indukcyjności L odpowiadających zestawowi wartości mocy wymienionemu powyżej, przy zakładanym współczynnikiem mocy.

Rozważany agregat prądotwórczy poddano badaniom, wykorzystując układ pomiarowy, którego schemat przedstawiono na rys. 1. Z uwagi na możliwą drobną niesymetrię

phases, meters of frequency and power coefficient have been connected. The power coefficient meter allows for convenient setting of load parameters. The exact value of the power coefficient can be determined based on the measurement values of the power meter, ammeter and voltmeter.

The set of devices used for the measurement of windings resistance consists of a stabilized, regulated DC supply, ammeter and millivoltmeter, as well as a set of connectors. The possibility of fast disconnecting of the load and measuring the resistance in each winding of the generator is very important due to time limitations. For units with power not exceeding 50 kW, measurement of resistance has to be performed three times in each phase (9 current and voltage readings in total) within 30 seconds from disconnecting the load and stopping the engine of the generator set [2].

In addition to the measurements performed with the equipment shown in Fig. 1 it is necessary to measure the ambient temperature, whose value is present in the formula (1). Moreover, it is recommended to use two temperature sensors – one on the combustion engine and the other on the electrical generator radiator. Observation of external temperature of the devices allows us to draw conclusions regarding the settling of internal temperature condition for both devices, particularly the temperature of the windings.

5.2. Rated power evaluation procedure

Before commencing the load tests, it is necessary to measure the R_z resistance of electric generator windings. During this measurement the windings temperature should be equal to ambient temperature. The generator set, due to the high thermal inertia, should be set in the testing place (eg. outside the room) some time earlier, so that the temperature difference between the generator windings and the environment does not exceed 2 °C [2]. The general testing algorithm is shown in Fig. 2.

obciążenia i/lub generatora, pomiar mocy czynnej, napięcia i prądu wykonywany jest w każdej fazie. Dodatkowo w wybranych fazach umieszczono częstotliwościomierz oraz miernik współczynnika mocy. Ten drugi ma jedynie na celu umożliwienie wygodnego nastawiania parametrów obciążenia. Dokładną wartość współczynnika mocy można wyznaczyć na podstawie wskazań watomierza, amperomierza i woltomierza.

Do pomiaru rezystancji uzwojeń przewidziano zespół przyrządów składający się ze stabilizowanego, regulowanego zasilacza napięcia stałego, amperomierza i miliwoltomierza, a także zestawu łączników. Możliwość sprawnego odłączenia obciążenia i pomiaru rezystancji każdej z faz jest bardzo istotna ze względu na ograniczenia czasowe. Dla agregatów o mocy nieprzekraczającej 50 kW należy wykonać po 3 pomiary rezystancji w każdej z faz (łącznie 9 odczytów prądu i napięcia) w ciągu 30 s od odłączenia zasilania i zatrzymania silnika agregatu [2].

Oprócz przyrządów pomiarowych przedstawionych na rys. 1 niezbędny jest pomiar temperatury otoczenia, której wartość występuje w zależności (1). Zaleca się także zastosowanie dwóch czujników temperatury – po jednym odpowiednio na korpusie silnika i radiatorze prądnicy. Obserwacja temperatury zewnętrznej urządzeń pozwala na wnioskowanie na temat ustalenia się temperatury wewnętrznej, przede wszystkim temperatury uzwojeń.

5.2. Procedura wyznaczania mocy znamionowej

Przed rozpoczęciem prób obciążeniowych konieczny jest pomiar rezystancji uzwojeń prądnicy R_z . Podczas tego pomiaru temperatura uzwojeń powinna być równa temperaturze otoczenia. Agregat, ze względu na dużą bezwładność cieplną, powinien być ustawiony w miejscu badania (np. na zewnątrz pomieszczenia) odpowiednio wcześniej, aby różnica temperatury uzwojeń prądnicy oraz otoczenia była nie większa niż 2 °C [2]. Ogólny algorytm przeprowadza-

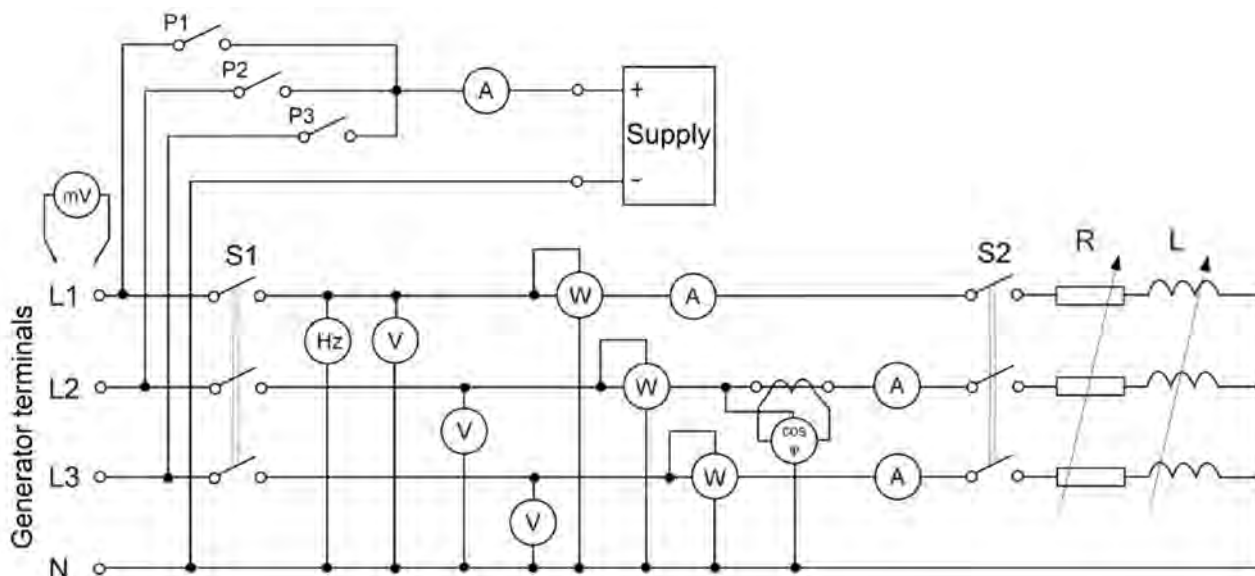


Fig. 1. Proposed electrical diagram of the test circuit dedicated to evaluate generator set nominal power

Rys. 1. Proponowany schemat układu pomiarowego do wyznaczania mocy znamionowej agregatu prądotwórczego

Measurement of windings temperature can be performed using the technical method for resistance measurement. The measurement should be performed three times for each phase – for three different values of the measured current. The value of this current should not exceed 10 % of rated current for the generator. Measurements for each phase should be averaged.

After starting the generator set, it is recommended to warm up the combustion engine before turning on the load. Measurement of the engine body temperature allows us to establish the time when the engine temperature stops increasing. During idle running (before applying the load), it is advisable to make a note of operating parameters, particularly of the voltage frequency to which the limit value defined in p. 3 is related.

Tests with load should be performed in sequence with the load gradually increasing to the specified values. The duration of the test is relatively long due to necessity of achieving, in each test, thermal equilibrium of the windings. Stable thermal condition for the testing unit was achieved after about 80 min. Thermal stability of the windings is achieved when the temperature of electrical generator radiator stops increasing. According to standard PN-EN 60034-1 it has to be assumed that the thermal equilibrium occurred when the temperature measured in several parts of the machine does not increase faster than 2 K/h. However, this condition is very difficult to verify, particularly for the generator set with closed construction. It would be necessary to install numerous sensors on the

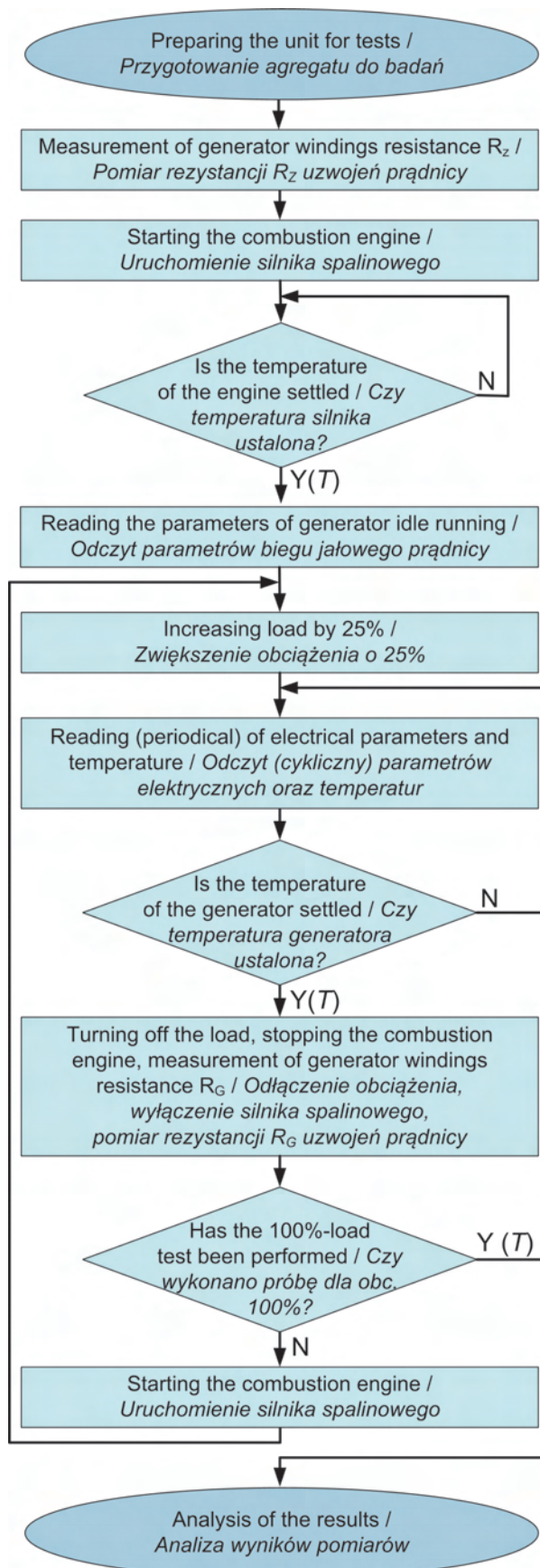


Fig. 2. Procedure of generator set nominal power determination
Rys. 2. Proces wyznaczania mocy znamionowej agregatu

nia badań przedstawiono na rys. 2.

Pomiar temperatury uzwojeń można wykonać pośrednio – na podstawie pomiaru rezystancji metodą techniczną. Należy wykonać pomiar trzykrotnie dla każdej z faz – dla trzech różnych wartości prądu pomiarowego. Wartość prądu nie powinna przekraczać 10 % wartości znamionowej dla generatora. Pomiar należy uśrednić w ramach każdej z faz.

Po uruchomieniu agregatu zalecane jest rozgrzanie silnika spalinowego, przed załączeniem obciążenia. Pomiar temperatury korpusu silnika pozwala na ustalenie czasu, w którym silnik przestaje się nagrzewać. Podczas pracy jałowej (przed załączeniem obciążenia) wskazane jest zanotowanie parametrów pracy, szczególnie częstotliwości napięcia, do której odnosi się graniczna wartość wymieniona w rozdz. 3.

Próby obciążeniowe należy wykonywać kolejno, sukcesywnie zwiększając obciążenie do ustalonych wartości. Z uwagi na konieczność osiągnięcia równowagi termicznej uzwojeń w każdej próbie czas ich trwania jest relatywnie długi. Dla badanego urządzenia termiczny stan ustalony osiągnano po ok. 80 min. O ustaleniu się temperatury uzwojeń świadczy ustanie przyrostu temperatury radiatora prądnic. Według wytycznych normy PN-EN 60034-1 należy przyjąć, że wystąpił stan równowagi termicznej, temperatura mierzona w kilku częściach maszyny nie wzrasta szybciej niż 2 K/godz. Jest to jednak warunek trudny do sprawdzenia, szczególnie w agregatach o budowie zamkniętej. Wymagałyby zainstalowania na prądnicę wielu czujników,

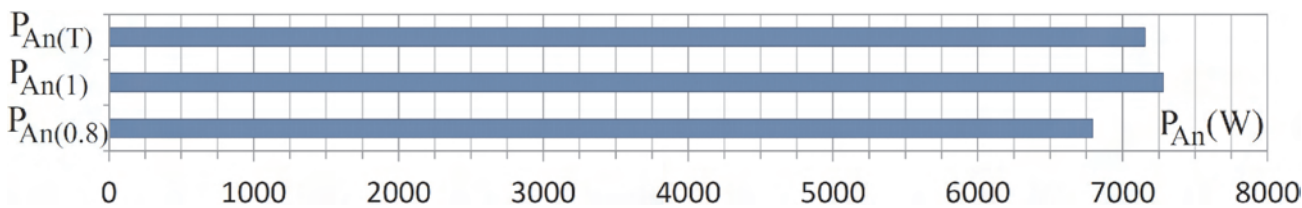


Fig. 3. Comparison of power evaluation results

Rys. 3. Porównanie mocy uzyskanych trzema metodami

generator because opening the unit casing during the test is not recommended due to changes in cooling conditions. For that reason it is recommended that, during the tests, the measured electrical parameters are noted down repeatedly and averaged in the end [2].

Once the stable thermal condition of the generator had been achieved, the load should be disconnected, the unit turned off and, after stopping the motor shaft (due to the voltage induced during the movement of the generator's rotor) the measurement of windings resistance should be performed.

6. Measurement results

The examined generator set has been subjected to load tests for the two methods permitted by the standard ISO 8528-6, i.e. at the rated power coefficient and for a simplified measurement procedure, with the power factor equal one. The results for the rated power coefficient are presented in

ponieważ otwarcie obudowy w trakcie testu nie jest wskazane z uwagi na zmianę warunków chłodzenia. Dlatego podczas trwania prób obciążeniowych zaleca się wielokrotne spisywanie parametrów elektrycznych w równych odstępach czasu, a na końcu ich uśrednienie [2].

Po osiągnięciu ustalonego stanu termicznego generatora należy odłączyć obciążenie, wyłączyć agregat, a po zatrzymaniu wału silnika (ze względu na napięcia indukowane podczas ruchu wirnika prądnicy) wykonać pomiar rezystancji uzwojeń.

6. Wyniki pomiarów

Omawiany zespół prądotwórczy poddano badaniom obciążeniowym przy zastosowaniu dwóch metod dopuszczalnych przez normę PN-ISO 8528-6, tj. przy znamionowym współczynniku mocy oraz dla uproszczonej procedury pomiarowej przy współczynniku mocy równym jedności. Wyniki dla znamionowego współczynnika mocy przedstawiono w tab. 1, a dla współczynnika mocy równego jedności w tab. 2. Nie-

Table 1. Experimental results for load with power factor $\cos\phi = 0.8$

Tabela 1. Wyniki prób agregatu dla obciążenia z $\cos\phi = 0,8$

% P_n	U_{L1} (V)	U_{L2} (V)	U_{L3} (V)	I_{L1} (A)	I_{L2} (A)	I_{L3} (A)
0	232 ± 3	234 ± 3	231 ± 3	–	–	–
15	232 ± 3	233 ± 3	231 ± 3	2.228 ± 0.025	2.263 ± 0.013	2.168 ± 0.025
44	232 ± 3	234 ± 3	230 ± 3	6.7 ± 0.1	6.66 ± 0.05	6.62 ± 0.05
77	233 ± 3	235 ± 3	231 ± 3	10.7 ± 0.2	10.6 ± 0.1	10.46 ± 0.15
94	216 ± 3	218 ± 3	214 ± 3	14.5 ± 0.2	14.1 ± 0.1	14.46 ± 0.15
% P_n	P_{L1} (W)	P_{L2} (W)	P_{L3} (W)	S_{L1} (VA)	S_{L2} (VA)	S_{L3} (VA)
0	–	–	–	–	–	–
15	410 ± 10	409 ± 5	391 ± 5	517 ± 11	527 ± 9	500 ± 11
44	1150 ± 10	1210 ± 10	1170 ± 10	1554 ± 36	1555 ± 27	1520 ± 27
77	1840 ± 20	1940 ± 20	1900 ± 20	2493 ± 66	2482 ± 46	2414 ± 54
94	2450 ± 20	2480 ± 20	2540 ± 20	3128 ± 71	3086 ± 56	3095 ± 63
% P_n	P_{tot} (W)	S_{tot} (VA)	$\cos\phi$	f (Hz)	Θ (°C)	
0	–	–	–	52.50 ± 0.27	–	
15	1211 ± 24	1545 ± 29	0.784 ± 0.022	52.25 ± 0.27	20.9 ± 2.8	
44	3518 ± 35	4630 ± 90	0.760 ± 0.017	51.50 ± 0.26	36.5 ± 2.9	
77	5680 ± 70	7390 ± 170	0.77 ± 0.02	50.50 ± 0.26	61.6 ± 3.1	
94	7470 ± 70	9300 ± 190	0.803 ± 0.019	49.25 ± 0.25	92.7 ± 3.5	

Table 2. Experimental results for load with power factor $\cos\varphi = 1$ Tabela 2. Wyniki prób agregatu dla obciążenia z $\cos\varphi = 1$

% P _n	U _{L1} (V)	U _{L2} (V)	U _{L3} (V)	I _{L1} (A)	I _{L2} (A)	I _{L3} (A)
0	233 ± 3	232 ± 3	231 ± 3	–	–	–
28	233 ± 3	231 ± 3	230 ± 3	3.150 ± 0.025	3.211 ± 0.013	3.220 ± 0.025
54	232 ± 3	230 ± 3	230 ± 3	6.0 ± 0.1	6.03 ± 0.05	6.09 ± 0.05
80	233 ± 3	230 ± 3	229 ± 3	9.4 ± 0.2	9.3 ± 0.1	9.45 ± 0.15
97	233 ± 3	230 ± 3	230 ± 3	11.3 ± 0.2	11.2 ± 0.1	11.33 ± 0.15
100*	227 ± 3	223 ± 3	223 ± 3	12.4 ± 0.2	11.8 ± 0.1	12.25 ± 0.15
% P _n	P _{L1} (W)	P _{L2} (W)	P _{L3} (W)	P _{tot} (W)	f (Hz)	Θ (°C)
0	–	–	–	–	53.00 ± 0.27	–
28	740 ± 10	738 ± 5	737 ± 5	2216 ± 24	52.25 ± 0.27	23 ± 3
54	1390 ± 10	1500 ± 10	1390 ± 10	4287 ± 35	51.50 ± 0.26	31 ± 3
80	2150 ± 20	2120 ± 20	2140 ± 20	6410 ± 70	50.50 ± 0.26	45.6 ± 3.1
97	2590 ± 20	2550 ± 20	2560 ± 20	7700 ± 70	50.00 ± 0.25	59.9 ± 3.3
100*	2700 ± 20	2620 ± 20	2680 ± 20	8010 ± 70	47.25 ± 0.24	–

Table 1, and for the power coefficient equal one in Table 2. The uncertainty of the measurements was determined based on the current recommendations of GUM [7, 8, 9].

During the full tests (with $\cos\varphi = 0.8$) the increase of the load level above 90 % of the assumed rated value resulted in sudden reduction of generated voltage values. This decrease probably denotes the reaction of generator field excitation controller to a significant decrease in the motor angular velocity (aiming at limiting the load current). For the last test the load value was selected in such a way that the generator phase voltages were at the borderline of the value specified in [5]. Since the other important operating parameters fell within the acceptable ranges, the power generated during the last test (94 %) was assumed to be the maximum power value.

In the course of simplified tests (with $\cos\varphi = 1$), during the long-term load at the level corresponding to 100 % of the assumed rated power, the combustion engine was overheated. Therefore, an additional test was performed for a slightly lower load level (97 %). During this test, all relevant operating parameters were normal, which allows for accepting this value as maximum power.

Considering the normative relations between the maximum and rated power, defined by standards, the following values of rated power were obtained:

- for a complete test (with $\cos\varphi = 0.8$): $P_{An(0.8)} = 6795 \pm 63$ W,
- for a simplified test (with $\cos\varphi = 1$): $P_{An(1)} = 7282 \pm 63$ W.

The comparison of the results obtained for all three methods of evaluating rated power of a generator set is shown in Fig. 3.

7. Conclusions

Depending on the evaluating method used, it is possible, for the same generator set, to obtain different values of rated power. The results obtained by measurements with

pełnością pomiarów określono na podstawie obowiązujących zaleceń GUM [7, 8, 9].

Podczas badań pełnych ($\cos\varphi = 0.8$) zwiększenie obciążenia powyżej 90 % założonej wartości znamionowej skutkowało gwałtownym spadkiem napięć fazowych. Spadek ten jest przypuszczalnie reakcją regulatora wzbudzenia prądu na znaczne zmniejszenie się prędkości kątowej silnika (dążenie do ograniczenia prądu obciążenia). Dla ostatniej próby obciążenie dobrano zatem tak, aby napięcia fazowe generatora były na granicy wartości określonej w publikacji [5]. Ponieważ pozostałe istotne parametry pracy mieściły się w obranych przedziałach, za moc maksymalną przyjęto moc oddawaną przez generator podczas ostatniej próby (94 %).

W czasie badań uproszczonych ($\cos\varphi = 1$), podczas długotrwałego obciążenia odpowiadającego 100-procentom założonej mocy znamionowej, silnik uległ przegrzaniu. Z tego względu wykonano dodatkową próbę dla nieznacznie mniejszego obciążenia (97 %). Podczas tej próby wszystkie istotne parametry pracy były prawidłowe, co pozwala na przyjęcie mocy maksymalnej na jej podstawie.

Uwzględniając określone przez przepisy normatywne zależności pomiędzy mocą maksymalną a mocą nominalną, uzyskano następujące wartości wyznaczonych mocy nominalnych:

- dla próby pełnej ($\cos\varphi = 0.8$): $P_{An(0.8)} = 6795 \pm 63$ W,
- dla próby uproszczonej ($\cos\varphi = 1$): $P_{An(1)} = 7282 \pm 63$ W.

Porównanie wyników otrzymanych dla wszystkich trzech metod wyznaczania mocy znamionowej agregatu prądowłórczego przedstawiono na rys. 3.

7. Podsumowanie

W zależności od zastosowanej metody można dla tego samego agregatu uzyskać inne wartości mocy znamionowej.

rated power coefficient should be considered as the most authoritative ones, as they are established for target operating conditions and load. Other methods, which assume certain simplifications, result in a power value overstated by a few percent.

Using a simplified theoretical or experimental method may therefore lead to incorrect evaluation of the generator set's rated power and, consequently, to incorrect selection and exploitation of these devices. Manufacturers of generator sets should be aware of this, in order to be able to offer, to their customers, the products whose parameters are compatible with the declared ones.

Za najbardziej miarodajne należy uznać uzyskane przy pomiarach ze znamionowym współczynnikiem mocy, ponieważ wyznaczane są one dla docelowych warunków pracy oraz charakteru obciążenia. Pozostałe metody, opierające się na odpowiednich założeniach upraszczających, dają wyniki zawyżone o kilka procent.

Zastosowanie metody teoretycznej lub uproszczonej metody doświadczalnej może zatem prowadzić do nieprzewidywanego określenia mocy znamionowej i w konsekwencji do niepoprawnego doboru i eksploatacji tych urządzeń. Producenci agregatów powinni mieć świadomość takiego stanu rzeczy, aby móc oferować klientom produkty o parametrach zgodnych z deklarowanymi.

Abbreviations /Oznaczenia

$\% P_n$	power value related to the assumed rated power/ wartość mocy odniesiona do założonej mocy znamionowej	$\cos\varphi$	calculated power factor/wyliczony współczynnik mocy
L_1, L_2, L_3	symbols of generator phases/oznaczenia faz generatora	f	generator voltage frequency/częstotliwość napięcia generatora
U_{L1}, U_{L2}, U_{L3}	voltage values for each generator phase/wartości napięć fazowych generatora	Θ	temperature increase of the windings at the end of each stage of the generator set test/przyrost temperatury uzwojeń generatora po zakończeniu próby cząstkowej
I_{L1}, I_{L2}, I_{L3}	generator current values/wartości prądu generatora	*	test has not been completed due to activation of engine thermal protection/próba nie została dokończona z powodu zadziałania zabezpieczenia termicznego silnika spalinowego
P_{L1}, P_{L2}, P_{L3}	active power values/wartości mocy czynnej		
S_{L1}, S_{L2}, S_{L3}	apparent power values/wartości mocy pozornej		
P_{tot}, S_{tot}	total value of the consumed active and apparent power/ całkowite wartości pobieranej mocy czynnej i pozornej		

Bibliography/Literatura

- [1] Latek W.: Badanie maszyn elektrycznych w przemyśle. WNT, Warszawa 1987.
- [2] PN-EN 60034-1:2011 Maszyny elektryczne wirujące – Część 1: Dane znamionowe i parametry.
- [3] PN-EN 60034-22:2010 Maszyny elektryczne wirujące – Część 22: Prądnice prądu przemiennego do zespołów prądotwórczych napędzanych tłokowymi silnikami spalinowymi.
- [4] PN-ISO 8528-1:1996 Zespoły prądotwórcze prądu przemiennego napędzane silnikiem spalinowym tłokowym – Zastosowanie, klasyfikacja i wymagania eksploatacyjne.
- [5] PN-ISO 8528-5:1997 Zespoły prądotwórcze prądu przemiennego napędzane silnikiem spalinowym tłokowym – Zespoły prądotwórcze.
- [6] PN-ISO 8528-6:1997 Zespoły prądotwórcze prądu przemiennego napędzane silnikiem spalinowym tłokowym – Metody badań.
- [7] Praca zbiorowa: Niepewność pomiarów w teorii i praktyce. Wydawnictwo GUM, Warszawa 2011.
- [8] Skubis T.: Opracowanie wyników pomiarów, przykłady. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.
- [9] Taylor J.R.: Wstęp do analizy błędów pomiarowych. PWN, Warszawa 2011.

Leszek Jarzębowicz, DEng. – doctor in the Faculty of Electrical and Control Engineering at Gdansk University of Technology.

Dr inż. Leszek Jarzębowicz – adiunkt na Wydziale Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej.

e-mail: L.Jarzewicz@ely.pg.gda.pl



Jacek Skibicki, DEng. – doctor in the Faculty of Electrical and Control Engineering at Gdansk University of Technology.

Dr inż. Jacek Skibicki – adiunkt na Wydziale Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej.

e-mail: J.Skibicki@ely.pg.gda.pl



Simulation research into the influence of the combustion chamber blowby on the efficiency of a diesel engine

Combustion chamber leakage, caused mainly by blowby, results in a reduced engine performance and higher fuel consumption. The blowby rate is, to some extent, determined by the design of the piston-ring-cylinder assembly (PRC) and the blowby rate varies throughout the life of an engine due to wear of the said assembly. The paper presents a quantitative evaluation of the influence of the combustion chamber blowby on the engine performance and fuel consumption on the example of two diesel engines: older generation naturally aspirated indirect injection diesel engine and a modern turbocharged direct injection engine. The assessment was made based on a simulation research using the AVL Boost software and the input data for the calculations were ascertained based on measurements performed on actual objects. The results have shown that a reduction of the blowby by half compared to the values occurring in engines of good technical condition would increase the maximum torque and power by approx. 0.5% for both investigated engines. The results of the simulation have also shown that increases in the blowby occurring in engines after long service lead to increased fuel consumption from 1% to 7% and the lower the engine speed and load the greater these values.

Keywords: combustion engine, charge losses, indicated efficiency, fuel consumption, modeling, blowby

Symulacyjne badania wpływu szczelności komory spalania na sprawność silnika o zapłonie samoczynnym

Nieszczelności komory spalania silnika spalinowego, spowodowane głównie przedmuchami spalin do skrzyni korbowej, są przyczyną mniejszych osiągnięć silnika oraz większego zużycia paliwa. Wartości natężenia przedmuchów spalin mogą być, w pewnym zakresie, kształtowane przez konstrukcję układu tłok–pierścienie–cylinder (TPC), ponadto zmieniają się one w czasie eksploatacji silnika na skutek zużycia układu TPC. W artykule dokonano ilościowej oceny wpływu nieszczelności komory spalania na osiągi i zużycie paliwa na przykładzie dwóch silników o zapłonie samoczynnym: starszej generacji niedoładowanego silnika z wtryskiem pośrednim oraz nowoczesnego, turbodoładowanego silnika z wtryskiem bezpośrednim. Oceny dokonano na podstawie badań symulacyjnych prowadzonych z wykorzystaniem programu AVL Boost, przy czym dane wejściowe do obliczeń ustalono na podstawie pomiarów przeprowadzonych na obiektach rzeczywistych. Wyniki badań wykazały, że zmniejszenie o połowę przedmuchów spalin, w stosunku do wartości spotykanych w silnikach będących w bardzo dobrym stanie technicznym, pozwoliłoby na zwiększenie maksymalnego momentu obrotowego i mocy maksymalnej o około 0,5% dla obu badanych silników. Wyniki symulacji wykazały również, że spotykane w eksploatacji wzrosty natężenia przedmuchów spalin powodują wzrost zużycia paliwa od 1% do 7%, przy czym wartości te są tym większe, im mniejsze są obciążenie silnika i jego prędkość obrotowa.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, straty ładunku, sprawność indykowana, zużycie paliwa, modelowanie, przedmuchy spalin

1. Introduction

The air tightness of a combustion chamber is one of the features influencing the overall engine efficiency and is decisive of its technical condition. The air tightness of a combustion chamber is dependent on the ring pack that, in fact, cannot ensure 100% tightness – there is always some gas leakage to the crankcase. The piston inside the cylinder liner, aside from its sealing function also plays other roles and any design attempts to reduce the blowby very often lead to an increased oil consumption or mechanical resistance of the friction pairs. Hence, designers must reach a compromise that involves accepting a certain level of blowby. A greater blowby level will result in a lower engine overall efficiency i.e. increased fuel consumption. In addition, during the service life, following a wear of the cylinder liner, the piston rings and the ring grooves, the gaps in the ring pack increase, which results in a reduced air tightness of the combustion chamber.

1. Wstęp

Szczelność komory spalania jest jedną z cech wpływających na sprawność ogólną silnika i decydujących o jego stanie technicznym. O szczelności komory spalania decyduje głównie pierścieniowe uszczelnienie tłoka w cylindrze, które z istoty swojego działania nie zapewnia stuprocentowej szczelności – zawsze istnieją tzw. przedmuchy spalin do skrzyni korbowej. Tłok w tulei cylindrowej, oprócz funkcji uszczelniającej, pełni również inne funkcje, a zabiegi konstrukcyjne zmierzające do zmniejszenia przedmuchów spalin często prowadzą do zwiększenia zużycia oleju silnikowego lub oporów mechanicznych silnika. W związku z tym konstruktorzy muszą wybierać rozwiązania kompromisowe, w tym godząc się na nieco większe przedmuchy spalin. Większe natężenie przedmuchów spalin powoduje jednak zmniejszenie sprawności ogólnej silnika, czyli wzrost zużycia paliwa. Również podczas eksploatacji, na skutek zużycia tulei cylindrowej, pierścieni tłokowych i

A reduction of the overall efficiency is not the only negative consequence of the reduced air tightness of the combustion chamber. Increased blowby results in a lower maximum power and torque, reduced startability and an accelerated deterioration of the engine oil and wear of the piston-ring-cylinder assembly [2, 6, 8, 9]. Despite the fact that works are published on the assessment of the significance of the blowby in modeling of in-cylinder processes [1, 3, 7, 10], literature does not provide precise quantitative information on their negative consequences.

The assessment of the influence of blowby on the engine performance and overall engine efficiency based on experimental research is very difficult due to hardly noticeable changes in the said performance and efficiency resulting from varied blowby rates under regular operation and due to the difficulty isolating the exclusive influence of the blowby on an actual research object. The authors decided to perform a simulation research using the AVL Boost software. The input data for the simulation research was selected to make the results of the simulation match those obtained in investigations on real objects. The simulation research was performed for two diesel engines of similar rated power output but entirely different design: medium displacement-to-power ratio, naturally aspirated indirect injection engine and a modern direct injection engine. The influence of the blowby on the values of maximum torque, power output and fuel consumption under varied operating conditions were assessed.

2. Research methodology

The Boost software by AVL was used for the calculations. Boost is an advanced tool for mathematical modeling of in-engine processes on a zero and one-dimensional platforms [11]. The software allows determining the course of pressure inside the cylinder and the value of mean indicated pressure. It also allows for the leakage in the combustion chamber in the calculations, which is of key importance in the context of this paper. The leakage is modeled as a gap (orifice), through which gas can flow out from the combustion chamber whose width can be set.

Two engines of similar rated power outputs were simulated in the software. The first was a four cylinder naturally aspirated diesel engine fitted with a system of indirect injection to a swirl chamber. The engine displacement is 2.4 dm³, compression ratio 20.6, rated power output 51.5 kW at 4200 rpm and the maximum torque 145 Nm at 2500 rpm. The other was a four cylinder turbocharged diesel direct injected engine of the displacement of 1.3 dm³, compression ratio 17.6, rated power output 55 kW at 4000 rpm and the maximum torque 190 Nm at 1750–2000 rpm.

A model of the tested engines was developed (Fig. 1). All important engine parameters were entered into the model (cylinder bore, stroke, connecting rod length, compression ratio, valve timing settings, pressure and temperature for the boundary conditions, fuel dose, engine speed, injection angle, fuel calorific value).

Upon obtaining of the input data for the calculations and calibration of the model, results of measurements per-

rowków pierścieniowych tłoka wzrastają luzy w uszczelnieniu pierścieniowym, co powoduje zmniejszenie szczelności komory spalania.

Zmniejszenie sprawności ogólnej nie jest jedynym negatywnym skutkiem zmniejszenia szczelności komory spalania. Zwiększone przedmuchy powodują również obniżenie mocy maksymalnej i maksymalnego momentu obrotowego silnika, zmniejszenie zdolności rozruchowej zimnego silnika, a także przyspieszoną degradację oleju silnikowego oraz zużycie elementów zespołu tłok–pierścienie–cylinder [2, 6, 8, 9]. Mimo że publikowane są prace poświęcone ocenie znaczenia uwzględnienia przedmuchów spalin podczas modelowania procesów zachodzących w komorze spalania [1, 3, 7, 10], to jednak w literaturze brak jest precyzyjnych informacji ilościowych na temat negatywnych skutków nieszczelności.

Ocena wpływu natężenia przedmuchów spalin na osiągi i sprawność ogólną silnika na podstawie badań eksperymentalnych jest bardzo trudna – zarówno ze względu na stosunkowo małe zmiany w osiągnięciach i sprawności ogólnej silnika powodowane typowymi, spotykanymi w normalnej eksploatacji zmianami przedmuchów, jak i ze względu na trudności w wyizolowaniu, w badaniach prowadzonych na obiektach rzeczywistych, wpływu zmian szczelności. W związku z tym postanowiono przeprowadzić badania symulacyjne z wykorzystaniem oprogramowania AVL Boost. Dane wejściowe do badań symulacyjnych dobrano w taki sposób, aby wyniki odpowiadały wynikom uzyskanym w badaniach obiektów rzeczywistych. Badania symulacyjne przeprowadzono dla dwóch silników o zapłonie samoczynnym i zbliżonej mocy znamionowej, lecz różnych konstrukcjach: średnio-wysilonego, niedoładowanego silnika o wtrysku pośrednim oraz nowoczesnej konstrukcji z wtryskiem bezpośrednim. Oceniono wpływ nieszczelności komory spalania na wartości maksymalnego momentu obrotowego i mocy maksymalnej silnika oraz zużycie paliwa w różnych warunkach pracy.

2. Metodyka badań

Do obliczeń wykorzystano oprogramowanie Boost firmy AVL. Boost jest zaawansowanym narzędziem służącym do modelowania matematycznego na platformie zerowymiarowej i jednowymiarowej procesów zachodzących w silniku spalinowym [11]. Program pozwala m.in. na wyznaczenie przebiegu ciśnienia w cylindrze i wartości średniego ciśnienia indykowanego oraz pozwala uwzględnić nieszczelności komory spalania w obliczeniach, co jest kluczowe z punktu widzenia niniejszej pracy. Nieszczelność modelowana jest jako szczelina (dysza), którą może wypływać gaz z komory spalania, a której szerokość można w modelu zadawać.

W programie zasymulowano dwa silniki o zbliżonych mocach znamionowych. Pierwszy to czterocylindrowy niedoładowany silnik z zapłonem samoczynnym i wtryskiem pośrednim do komory wirowej. Objętość skokowa silnika wynosiła 2,4 dm³, stopień sprężania 20,6, moc znamionowa 51,5 kW uzyskiwana przy 4200 obr/min, a maksymalny moment obrotowy 145 Nm przy 2500 obr/min. Drugi to czterocylindrowy turbodoładowany silnik z zapłonem samo-

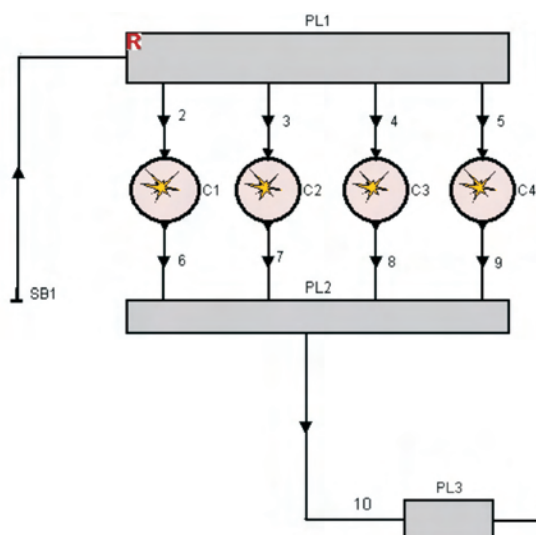


Fig. 1. A model of a naturally aspirated engine (C – cylinder, PL – reservoir, SB – system boundary)

Rys. 1. Model silnika niedoładowanego (C – cylinder, PL – zbiornik wyrównawczy, SB – granica układu)

formed on real objects in laboratory conditions were used. The following results of measurements performed at different engine speeds and part/full load were available: engine speed, torque and fuel consumption (enabled determination of the fuel dose), blowby rate (enabled determination of the mass of the lost charge per one cycle of work), charging pressure, course of pressure inside the cylinder (enabled determination of the mean indicated pressure) and other. For all engine operating conditions (engine speed and load) the model was tuned by selecting the values of flow resistance, start of combustion angle and duration of combustion [11] so that the course of pressure inside the cylinder (Fig. 2), the value of mean indicated pressure and the blowby rate

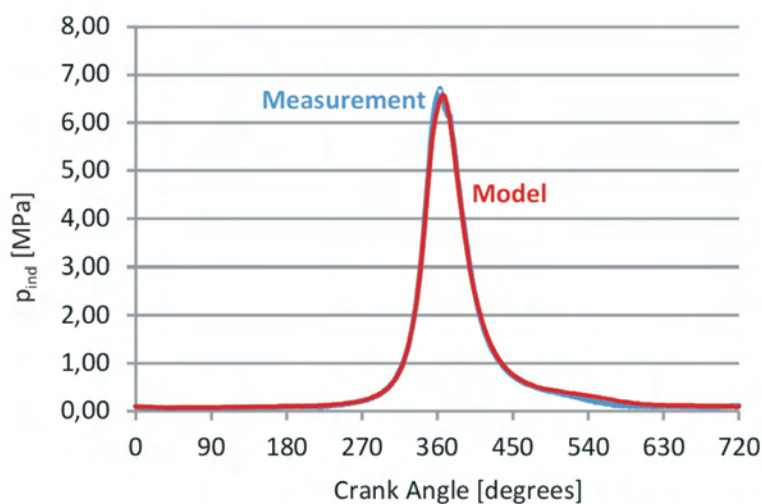


Fig. 2. Measured and calculated pressure inside the combustion chamber of the naturally aspirated engine (3000 rpm, full load)

Rys. 2. Zmierzone i obliczone ciśnienie w komorze spalania silnika niedoładowanego (3000 obr/min, pełne obciążenie)

czynnym i wtryskiem bezpośrednim o objętości skokowej 1,3 dm³, o stopniu sprężania 17,6, mocy znamionowej 55 kW uzyskiwanej przy 4000 obr/min oraz maksymalnym momencie obrotowym 190 Nm dostępnym w zakresie 1750–2000 obr/min.

Stworzono model badanych silników (rys. 1). Do modelu wprowadzono wszystkie istotne parametry silników (średnica cylindra, skok tłoka, długość korbowodu, stopień sprężania, ustawienia faz rozrządu, ciśnienie i temperaturę dla warunków brzegowych, dawkę paliwa, prędkość obrotową wału korbowego, kąt wyprzedzenia wtrysku, wartość opałową paliwa).

Przy wyznaczaniu danych wejściowych do obliczeń i kalibracji modelu wykorzystano wyniki pomiarów przeprowadzonych na obiektach rzeczywistych w warunkach hamownianych. Dysponowano następującymi wynikami pomiarów dokonanych przy różnych prędkościach obrotowych silnika oraz pełnym i częściowym obciążeniu: prędkością i momentem obrotowym oraz godzinowym zużyciem paliwa (pozwoliło na wyznaczenie dawki wtryskiwanego paliwa), natężeniem przedmuchów spalin (pozwoliło na wyznaczenie masy traconego ładunku przypadającej na jeden cykl pracy silnika), ciśnieniem doładowania, przebiegiem ciśnienia w cylindrze (pozwoliło na wyznaczenie wartości średniego ciśnienia indykowanego) i innymi. Dla każdego warunków prac silnika (prędkość obrotowa i obciążenie) tak dostrojono model, dobierając odpowiednio wartości oporów przepływu oraz kątów początku i czasu spalania [11], aby przebieg ciśnienia w cylindrze (rys. 2) i wartość średniego ciśnienia indykowanego oraz strat ładunku związane z nieszczelnością były takie, jak uzyskane w pomiarach na obiektach rzeczywistych. W ten sposób otrzymano „skalibrowane” modele silników.

Po skalibrowaniu modelu przeprowadzono badania symulacyjne. Pierwszą serią obliczeń przeprowadzono przy stałej dawce paliwa (dla danej prędkości obrotowej), natomiast zmieniano przekrój nieszczelności i obserwowano wpływ tej zmiany na wartość średniego ciśnienia indykowanego oraz wielkość strat ładunku. Przekrój nieszczelności wariantowano w szerokich granicach (od równego zera do takiego, który powodował natężenie przedmuchów spalin niespotykane nawet w mocno zużytych silnikach). Na tej podstawie oceniono wpływ nieszczelności na wartość średniego ciśnienia indykowanego, a następnie na osiągi silnika.

Drużga seria symulacji, przeprowadzona dla różnych prędkości obrotowych przy pełnym i małym obciążeniu silnika, polegała na zmianie przekroju nieszczelności i takim doborze dawki paliwa, aby wartość średniego ciśnienia indykowanego pozostawała niezmienną, w stosunku do wartości wyjściowej uzyskanej po skalibrowaniu modelu. Ta seria symulacji bezpośrednio pokazała wpływ nieszczelności na zużycie paliwa, a więc i sprawność silnika.

were the same as those measured on real objects. In this way, 'calibrated' models were obtained.

Upon calibrating the model, simulation research was performed. The first series of calculations was performed at a constant fuel dose (for a given engine speed) while the cross-section of the orifice was varied and the influence of this change on the mean indicated pressure and charge losses was observed. The cross-section of the orifice was varied in a wide range (from zero to a blowby level unlikely even for heavily worn engines). On this basis, the influence of the blowby on the value of mean indicated pressure and then engine performance was assessed.

The second series of simulations performed at varied engine speeds at small and full load consisted in changing the cross-section of the orifice and selecting the fuel dose to keep the value of the mean indicated pressure unchanged, compared to the initial value obtained during model calibration. This series of simulations directly showed the influence of the blowby on the fuel consumption i.e. engine efficiency.

3. Results

The influence of blowby on the mean indicated pressure at a constant fuel dose at a given engine speed for the two tested engines has been shown in figures 3 and 4. The fuel doses for the given engine speed were calculated based on the fuel consumption at full engine load. As a measure of the leakage, overlain on the abscissa of the graphs, the ratio of mass of the blown-by exhaust gas M_{BB} to the mass of air fed to the engine M_{AIR} was assumed. In figures 3 and 4 the initial values were indicated with large markers – the values obtained based on the measured blowby in engines of good technical condition and masses of air fed to the cylinder calculated in the Boost software. In the tested range of the blowby changes the changes of the mean indicated pressure together with the blowby can be deemed as linear. Compared to the

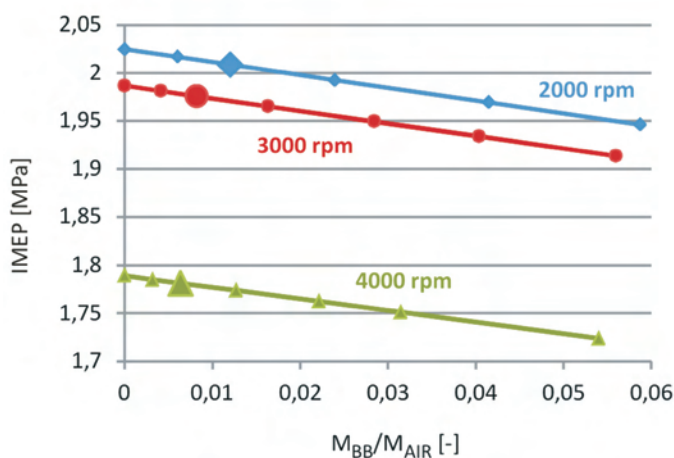


Fig. 4. The influence of the charge losses on the value of mean indicated pressure under full load conditions for a turbocharged engine

Rys. 4. Wpływ strat ładunku na wartość średniego ciśnienia indykowanego w warunkach pełnego obciążenia silnika turbodoładowanego

3. Wyniki badań

Wpływ nieszczelności komory spalania na średnie ciśnienie indykowane przy stałej, dla danej prędkości obrotowej, dawce wtryskiwanego paliwa dla dwóch badanych silników przedstawiono na rys. 3 i 4. Dawki paliwa dla danej prędkości obrotowej obliczono na podstawie zmierzonego godzinowego zużycia paliwa przy pełnym obciążeniu silnika. Jako miarę nieszczelności, naniesioną na osie odciętych wykresów, przyjęto stosunek masy przedmuchiwanego spalin M_{BB} do masy powietrza dopływającego do silnika M_{AIR} . Na rysunkach 3 i 4 dużymi znacznikami zaznaczono

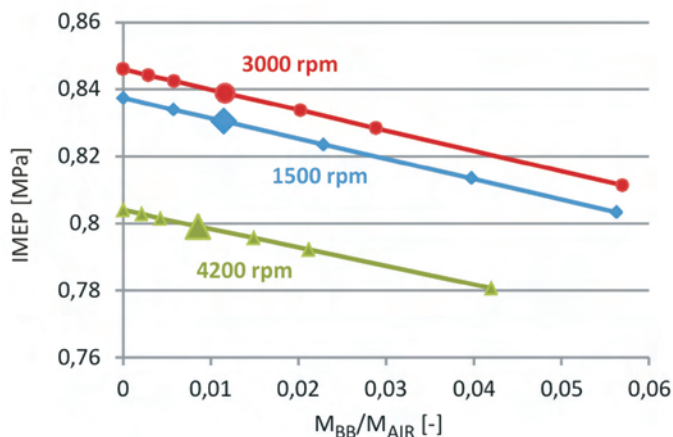


Fig. 3. The influence of the charge losses on the value of mean indicated pressure under full load conditions for a naturally aspirated engine

Rys. 3. Wpływ strat ładunku na wartość średniego ciśnienia indykowanego w warunkach pełnego obciążenia silnika wolnossącego

wartości wyjściowe – wartości uzyskane na podstawie natężeń przedmuchiwanego spalin zmierzonych w silnikach będących w dobrym stanie technicznym oraz mas powietrza dostarczonego do cylindra, obliczonych w programie Boost. W badanym zakresie zmian nieszczelności, zmiany wartości średniego ciśnienia indykowanego wraz z nieszczelnością można uznać za liniowe. W porównaniu do wartości wyjściowych, zmniejszenie przedmuchiwanego spalin do zera spowodowało wzrost wartości średniego ciśnienia indykowanego o 0,83% przy 1500 obr/min, 0,85% przy 3000 obr/min oraz 0,63% przy 4200 obr/min w przypadku silnika niedoładowanego. Dla silnika doładowanego wartości te wynosiły: 0,80% przy 2000 obr/min, 0,55% przy 3000 obr/min i 0,46% przy 4000 obr/min. Z kolei trzykrotne zwiększenie nieszczelności, w stosunku do wartości wyjściowej (takie wartości są spotykane w silnikach po dużym przebiegu [4, 5]), spowodowało zmniejszenie wartości średniego ciśnienia indykowanego odpowiednio o: 1,7% dla 1500 i 3000 obr/min oraz 1,2% dla 4200 obr/min dla silnika niedoładowanego oraz o 1,6%, 1,1% i 0,9% dla silnika doładowanego, odpowiednio przy 2000, 3000 i 4000 obr/min.

Przyjmując, że analizowane zmiany szczelności nie wpływają na wielkość strat mechanicznych silnika oraz

initial values, a reduction of the blowby to zero resulted in an increase in the mean indicated pressure by 0.83% at 1500 rpm, 0.85% at 3000 rpm and 0.63% at 4200 rpm for the naturally aspirated engine. For the turbocharged engine these values were: 0.80% at 2000 rpm, 0.55% at 3000 rpm and 0.46% at 4000 rpm. A threefold increase in the blowby compared to the initial value (such values occur for high

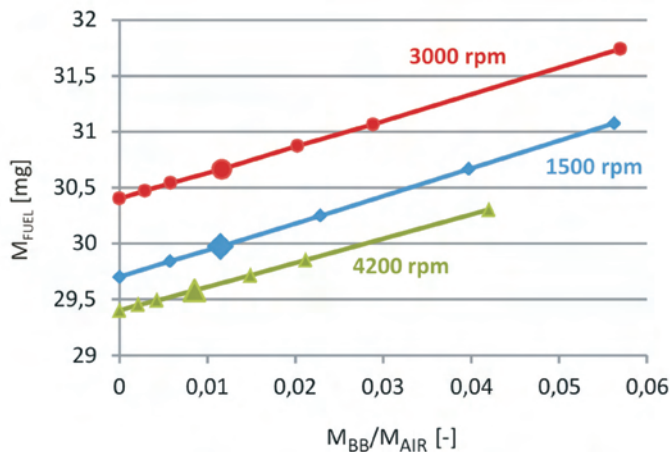


Fig. 5. The influence of the charge losses on the fuel dose needed to obtain constant values of mean indicated pressure for a given engine speed and full engine load (naturally aspirated engine)

Rys. 5. Wpływ strat ładunku na dawkę paliwa potrzebną do uzyskania stałych wartości średniego ciśnienia indykowanego równych wartościom uzyskiwanym przy danej prędkości i pełnym obciążeniu silnika niedoładowanego

mileage engines [4, 5]), resulted in a reduction of the mean indicated pressure by: 1.7% for 1500 and 3000 rpm and 1.2% for 4200 rpm, respectively, for a naturally aspirated engine and 1.6%, 1.1% and 0.9% for the turbocharged engine at 2000, 3000 and 4000 rpm, respectively.

Assuming that the analyzed blowby variations do not influence the engine mechanical losses and taking the value of mechanical efficiency calculated on the bases of the mean indicated pressure and mean effective pressure obtained in laboratory tests, we can conclude that entire elimination of the blowby for the naturally aspirated engine would increase the maximum torque by 1% and maximum power by almost 0.7%. For the turbocharged engine, these values are: 0.9% and 0.6% respectively. A threefold increase in the blowby rate would result in a 2% reduction in the maximum torque and a 1.4% reduction in the maximum power for the naturally aspirated engine. For the turbocharged engine, these values would be: 1.8% and 1.2% respectively.

As for the assessment of the influence of the blowby on the fuel consumption, Fig. 5–8 present the fuel dose needed to obtain a constant mean indicated pressure at a given engine speed. In figures 5 and 6 fuel doses are presented at which the mean indicated pressures are equal to the

przyjmując wartości sprawności mechanicznej wyznaczone na podstawie uzyskanych w badaniach stanowiskowych wartości średniego ciśnienia indykowanego oraz średniego ciśnienia użytecznego, można stwierdzić, że całkowite wyeliminowanie przedmuchów spalin, w odniesieniu do silnika niedoładowanego, pozwoliłoby na zwiększenie wartości maksymalnego momentu obrotowego o 1% i mocy maksymalnej o niemal 0,7%. W odniesieniu do silnika doładowanego wartości te wynoszą odpowiednio: 0,9% i 0,6%. Z kolei trzykrotny wzrost nieszczelności spowodowałby 2-procentowe zmniejszenie wartości maksymalnego momentu obrotowego oraz 1,4-procentowe zmniejszenie wartości mocy maksymalnej dla silnika niedoładowanego. Dla silnika doładowanego wartości te wynosiłyby odpowiednio: 1,8% i 1,2%.

Aby ocenić wpływ nieszczelności na zużycie paliwa, na rys. 5–8 przedstawiono wielkość dawki paliwa potrzebnej do uzyskania stałego, przy danej prędkości obrotowej silnika, średniego ciśnienia indykowanego. Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono dawki paliwa, przy których wartości średnich ciśnień indykowanych równe są wartościom średnich ciśnień indykowanych uzyskanych podczas badań stanowiskowych przy pełnym obciążeniu silników. Z kolei na rys. 7 i 8 przedstawiono dawki paliwa przy małych obciążeniach silników, przy czym należy podkreślić, że dla silnika niedoładowanego było to obciążenie (moment obrotowy) równe ok. 1/3 wartości momentu maksymalnego przy danej prędkości obrotowej, natomiast dla silnika turbodoładowanego były to obciążenia znacznie mniejsze – momenty obrotowe wynosiły ok 10% wartości momentów maksymalnych przy danej prędkości obrotowej.

Analiza uzyskanych wyników pozwala stwierdzić, że im mniejsze obciążenie i mniejsza prędkość obrotowa, tym

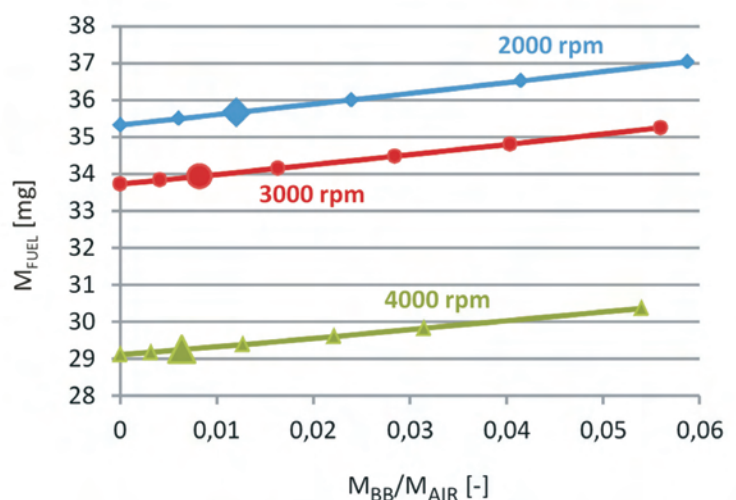


Fig. 6. The influence of the charge losses on the fuel dose needed to obtain constant values of mean indicated pressure for a given engine speed and full engine load (super-charged engine)

Rys. 6. Wpływ strat ładunku na dawkę paliwa potrzebną do uzyskania stałych wartości średniego ciśnienia indykowanego równych wartościom uzyskiwanym przy danej prędkości obrotowej i pełnym obciążeniu silnika doładowanego

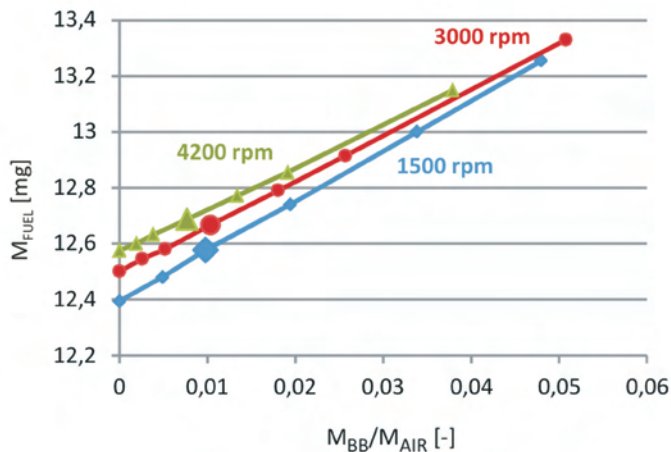


Fig. 7. The influence of the charge losses on the fuel dose needed to obtain constant values of mean indicated pressure for a given engine speed and low engine load (naturally aspirated engine)

Rys. 7. Wpływ strat ładunku na dawkę paliwa potrzebną do uzyskania stałych wartości średniego ciśnienia indykowanego równych wartościom uzyskiwanym przy danych prędkościach obrotowych i małym obciążeniu silnika niedoładowanego

mean indicated pressures obtained during laboratory tests at full engine load. Figures 7 and 8 present the fuel doses for low engine loads and it needs to be stressed that for the naturally aspirated engine the loads (torques) were equal to approx. 1/3 of the values of the maximum torque at a given engine speed and for the turbocharged engine these loads were much lower—the torques were approximately 10% of the maximum values observed at a given engine speed.

The analysis of the obtained results leads to a conclusion that the lower the engine load and speed, the greater the influence of the blowby on the fuel consumption. Under full load conditions of the naturally aspirated engine, the elimination of the blowby resulted in a reduction of the fuel dose from 0.9% at low engine speed to 0.6% at high engine speed. For the turbocharged engine, these values were from 0.95% to 0.5%. Under low engine load conditions, these values were as follows: from 1.5% to 0.9% for the naturally aspirated engine and from 3.5% to 1.5% for the turbocharged engine. The percentage increase in the fuel dose caused by the threefold increase in the blowby rate compared to the initial values, was twice as high as that given above for the given engine and operating conditions. This results from nearly linear relations presented in Fig. 5–8.

4. Conclusions

The simulation research carried out using AVL Boost allowed a quantitative analysis of the influence of the blowby in a diesel engine on its performance and fuel consumption. The analysis has shown that:

- the influence of blowby on the tested parameters is very similar for both analyzed engines, the older generation

większy wpływ nieszczelności na zużycie paliwa. W warunkach pełnego obciążenia silnika niedoładowanego wyeliminowanie nieszczelności spowodowało zmniejszenie dawki wtryskiwanego paliwa od 0,9% przy małej prędkości obrotowej do 0,6% przy dużej. W odniesieniu do silnika doładowanego wartości te wyniosły od 0,95% do 0,5%. W warunkach małego obciążenia wartości te były następujące: od 1,5% do 0,9% dla silnika niedoładowanego i od 3,5% do 1,5% dla silnika doładowanego. Procentowe wzrosty dawki paliwa spowodowane trzykrotnym zwiększeniem nieszczelności, w stosunku do wartości wyjściowych, były dwa razy większe od podanych wyżej, dla danego silnika i warunków pracy. Wynika to z prawie liniowych zależności przedstawionych na rys. 5–8.

4. Wnioski

Badania symulacyjne przeprowadzone z wykorzystaniem programu AVL Boost pozwoliły na ilościową ocenę wpływu nieszczelności komory spalania silnika o zapłonie samoczynnym na jego osiągi oraz zużycie paliwa. Badania wykazały, że:

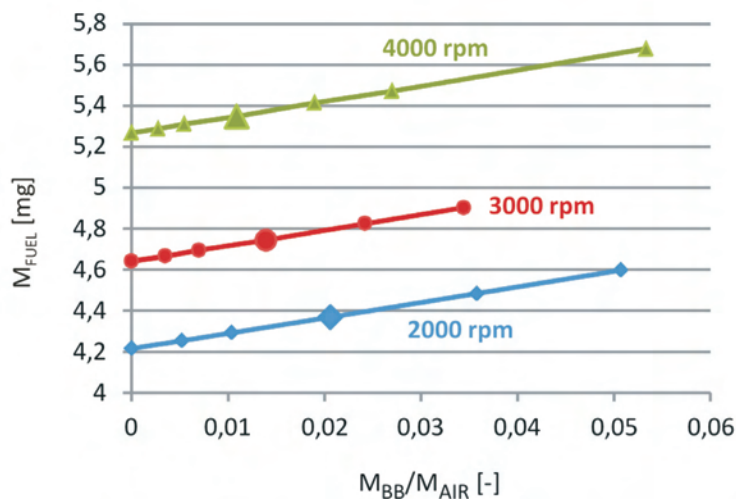


Fig. 8. The influence of the charge losses on the fuel dose needed to obtain constant values of mean indicated pressure for a given engine speed and low engine load (supercharged engine)

Rys. 8. Wpływ strat ładunku na dawkę paliwa potrzebną do uzyskania stałych wartości średniego ciśnienia indykowanego równych wartościom uzyskiwanym przy danej prędkości obrotowej i małym obciążeniu silnika doładowanego

- wpływ nieszczelności na badane parametry jest bardzo zbliżony dla obu analizowanych silników, tj. starszej konstrukcji, niedoładowanego silnika z wtryskiem pośrednim oraz nowoczesnego, turbodoładowanego silnika z wtryskiem bezpośrednim,
- obniżenie o połowę, w stosunku do obecnej konstrukcji, nieszczelności komory spalania pozwoliłoby na zwiększenie wartości maksymalnego momentu obrotowego o ok 0,5% i zwiększenie wartości mocy maksymalnej o niemal 0,4%,
- wpływ nieszczelności na zużycie paliwa jest tym większy, im mniejsze są: obciążenie i prędkość obrotowa silnika;

naturally aspirated indirect injected engine and the modern turbocharged direct injected engine,

- a reduction of the blowby (compared to regular rate) by half results in an increase in the value of the maximum torque by approx. 0.5% and power by nearly 0.4%,
- the influence of the blowby on the fuel consumption is greater if the engine load and speed are lower; a reduction of the blowby by half results in a reduction of the fuel consumption from 0.3% at full engine load and high engine speed to 2% at low engine load and low engine speed,
- a threefold increase in the blowby rate (occurring in the case of high mileage engines) results in a 2% reduction of the maximum torque, nearly 1.5% reduction of the maximum power and as much as a 7% increase in the fuel consumption at low engine loads and speeds (engines fitted in passenger cars most frequently operate under these conditions).

Acknowledgements

The authors wish to thank the AVL for making the AST software available for the tests.

- obniżenie o połowę nieszczelności komory spalania spowodowałoby zmniejszenie zużycia paliwa od 0,3%, przy pełnym obciążeniu i dużej prędkości obrotowej, do 2%, przy małym obciążeniu i małej prędkości obrotowej,
- spotykany w eksploatacji (m.in. w silnikach o znacznym przebiegu) trzykrotny wzrost przedmuchów spalin do skrzyni korbowej powoduje ponad 2-procentowe zmniejszenie wartości maksymalnego momentu obrotowego i niemal 1,5-procentowe zmniejszenie wartości mocy maksymalnej silnika oraz aż 7-procentowy wzrost zużycia paliwa w zakresie małych obciążeń i małych prędkości obrotowych (należy zauważyć, że w takich warunkach najczęściej pracują silniki w samochodach osobowych).

Podziękowania

Autorzy pragną podziękować firmie AVL za udostępnienie oprogramowania AST.

Bibliography/Literatura

- [1] Aghdam E.A., Kabir M.M.: Validation of a blowby model using experimental results in motoring condition with the change of compression ratio and engine speed. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 34, pp. 197-209, 2010.
- [2] Chang H., Zhang Y., Chen L.: Grey forecast of diesel engine performance based on wear. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp. 2285-2292, 2003.
- [3] Cheng K.Y., Shayler P.J., Murphy M.: The influence of blowby on indicated work output from a diesel engine under cold start conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 218, pp. 333-340, 2004.
- [4] Koszałka G.: Model of operational changes in the combustion chamber tightness of a diesel engine. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, Vol. 16(1), p. 133-139, 2014.
- [5] Koszałka G., Suchecki A.: Changes in blow-by and compression pressure of a diesel engine during a bench durability test. *Combustion Engines*, Vol. 154(3), p. 34-39, 2013.
- [6] Merkiś J., Tomaszewski F., Ignatow O.: *Trwałość i diagnostyka węzła tłokowego silników spalinowych*. Poznań, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 1995.
- [7] Lee C-FF., Zhao J.: Modeling of blowby in a small-bore high-speed direct-injection optically accessible diesel engine. *SAE Paper No. 2006-01-0649*.
- [8] Niewczas A., Trwałość zespołu tłok–pierścienie tłokowe–cylinder silnika spalinowego. WNT, Warszawa 1998.
- [9] Rabute R., Tian T.: Challenges involved in piston top ring designs for modern SI engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 123(2), pp. 448-459, 2001.
- [10] Rakopoulos C.D., Kosmadakis G.M., Dimaratos A.M., Parriotis E.G.: Investigating the effect of crevice flow on internal combustion engines using a new simple crevice model implemented in a CFD code. *Applied Energy*, Vol. 88, pp. 111-126, 2011.
- [11] User Guide, AVL Boost Version 2009.1, Edition 11/2009.

Michał Gęca, MEng. – doctoral student at Faculty of Mechanical Engineering, Lublin University of Technology.

Mgr inż. Michał Gęca – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: michal.geca@pollub.pl



Grzegorz Koszałka, DEng. – Assistant Professor at Faculty of Mechanical Engineering, Lublin University of Technology.

Dr inż. Grzegorz Koszałka – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: g.koszalka@pollub.pl



Andrzej Suchecki, DEng. – Head of Engine Testing Laboratory at Automotive Research and Development Institute BOSMAL in Bielsko Biala.

Dr inż. Andrzej Suchecki – kierownik Pracowni Badań Stanowiskowych Silników w Instytucie Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o w Bielsku Białej.

e-mail: andrzej.suchecki@bosmal.com.pl



The prospects for the use of ethanol as a fuel component and its potential in the reduction of exhaust emissions

This paper presents the progress in the introduction of fuels of higher content of ethanol and vehicle models adapted for fuelling with this type of fuels (FFV). Trends in the European legislation related to the standards of spark ignition engines exhaust emissions have been discussed. The results of a study of unleaded gasoline E10 proneness to forming deposits on the test engine intake valves in accordance with CEC F-20-98 test procedure have been presented. The paper also presents the results of a study of ethanol E85 proneness to forming deposits on the elements of the engine intake system when it contained inappropriate detergent additives.

Key words: bioethanol, biofuel E85, exhaust emissions, engine deposits

Perspektywy wykorzystywania etanolu jako składnika paliwa i jego potencjał w redukcji emisji szkodliwych składników spalin

W artykule przedstawiono postępy we wprowadzaniu na rynki paliw o podwyższonej zawartości etanolu oraz modeli samochodów przystosowanych do eksploatacji przy stosowaniu takich paliw (FFV). Omówiono trendy w prawodawstwie europejskim w odniesieniu do norm emisji szkodliwych składników spalin z silników ZI. Przedstawiono wyniki badań skłonności benzyny bezołowiowej E10 do zanieczyszczania zaworów dolotowych w teście silnikowym CEC F-20-98. Podano także wyniki badania skłonności paliwa etanolowego E85 do tworzenia osadów na elementach układu zasilania silnika, w sytuacji zastosowania nieodpowiedniego pakietu dodatków detergentowych.

Słowa kluczowe: bioetanol, biopaliwo E85, emisja spalin, osady w silniku

1. Introduction

Crisis in the oil supplies in the 1970's of the last century became one of the principal reasons for the addition of ethanol to fuels in the countries of the Americas.

In the USA, since 1980's of the last century, the application of ethanol and other oxygen compounds has been imposed by obligatory program in order to reduce exhaust emissions from internal combustion engines. The document of 1992 of the U.S. Department of Energy – Energy Policy Act (EPAAct) [1] determined the goals concerning energy security of the country and the improvement of the quality of natural environment [2]. According to this document, ethanol fuel E85 in the US is considered an alternative fuel. It is used to propel flexible fuel vehicle (FFV) engines, available in the American market in a wide range of models. This fuel nominally consists of 85% (V/V) of ethanol and 15% (V/V) of gasoline. Sometimes, (in some engine designs) the low content of gasoline in the E85 ethanol fuel or higher, renders the engines of FFV vehicles inoperative in low temperatures. The reason is the difference in volatility between ethanol and gasoline being a mixture of $C_4 - C_{12}$ hydrocarbons and having a required range of boiling and ignition temperatures. Ethanol is a distinct chemical with specific properties and, in low temperatures, E85 or higher does not have the required volatility to support combustion. In that case, more gasoline (of up to 30%) is usually added to the blend to ensure efficient engine start. Monitoring of the quality of E85 ethanol fuel carried out in the years 2007-2009 in the USA demonstrated that its properties did not fulfill the specification requirements

1. Wstęp

W krajach Ameryki Północnej i Południowej kryzys w zaopatrzeniu w ropę w latach siedemdziesiątych ubiegłego wieku stanowił jedną z zasadniczych przyczyn zastosowania etanolu do paliw.

W USA począwszy od lat osiemdziesiątych XX wieku stosowanie etanolu i innych związków tlenowych zostało narzucone przez obligatoryjny program wprowadzania ich do paliw celem poprawy emisji z silników wewnętrznego spalania. W dokumencie U.S. Department of Energy's – Energy Policy Act z 1992 roku (EPAAct) [1] określono cele dotyczące bezpieczeństwa energetycznego kraju i poprawy jakości środowiska naturalnego [2]. W USA paliwo etanolowe E85, wg tego dokumentu, jest uznane za paliwo alternatywne. Jest ono stosowane do napędu silników pojazdów o elastycznym zasilaniu paliwem FFV (Flexible Fuel Vehicle), które są dostępne na rynku amerykańskim w szerokiej gamie modeli samochodów amerykańskich i innych. Paliwo to składa się nominalnie z 85% etanolu i 15% benzyny silnikowej. Czasami (w niektórych konstrukcjach silników) niska zawartość benzyny w paliwie etanolowym E85 (lub wyższym) uniemożliwia prawidłowe działanie silników pojazdów FFV w niskich temperaturach i sprawia to problemy. Powodem tego jest różnica w lotności pomiędzy etanolem i benzyną, która stanowi mieszaninę węglowodorów $C_4 - C_{12}$, ma wymagany zakres wrzenia oraz temperaturę zapłonu. Etanol jest odrębnym chemicznym związkiem o określonych właściwościach i w niskich temperaturach E85 (lub wyżej) nie osiąga wymaganej lot-

in respect of minimum and maximum content of ethanol and a minimum vapor pressure [3, 4]. These requirements consisted in determining the marginal content of ethanol in the E85 fuel for individual climatic class. The minimum ethanol content in E85 was determined at 68% (V/V) and maximum – 83% (V/V). The promotion of the use of E85 ethanol fuel in the USA is based on financial incentives designed to equalize the cost of this fuel and gasoline calculated per one kilometer of covered distance.

The application of ethanol fuels to fuel vehicle engines in Brazil is commonplace. This country boasts the greatest experience in the production of gasoline containing ethanol and is the world leader in the production of ethanol fuel. In the Brazilian market, fuels for spark-ignition engines have the ethanol content of 24% (V/V) – E24 or 100% (V/V) – E100 and ethanol is added to gasoline according to federal law requirements containing the percentage content determined by the Minister of Agriculture [5, 6, 7].

In the European Union, the use of energy from renewable sources in road transport has been promoted for many years. Fuel manufacturers have been encouraged to increase the content of ethanol from renewable sources in spark-ignition engine fuels. The 2009 European Directives RED [8] and FQD [9] allow a 10% increase in the ethanol content in traditional gasoline (V/V) and facilitate the design of vehicles fitted with flexible fuel engines (fuelled by both unleaded gasoline and E85 ethanol fuel). According to the study [10], the possible market share of FFV vehicles powered by E85 will increase from 1% in 2012 to 10% in 2020.

In order to render the development of FFV vehicles possible in the European Union and to ensure their basic functionality, the European Committee for Standardization CEN has developed a CWA 15293:2005 standardizing document [11], in which necessary minimum quality of E85 ethanol fuel was determined prior to its introduction on the market. However, very soon the FFV vehicles became subject to increased requirements of the Euro 5 emission standard that came in force in September 2009 [6]. Because of that, the requirements included in the CWA turned out to be insufficient to conform to the European emission standards. Therefore, the next step was the development of a technical specification (CEN/TS 15293:2011) [12] published in February 2011 that changed some of the margins of quality coefficients, implementing limits for additional parameters. The differences in relation to the original CWA document concern:

- stricter requirements for octane numbers and sulfur content;
- modified requirements for parameters such as the content of higher alcohols (C3 – C5), content of ether, water, inorganic chlorides and phosphorus;
- introduction of climatic classes regulated by the range of vapor pressure related to the content of ethanol in the fuel;
- introduction of additional quality parameters such as density, content of copper, content of sulfates and electric conductivity;

ności do podtrzymania procesu spalania. Dlatego zwykle dodaje się więcej benzyny (do 30%) do mieszanki w celu zapewnienia skutecznego rozruchu silnika. Monitoring jakości paliwa etanolowego E85 przeprowadzony w latach 2007-2009 w USA wykazał, że właściwości tego paliwa nie spełniały wymagań specyfikacji w zakresie minimalnej i maksymalnej zawartości etanolu oraz minimalnej prężności par [3, 4]. Polegały one na ustaleniu granicznych udziałów zawartości etanolu w paliwie E85 dla poszczególnych klas klimatycznych. Minimalny udział etanolu w E85 ustalono na 68% (V/V), a maksymalny na 83% (V/V). Promocja stosowania paliwa etanolowego E85 w USA opiera się na zachętach finansowych skonstruowanych tak, aby koszty tego paliwa i benzyny silnikowej w przeliczeniu na kilometr przebiegu pojazdu były porównywalne.

W Brazylii stosowanie paliw etanolowych do napędu silników samochodowych jest powszechne. Kraj ten ma największe doświadczenia w produkcji benzyny silnikowej z udziałem etanolu i jest światowym liderem w produkcji etanolu paliwowego. Na rynku brazylijskim sprzedawane są paliwa silnikowe do samochodów z zapłonem iskrowym, gdzie udział etanolu wynosi 24% (V/V) (E24) lub 100% (V/V) (E100), przy czym alkohol do benzyny silnikowej dodawany jest, stosownie do wymogów prawa federalnego, w udziale procentowym ustalonym przez ministra rolnictwa [5, 6, 7].

W Unii Europejskiej od wielu lat prowadzona jest polityka promowania wykorzystania energii ze źródeł odnawialnych w transporcie drogowym. W tym celu zachęca się producentów paliw do rozszerzania udziału etanolu, pochodzącego ze źródeł odnawialnych, w paliwach do pojazdów samochodowych, wyposażonych w silniki o zapłonie iskrowym. Wydane w roku 2009 dyrektywy europejskie RED [8] i FQD [9] umożliwiają zwiększenie zawartości etanolu w tradycyjnej benzynie silnikowej do 10% (V/V), a także sprzyjają budowie pojazdów wyposażonych w silniki o elastycznym zasilaniu paliwem (FFV), wykorzystujących do napędu zarówno benzynę silnikową bezołowiową, jak i paliwo etanolowe E85. Według wyników badań przedstawionych w publikacji [10] możliwy udział pojazdów FFV zasilanych paliwem E85 na rynku wzrośnie z 1% w roku 2012 do 10% w roku 2020.

Celem umożliwienia rozwoju rynku pojazdów FFV w Unii Europejskiej i zapewnienia ich podstawowej funkcjonalności Europejski Komitet Normalizacyjny CEN opracował dokument normalizacyjny CWA 15293:2005 [11], w którym ustalono niezbędne minimum jakościowe dla paliwa etanolowego E85, aby mogło ono być wprowadzone na rynek. Wkrótce jednak na pojazdy FFV zostały narzucone zastrzone wymagania normy emisji spalin Euro 5, która zaczęła obowiązywać od września 2009 roku [6]. W związku z tym wymagania zawarte w CWA okazały się niewystarczające do sprostania wymaganiom europejskich norm emisyjnych. Dlatego kolejnym krokiem było opracowanie specyfikacji technicznej CEN/TS 15293:2011 [12], którą opublikowano w lutym 2011 roku. Specyfikacja ta zmienia limity niektórych parametrów jakościowych i wprowadza

– removal from the specification of parameters such as appearance, content of unleaded gasoline, final boiling point and distillation residue.

Publication of the EN 15376 amended standard for ethanol as a component of E85 ethanol fuel is planned for the end of 2014.

2. Flexifuel vehicles available on the European market

Ethanol fuels are gaining economic significance increasingly because of the rising oil prices, increasing pressure for security of supplies, sustainability and reduced CO₂ emissions. Fuels containing higher levels of ethanol (typically E85) should be applied only to vehicles designed for E85. Application of fuel containing more than 10% ethanol in vehicles not designed for such a high ethanol level can result in driveability issues as well as increased corrosion of the fuel system. Flexifuel engines are equipped with especially hardened exhaust valve seat inserts, corrosion resistant injectors with increased flow rate and an ethanol resistant fuel system. Its engine control unit (ECU) is featured with two sets of calibration tables, one for E0 and the other for E85. By means of the oxygen sensor and a special type of software algorithm, it recognizes ethanol concentration in the fuel on a continuous basis during engine operation.

The FFV vehicles adapted for the combustion of E85 ethanol fuel are widely available in the USA and Brazil. In the European Union, this market is at the stage of accelerated development. The number of manufacturers who expand their offers by the FFV models is gradually growing. Prices of these vehicles are set at the level of corresponding, traditional gasoline-fueled vehicles. The FFV vehicles are available in the European market in a wide range of models: from small passenger cars through light-duty and heavy-duty vans [13]. The market of cars sold in the European Union is continually growing and in 2008 the number of FFV vehicles amounted to 79 thousand; the largest number of these vehicles was sold in Sweden (about 60 thousand), which, in terms of FFV popularity, places this country before Germany, Holland and France [13]. Availability of FFV vehicle brands and models in the EU differs throughout the member countries and depends on the specific market. Table 1 collectively presents which brands of the FFV vehicles are currently available in the EU countries.

3. European Union exhaust emissions standards for passenger cars

The policy of reducing pollution originating from the road transport sector responsible for 12% of the total CO₂ emission in the European Union [15] concerns the emission of exhaust gas components such as nitrogen oxides NO_x, carbon monoxide CO, unburned hydrocarbons HC, particulate matter PM and the emission of carbon dioxide CO₂ as a greenhouse gas component GHG. The schedules for the limiting of the harmful components (NO_x, CO, HC, PM) are specified by the Euro emission standards. The plan for reducing CO₂ was presented in the Order of the European Parliament and European Council (EC) no 443/2009

limity dodatkowych parametrów. Różnice w stosunku do pierwotnego dokument, tj. CWA, dotyczą:

- zaostrożenia wymagań dla liczb oktanowych i zawartości siarki,
- zmiany wymagań dla parametrów, takich jak zawartość: wyższych alkoholi (C3 – C5), eterów, wody, chlorków nieorganicznych, fosforu,
- wprowadzenia klas klimatycznych regulowanych zakresem prężności par powiązanych z zawartością etanolu w paliwie,
- wprowadzenia dodatkowych parametrów jakościowych, jak: gęstość, zawartość miedzi, zawartość siarczanów, przewodność elektryczna,
- wycofania ze specyfikacji parametrów, takich jak: wygląd, zawartość bezołowiowej benzyny silnikowej, temperatura końca destylacji i pozostałość po destylacji.

Publikacja znowelizowanej normy EN 15376 dla etanolu jako składnika paliwa etanolowego E85 jest planowana na koniec 2014 roku.

2. Pojazdy FFV dostępne na rynku europejskim

Paliwa etanolowe zyskują coraz większe znaczenie ekonomiczne ze względu na rosnące ceny ropy naftowej, zwiększenie nacisku na bezpieczeństwo dostaw, zrównoważony rozwój i ograniczenia emisji CO₂. W odniesieniu do paliw zawierających większe ilości etanolu, zwykle E85, tylko pojazdy zaprojektowane do zasilania paliwem E85 mogą używać ten gatunek paliwa. Stosowanie paliw zawierających powyżej 10% etanolu w pojazdach innych niż przeznaczone do wysokiej zawartości etanolu w paliwie może powodować problemy z właściwościami użytkowo-eksploatacyjnymi, a także wzrost korozyjności układu paliwowego. Tak zwany silnik Flexifuel wyposażony jest w szczególności w utwardzone wkładki gniazd zaworów wylotowych, wtryskiwacze odporne na korozję o zwiększonej wydajności, i odporny na działanie etanolu układ paliwowy. Jednostka sterująca silnika (ECU) jest wyposażona w dwa zestawy programów kalibracyjnych: jeden dla E0 i drugi dla E85, które za pomocą czujnika tlenu – sondy lambda i specjalnego typu algorytmu oprogramowania stale rozpoznają stężenie etanolu w paliwie w czasie pracy silnika.

Samochody FFV, przystosowane do spalania paliwa etanolowego E85, są obecnie szeroko dostępne w USA i Brazylii. W Unii Europejskiej rynek tych samochodów jest na etapie przyspieszonego rozwoju. Sukcesywnie zwiększa się liczba producentów samochodów, którzy do oferty sprzedaży wprowadzają modele samochodów FFV. Ceny tych samochodów ustalane są na poziomie cen ich odpowiedników zasilanych tradycyjną benzyną silnikową. Samochody FFV są dostępne na rynku europejskim w szerokim zakresie modeli – od małych osobowych do cięższych vanów [13].

Rynek samochodów sprzedanych w UE stale powiększa się i w 2008 roku liczba sprzedanych samochodów FFV wyniosła 79 000. Największy rynek tych pojazdów jest obecnie w Szwecji – 60 000 sztuk, która wyprzedza Niemcy, Holandię i Francję [13]. Dostępność marek i modeli samochodów FFV w UE jest różna wśród krajów członkowskich

Table 1. Flexi fuel vehicle models commercially available on the European market [13,14]

Tabela 1. Modele pojazdów FFV dostępne na rynku europejskim [13, 14]

FFV Vehicle Brand/marka pojazdu	Country/kraj
Audi A3 1.6e e-power E85 102 bhp Audi A4 2.0 TFSI flexible fuel 180 bhp	Sweden
Citroën C3 Flex Citroën C4 1.6/2.0 BioFlex Citroën C5 2.0 BioFlex	Sweden, Benelux, France, Switzerland
Dacia Duster 1.6 16v (E85) 4x2 Dacia Logan MCV 1.6 16v Hi-Flex (E85) Dacia Sandero 1.6 16v Hi-Flex (E85)	Sweden
Ford Focus Flexifuel FFV Ford C-Max Flexifuel FFV Ford Mondeo Flexifuel FFV Ford S-Max Flexifuel FFV Ford Galaxy Flexifuel FFV	Austria, Denmark, France, Germany, Ireland, Holland, Poland, Spain, Sweden, Switzerland, UK
Peugeot 307 1.6/2.0 BioFlex Peugeot 308 1.6/2.0 BioFlex Peugeot 407 2.0 BioFlex	Sweden, Benelux, France, Switzerland
Renault Clio III 1.2 16v Eco2 Renault Mégane / Mégane Touring / Mégane Coupé 1.6 16v Eco2 Flex Fuel Renault Kangoo / Kangoo Express 1.6 16v 105 Flex Fuel	Sweden, Benelux, France, Switzerland
SEAT León MultiFuel 1.6 MPI E85 102 bhp SEAT Altea MultiFuel 1.6 MPI E85 102 bhp SEAT Altea XL MultiFuel 1.6 MPI E85 102 bhp	European market
Škoda Octavia MultiFuel 1.6 MPI E85 102 bhp	Sweden, Benelux, France, Switzerland
Volvo C30 1.8F FlexiFuel Volvo S40 1.8F FlexiFuel Volvo V50 1.8F FlexiFuel Volvo XC60 (concept) 2.5FT FlexiFuel Volvo V70 2.0F FlexiFuel Volvo V70 2.5FT FlexiFuel Volvo S80 2.0F FlexiFuel Volvo S80 2.5FT FlexiFuel	European market
Volkswagen Golf and Golf Plus Volkswagen Jetta	Germany, Sweden, Benelux and Switzerland

of 23 April 2009. It determines the emission standards for new passenger cars as part of an integrated approach of the Community to the reduction of CO₂ emission from light-duty transport vehicles [16].

Table 2 presents the requirements of the European standards in respect of the emission of exhaust components such as CO, HC, NO_x and PM from light-duty passenger vehicles fitted with spark-ignition engines.

Average CO₂ emission from new cars has dropped rapidly in the last 10 years. It is chiefly due to more advanced vehicle technologies, engine designs, exhaust gas aftertreatment systems, let alone the improvement in fuel quality (reduced content of sulfur of less than 10 mg/kg). The new European Union principles [16] concerning the emission of CO₂ from passenger cars are some of the most demanding regulations related to protection of the environment in the automobile industry. The said legal act determines the necessity of reduction of CO₂ to 130 g/km for an average new automobile class by means of further advancement in technology of engine design. Continued emission reduction to the target of 120 g CO₂/km is to take place following a continuous improvement of automobile technologies and the use of biofuels meeting the sustainable development criteria [16]. The information

i zależy od rynku. W tabeli 1 podano zbiorczo jakie marki samochodów FFV dostępne są obecnie w krajach UE.

3. Normy emisji spalin dla samochodów osobowych w Unii Europejskiej

Polityka redukcji zanieczyszczeń z sektora transportu drogowego, który w 12% odpowiada za całkowitą emisję CO₂ w Unii Europejskiej [15], dotyczy emisji składników spalin takich jak: tlenki azotu NO_x, tlenek węgla CO, niespalone węglowodory HC, cząstki stałe PM oraz emisji ditlenku węgla CO₂ jako składnika gazów cieplarnianych GHG. Harmonogram ograniczania szkodliwych składników spalin w zakresie NO_x, CO, HC, PM podają normy emisji Euro. Harmonogram ograniczania CO₂ podano w Rozporządzeniu Parlamentu Europejskiego i Rady (WE) nr 443/2009 z dnia 23 kwietnia 2009 r. określającym normy emisji dla nowych samochodów osobowych w ramach zintegrowanego podejścia Wspólnoty na rzecz zmniejszenia emisji CO₂ z lekkich pojazdów dostawczych [16].

W tabeli 2 przedstawiono kolejne wymagania europejskich norm emisji szkodliwych składników spalin, takich jak: CO, HC, NO_x i PM z lekkich samochodów osobowych z silnikami o zapłonnie iskrowym.

Table 2. Maximum admissible limits of exhaust components emitted from gasoline engine vehicles

Tabela 2. Maksymalne dopuszczalne wielkości graniczne substancji szkodliwych emitowanych ze spalinami z pojazdów napędzanych silnikami benzynowymi

Standard/norma	Euro 1	Euro 2	Euro 3	Euro 4	Euro 5	Euro 6
Date of introduction/data wprowadzenia	January 1992	January 1996	January 2000	January 2005	September 2009	August 2014
g/km						
Carbon monoxide/tlenek węgla CO	2.72	2.20	2.30	1.00	1.000	1.000
Unburned hydrocarbons/niespalone węglowodory HC	–	–	0.20	0.10	0.100	0.100
Nitrogen oxides/tlenki azotu NO _x	–	–	0.15	0.08	0.060	0.060
HC+NO _x	0.97	0.50	–	–	–	–
Particulate matter/cząstki stałe PM	–	–	–	–	0.005*	0.005*

* concerns direct fuel injection engines only/dotyczy tylko silników z bezpośrednim wtryskiem paliwa

in [17] shows that an agreement was reached between the European Parliament and the European Council on the CO₂ emissions targets for new passenger cars for 2020. This agreement defines the way in which the target of 95 g CO₂/km should be reached.

The most important issues with respect to passenger cars by [18] are:

- a reduction of the average CO₂ emissions from new cars to 120 g/km where the reduction of 10 g/km comes from complementary measures including increased use of bio-fuels,
- the schedule for reaching the above objective is as follows:
 - 65% of new cars will comply with requirements by 2012,
 - 75% by 2013,
 - 80% by 2014,
 - 100% by 2015,
- implementation of ecological innovations by the vehicle supplier or manufacturer, which enables individual target reduction of CO₂ emission by up to 7 g CO₂/km,
- preferential financing for purchasers of vehicles emitting less than 50 g CO₂/km,
- niche automobile manufacturers (from 10 thousand to 300 thousand cars) may apply to the European Commission for preferential values that cannot be higher than 25% when compared to the average reduction of individual CO₂ emission in 2007,
- the average CO₂ emission of a new car in 2020 cannot exceed 95 g/km, after precise evaluation of the set target,
- a proposal of flexible scale penalties for ignoring the CO₂ reduction requirements; the manufacturers that exceed the target by more than 3 g/km will pay 95 € for each gram. Smaller fees of 5 € and 25 € are forecasted for exceeding the limit by 1–3 g/km,
- upon the review of the evolution of the number of new passenger vehicles registered in the European union and all the changes in the control procedure of the measurement of individual levels of CO₂, the targets of carbon dioxide emission may be corrected and will be reviewed every three years.

Średnia emisja CO₂ z nowych samochodów gwałtownie spadła w ciągu ostatnich dziesięciu lat. Postęp ten dokonał się przede wszystkim w wyniku rozwoju technologicznego pojazdów, konstrukcji silników i układów oczyszczania spalin, wspomaganym przez postęp w jakości paliw, głównie przez obniżenie zawartości siarki w paliwach do poziomu poniżej 10 mg/kg.

Nowe zasady prawne Unii Europejskiej [16] dotyczące emisji CO₂ dla samochodów osobowych należą do jednych z najbardziej wymagających przepisów w przemyśle motoryzacyjnym związanych z ochroną środowiska. Ten akt prawny określa konieczność redukcji CO₂ do 130 g/km dla średniego nowego parku samochodowego za pomocą ciągłego doskonalenia technologii konstrukcji silników. Dalsza redukcja emisji do docelowego poziomu 120 g CO₂/km ma nastąpić w wyniku dalszego udoskonalania technologicznego pojazdu oraz w wyniku zwiększenia wykorzystania biopaliw spełniających kryteria zrównoważonego rozwoju [16]. Z informacji zawartych w publikacji [17] wynika, że osiągnięto porozumienie pomiędzy Parlamentem Europejskim i Radą dotyczące zmniejszenia emisji CO₂ dla nowych samochodów osobowych w 2020 roku. Umowa ta określa sposób, w jaki powinien zostać osiągnięty cel – 95 g CO₂/km.

Podstawowymi punktami powyższego rozporządzenia [18] dla samochodów osobowych są:

- redukcja emisji CO₂ przez nowe samochody do 120 g/km, w tym redukcja 10 g/km, ma pochodzić ze stosowania zwiększonego udziału biopaliw,
- harmonogram dochodzenia do powyższego jest następujący:
 - 65% nowych samochodów będzie zgodne z wymaganiami w 2012 r.,
 - 75% w 2013 r.,
 - 80% w 2014 r.,
 - 100% w 2015 r.,
- wdrożenie innowacji ekologicznych przez dostawcę lub producenta samochodów pozwalających na zmniejszenie jego docelowego indywidualnego poziomu emisji CO₂ do 7 g CO₂/km,
- korzystne kredyty dla nabywających pojazdy emitujące mniej niż 50 g CO₂/km,

According to Regulation 443/2009 (EC) [16], the use of some alternative fuels may ensure significant reduction of CO₂ emission at all stages of the fuel chain. Therefore, this Regulation includes specific provisions that promote using vehicles fueled with alternative fuels in the European market, which also includes FFV vehicles. Article 6 of the Regulation establishes target individual levels of CO₂ emission for vehicles fueled with alternative fuels and it promotes the use of E85 ethanol fuel for fueling vehicles fitted with spark-ignition engines. Therefore, it is proposed that the individual level of CO₂ emission for each vehicle that can be adapted for E85 ethanol fuel – which in turn fulfills the requirements of relevant regulations of the EC and the European Specification – will be reduced by 5% by 31 December 2015. However, this reduction can be implemented only when at least 30% of the gas stations in individual member states, in which the vehicles are registered, offer ethanol fuel and when it fulfills the criteria of sustainable development determined for biofuels in the RED and FQD Directives.

4. Sources of exhaust emissions when fueled with E85

Combustion of fuels in engines always generates some undesirable products emitted in the engine exhaust gas. Vehicle fuel systems generate unburned fuel vapor, and open-vented engine crankcases release combustion products and oil vapors [19]. E85 is an engine fuel and, as such, its handling and storage causes emissions of toxic chemical pollutants and greenhouse gases. The emission of pollutants to the air occurs through evaporation of the fuel and combustion of the fuel in vehicle engines. However, the emission from E85 fueled engines is generally lower compared to that of the gasoline fueled engines [20].

4.1. Evaporative emissions

Air pollution through emission of chemical compounds resulting from evaporation of the ethanol fuel or gasoline can take place if penetration of vapors, ventilation of the tank, fuel leakage or vapor escape occurs. Penetration of vapors may take place alongside the fuel system (construction materials). This kind of emission, however, occurs more frequently for gasoline containing a low proportion of ethanol (E5 and E10 fuels) [21]. Ventilation of the fuel tank takes place when the fuel vapors escape from the tank during refueling and when gasoline evaporates in high ambient temperatures. Starting from the beginning of 2000, the ventilation of the tank is controlled by an on-board vapor-reclaiming unit installed in cars fuelled by E85 or gasoline [21]. Vapor may also come from fuel leakage or vapor escape. This type of emission is less common in FFV vehicles because of a continual improvement of the sealing materials applied in these vehicles [20, 21].

4.2. Exhaust emissions

Harmful air pollution resulting from fuel combustion in a car engine is emitted from the exhaust system after passing through a catalytic exhaust gas aftertreatment system. Reduction of exhaust emissions includes such exhaust com-

- producenci niszowi (10 000 do 300 000 sztuk) mogą wnioskować do Komisji Europejskiej o odstępstwo, które nie może być wyższe niż 25% w stosunku do redukcji średniego indywidualnego poziomu emisji CO₂ w 2007 r.,
- średnia emisja CO₂ nowego samochodu w 2020 r. nie może przekraczać 95 g/km, po przeprowadzeniu dokładnej oceny ustalonego celu,
- propozycja wprowadzenia elastycznej skali nakładania kar za niespełnienie wymagań ograniczania CO₂; producenci przekraczający ich celowe wymagania o więcej niż 3 g/km zapłacą 95 € za każdy dodatkowy gram. Mniejsze opłaty od 5 € i 25 € przewidziane są dla zakresu przekroczeń pomiędzy 1–3 g/km,
- po dokonaniu przeglądu, który uwzględni ewolucję liczby nowych samochodów osobowych zarejestrowanych we Wspólnocie oraz wszelkie zmiany w regulacyjnej procedurze kontrolnej pomiaru indywidualnych poziomów emisji CO₂, cele emisji CO₂ mogą być skorygowane i będą podlegać przeglądowi co trzy lata.

Według zapisów Rozporządzenia (EC) 443/2009 [16] stosowanie niektórych alternatywnych paliw może zapewnić znaczącą redukcję emisji CO₂ na wszystkich etapach łańcucha paliwowego. Dlatego Rozporządzenie to zawiera szczególne przepisy służące promowaniu na rynku Unii Europejskiej pojazdów napędzanych paliwami alternatywnymi, w tym pojazdów FFV. Artykuł 6 Rozporządzenia mówi o docelowych indywidualnych poziomach emisji CO₂ dla pojazdów zasilanych paliwem alternatywnym i promuje wykorzystanie do napędu silników samochodów o zapłonie iskrowym paliwa etanolowego E85. Z tego względu proponuje się, aby indywidualny poziom emisji CO₂ dla każdego takiego samochodu, który może być przystosowany do zasilania paliwem etanolowym E85, a które z kolei spełnia wymagania odpowiednich przepisów wspólnotowych a także europejskiej specyfikacji, został zmniejszony o 5% do 31 grudnia 2015 r. Jednak redukcję tę można zastosować tylko wtedy, gdy w danym państwie członkowskim, w którym pojazd został zarejestrowany co najmniej 30% stacji paliw będzie dostarczać paliwo etanolowe i spełni ono kryteria zrównoważonego rozwoju wyznaczone dla biopaliw Dyrektywami RED i FQD.

4. Źródła emisji substancji szkodliwych przy stosowaniu paliwa etanolowego E85

Spalanie paliw w silnikach zawsze generuje pewne niepożądane produkty emitowane w gazach spalinowych z silnika. Dodatkowo z układów paliwowych pojazdów wydostają się niespalone pary paliwa, a z wentylowanych w układzie otwartym skrzyń korbowych silników ulatniają się produkty spalania paliwa i pary oleju smarującego [19]. Paliwo etanolowe E85 jest paliwem silnikowym i jako takie powoduje emisję zanieczyszczeń toksycznych substancji chemicznych i gazów cieplarnianych podczas dystrybucji i magazynowania. Emisja zanieczyszczeń do powietrza atmosferycznego następuje w wyniku odparowania paliwa i jego spalania w silnikach samochodowych. Jednak emisja, której źródłem jest paliwo etanolowe E85 jest na ogół

ponents as NO_x , CO, HC and other toxic compounds formed in the air, generated by exhaust gas e.g. formaldehyde, 1,3-butadiene and CO_2 . A numerous comparative studies are being conducted of emissions of harmful substances from the combustion of E85 ethanol fuel E85 and gasoline. National Renewable Energy Laboratory (NREL) in Ohio studied the emission and fuel consumption in an FFV vehicle (1996 Ford Taurus) fueled with E85 ethanol fuel or reformulated

mniejsza w porównaniu z emisją przy stosowaniu tradycyjnej benzyny silnikowej [20].

4.1. Emisja na skutek odparowania paliwa

Zanieczyszczenie powietrza związkami chemicznymi na skutek parowania paliwa etanolowego E85 lub benzyny silnikowej może następować w wyniku przenikania par, odpowietrzania zbiornika paliwa, wycieku paliwa lub wydostawania się par. Przenikanie par może następować poprzez materiały konstrukcyjne układu paliwowego. Jednak ten rodzaj emisji występuje częściej przy stosowaniu benzyn silnikowych zawierających niski udział etanolu, jak paliwa E5 i E10 [21]. Odpowietrzenie zbiornika paliwa występuje wtedy, gdy pary paliwa wydostają się ze zbiornika podczas tankowania, a także gdy benzyna silnikowa odparowuje pod wpływem wysokiej temperatury otoczenia. Począwszy od 2000 r. odpowietrzanie zbiornika paliwa jest kontrolowane przez pokładowe urządzenia odzysku par, instalowane w samochodach zasilanych paliwem E85 lub benzyną silnikową [21]. Pary mogą pochodzić także z wycieków paliwa lub wydostawania się par z układu paliwowego. Ten rodzaj emisji jest mniej powszechny w samochodach FFV, ze względu na ciągłe doskonalenie materiałów uszczelniających stosowanych w tych samochodach [20, 21].

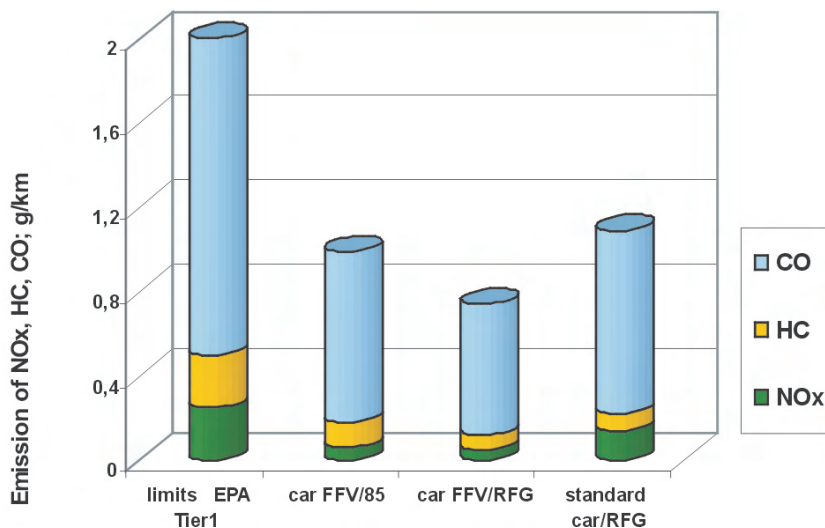


Fig. 1. Comparison of NO_x , HC and CO emission from cars
Rys. 1. Porównanie emisji NO_x , HC, CO z samochodów

gasoline with 2.7% (m/m) oxygen content [22]. Fig. 1 and 2 present a comparison of emissions of nitrogen oxides (NO_x), hydrocarbons (HC), carbon monoxide (CO) and carbon dioxide (CO_2) originating from a FFV fueled with E85 or reformulated gasoline (RFG) and from a standard car fuelled with reformulated gasoline (RFG) [22]. A standard car fueled with reformulated gasoline, even though fulfilled the requirements of the standard EPA Tier 1, had higher emissions than the FFV car. The CO_2 level was distinctly lower when the FFV engine was fueled with E85 rather than reformulated gasoline.

lenie materiałów uszczelniających stosowanych w tych samochodach [20, 21].

4.2. Emisja gazów spalinowych silnika

Szkodliwe zanieczyszczenia powietrza, powstałe na skutek spalania paliwa w silniku samochodowym, są emitowane z układu wydechowego po przejściu przez katalityczny układ oczyszczania spalin. Ograniczanie emisji szkodliwych substancji do powietrza atmosferycznego obejmują takie składniki, jak: NO_x , CO, HC oraz inne związki toksyczne powstające w powietrzu, których przyczyną są spaliny, np. formaldehyd, 1,3-butadien i inne, a także CO_2 . Przeprowadzono liczne badania porównawcze emisji substancji szkodliwych pochodzących ze spalania paliwa etanolowego E85 i ze spalania tradycyjnej benzyny silnikowej. National Renewable Energy Laboratory w Ohio wykonało badania emisji i zużycia paliwa w samochodzie FFV Ford Taurus (1996) zasilanym paliwem etanolowym E85 i benzyną silnikową reformulowaną z zawartością tlenu 2,7 % (m/m) [22].

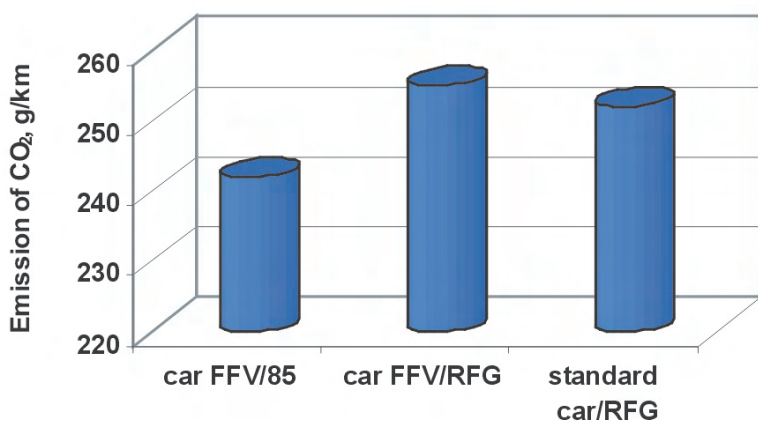


Fig. 2. Comparison of CO_2 emission from cars
Rys. 2. Porównanie emisji CO_2 z samochodów

Na rysunkach 1 i 2 przedstawiono porównanie emisji tlenków azotu (NO_x), węglowodorów (HC) i tlenku węgla (CO) oraz ditlenku węgla (CO_2) z samochodu FFV zasilanego paliwem E85 lub benzyną reformulowaną RFG oraz z samochodu zasilanego benzyną reformulowaną RFG [22].

Research studies carried out in relation to the influence of fuel combustion on air pollution on fleets of various car models do not always render convergent and unambiguous findings due to a large number of variables. However, in 2008 the NREL in the USA carried out a detailed analysis of the test data, relating them to the existing emission requirements [23]. These studies compare emission changes between E85 fueled FFV vehicles and gasoline fueled FFV vehicles or standard vehicles fueled with gasoline, but not

Samochód tradycyjny zasilany benzyną silnikową reformułowaną pomimo spełnienia limitów EPA Tier 1 charakteryzował się wyższą emisją niż samochód typu FFV. Wyraźnie mniejszy był poziom CO₂ w sytuacji zasilania silników samochodów FFV paliwem etanolowym E85 niż benzyną silnikową reformułowaną.

Badania prowadzone w zakresie wpływu spalania paliw na zanieczyszczenie powietrza atmosferycznego na flotach różnych modeli samochodów nie zawsze podają zbieżne i

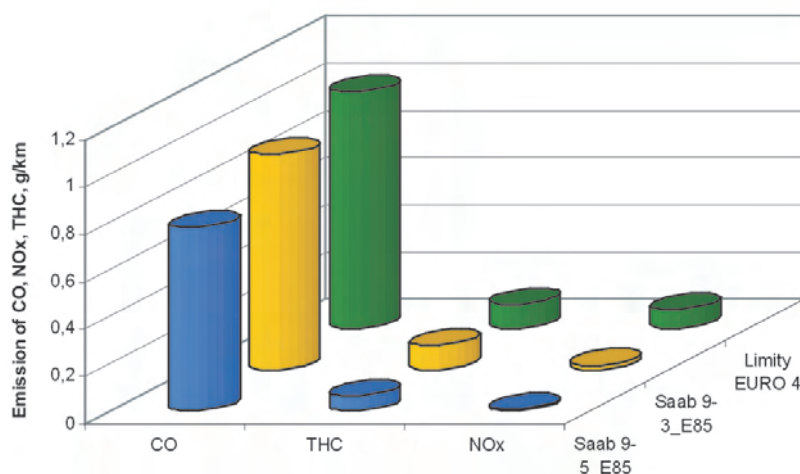


Fig. 3. Emission from adapted cars fueled with E85

Rys. 3. Emisja z samochodów przystosowanych do zasilania E85

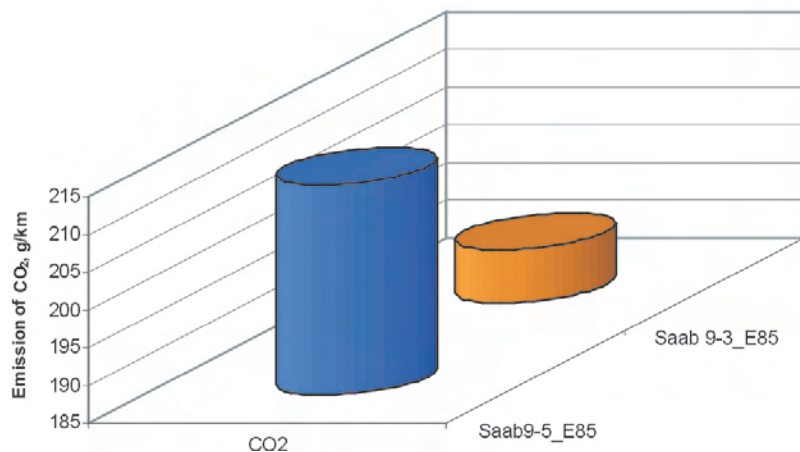


Fig. 4. Emission of CO₂ from adapted cars fueled with E85

Rys. 4. Emisja CO₂ z samochodów przystosowanych do zasilania E85

adapted for E85 fueling. The results of this analysis [23] demonstrated that the average emission of carbon dioxide from combustion of the investigated fuels in all types of tested vehicles, was either reduced or its difference, when E85 and gasoline were compared, was statistically insignificant. Differences were observed in the emission of other toxic compounds formed during fuel combustion. Thus, FFV vehicles fueled with E85 ethanol fuel contributed to the increased content of formaldehyde, acetaldehyde and methane in the air.

jednoznaczne wnioski ze względu na dużą liczbę zmiennych. Jednak w 2008 r. National Renewable Energy Laboratory (NREL) w USA przeprowadziło szczegółową analizę danych z badań, odnosząc ją do obowiązujących wymagań emisji [23]. Studia te przedstawiają porównanie zmian w emisji z pojazdów typu FFV zasilanych paliwem etanolowym E85 z emisją z pojazdów FFV zasilanych benzyną silnikową lub pojazdów samochodowych zasilanych benzyną silnikową nieprzystosowanych do zasilania paliwem etanolowym E85. Wyniki tej analizy [23] wskazały, że średnio emisja ditlenku węgla CO₂ ze spalania badanych paliw we wszystkich badanych typach pojazdów albo uległa zmniejszeniu dla paliw etanolowych, albo statystycznie nie stwierdzono istotnej różnicy pomiędzy spalaniem paliwa etanolowego E85 i benzyny silnikowej. Różnice zauważono przy emisji innych toksycznych związków chemicznych powstających na skutek spalania paliw w silniku. I tak pojazdy FFV napędzane paliwem etanolowym przyczyniały się do wzrostu zawartości formaldehydu, aldehydu octowego i metanu w otaczającym powietrzu. W ramach europejskiego projektu BEST badano możliwość przystosowania tradycyjnych samochodów napędzanych benzyną bezołowiową do zasilania paliwem etanolowym E85. Celem tego była, między innymi, ocena emisji gazów cieplarnianych i emisji zgodnej z wymaganiami EURO [24].

Badano następujące samochody: Saab 9.5 2.3T 2004, Opel Signum 2,0 T 2004 i Chevrolet Colorado 2,8 litra 2006. Modele te wyposażone były w oprogramowanie BSR Flexifuel w układzie sterowania silnikiem. Emisję spalin badano według New European Driving Cycle (NEDC). NEDC jest obecnie obowiązującym cyklem badań dla europejskiej certyfikacji w zakresie emisji zanieczyszczeń z samochodów osobowych. W rezultacie badań emisji, przeprowadzonych w warunkach podanych w publikacji [24], otrzymano wyniki poniżej limitów Euro 4. Rysunki 3 i 4 pokazują wyniki [24] emisji

The framework of BEST (a European project), has analyzed the possibility of adapting traditional cars fueled with gasoline to E85 fueling. The aim of the task was, inter alia, the evaluation of the greenhouse gas emissions and EURO emissions [24]. The subject of the study were the following cars: 2004 2.3T Saab 9.5, 2004 2.0T Opel Signum and 2006 2.8 Chevrolet Colorado. These models are fitted with ECU systems based on the BSR flexifuel software. Exhaust emissions were studied according to New European Driving Cycle (NEDC). NEDC is the applicable test cycle for European emission certification of light-duty vehicles. Emission tests conducted under conditions given in [24] yielded results below the Euro 4 limits. Fig. 3 and 4 show the results of the [24] exhaust emissions tests on vehicles adapted to E85 ethanol fueling.

5. Emission of GHG in the life cycle of ethanol E85

The emission of greenhouse gases (GHG) related to production and application of ethanol fuel consists of emissions obtained in the evaluation of the E85 life cycle, starting from the location of the farmland through the combustion of the fuel in a car engine. Life cycle analysis is a technique used to assess the environmental impacts of all stages of a product life, including raw material extraction, processing, manufacturing, distribution, use, and disposal or recycling. The use of ethanol as a vehicle fuel has measurable benefits in terms of greenhouse gas emissions, compared to gasoline. Carbon dioxide (CO_2) emitted when ethanol is used as fuel in cars is balanced by the CO_2 captured during the cultivation. As a result, the combustion of ethanol in FFV cars causes a lower net CO_2 emission than it is for conventional vehicles per unit of traveled distance [25]. A study conducted in 2007 by Argonne National Laboratory has shown that when the entire fuel life cycle was taken into account, the use of corn-based ethanol instead of gasoline reduced greenhouse gas emissions in the life cycle by 19% to 52% depending on the energy source used during the production of ethanol. The use of cellulose-derived ethanol provides an even greater reduction in greenhouse gas emissions by up to 86% [25].

6. Technical and operational concerns and challenges

It is commonly known that ethanol-gasoline blends can pose many engine operation-related technical problems because ethanol differs from gasoline in some key properties. This poses a challenge when solving issues related to the deposits on the intake valve, combustion chambers, intake system and injector nozzles, increased valve sticking, cold-weather starting, fuel system corrosion, fuel filter clogging and loss of fuel economy. Ethanol has a heat of vaporization of 855 J/g, which is 280% more than gasoline. This higher heat of vaporization results in a 245% better charge cooling when E85 is applied and allows increased compression ratio and ignition advance [26]. At the same time, the increased fuel vaporization and increased amount of fuel in the intake port has a strong cooling effect and

toksycznych składników spalin z pojazdów przystosowanych do napędzania paliwem etanolem E85.

5. Emisja GHG w cyklu życia paliwa etanolowego E85

Na emisję gazów cieplarnianych GHG, związaną z wytworzeniem i zastosowaniem paliwa etanolowego E85, składają się emisje cząstkowe, uzyskane w ocenie cyklu życia produktu jakim jest to paliwo, począwszy od lokalizacji gruntów rolnych pod uprawy aż do spalania tego paliwa w silniku samochodu. Analiza cyklu życia to technika wykorzystywana do oceny oddziaływania na środowisko wszystkich etapów życia produktu, w tym wydobycia surowca, przetwarzania, produkcji, dystrybucji, użytkowania i utylizacji lub recyklingu. Stosowanie etanolu jako paliwa do pojazdów ma wymierne korzyści w aspekcie emisji gazów cieplarnianych w porównaniu ze stosowaniem benzyny silnikowej. Emisja ditlenku węgla (CO_2) emitowanego podczas stosowania etanolu jako paliwa w samochodach jest równoważona przez CO_2 wychwytywane w czasie upraw. W rezultacie samochody FFV, spalając etanol emitują mniej CO_2 netto niż konwencjonalne pojazdy na jednostkę przebytej drogi [25]. Badania przeprowadzone w 2007 r. przez Argonne National Laboratory pokazały, że kiedy bierze się pod uwagę cały cykl życia paliwa, stosowanie etanolu pochodzącego z kukurydzy zamiast benzyny silnikowej powoduje zmniejszenie emisji gazów cieplarnianych w cyklu życia o 19% do 52%, w zależności od źródła energii wykorzystywanej podczas produkcji etanolu. Stosowanie etanolu pochodzącego z celulozy zapewnia jeszcze większą redukcję emisji gazów cieplarnianych – nawet o 86% [25].

6. Problemy, wyzwania techniczne i eksploatacyjne

Powszechnie wiadomo, że mieszanki etanolu z benzyną silnikową mogą powodować wiele problemów technicznych w pracy silnika, ponieważ etanol różni się od benzyny silnikowej w niektórych kluczowych właściwościach. Stanowi to wyzwanie w zakresie rozwiązywania problemów związanych z krytycznymi osadami na zaworach dolotowych, w komorach spalania, w układzie dolotowym i na końcówkach wtryskiwaczy, wzrostem tendencji do zawieszania zaworów, utrudnionym rozruchem w warunkach niskich temperatur, korozją układu paliwowego, zatykaniem filtra paliwa i wzrostem zużycia paliwa. Etanol charakteryzuje się ciepłem parowania 855 J/g, 280% większym niż benzyna. To wyższe ciepło parowania powoduje o 245% lepsze chłodzenie ładunku mieszanki paliwowo-powietrznej, gdy stosowane jest E85, co umożliwia podwyższenie stopnia sprężania i zwiększenie wyprzedzenia zapłonu [26]. Zwiększone odparowanie paliwa z równoczesnym zwiększeniem ilości paliwa znajdującego się w kanale dolotowym powoduje silny efekt chłodzenia, a tym samym zwiększa się gradient temperatury w głowicy, który nakłada się na inne naprężenia wynikające z obciążenia mechanicznego, zwiększonego ciśnienia spalania i resztkowe naprężenia cieplne, co prowadzi do pęknięć powstających w najbardziej obciążonych strefach głowicy silnika [26]. Ważnym problemem są siarczany przenoszone



Fig. 5. Valve deposit formation from E10 fuel treated with standard additive package unsuitable for ethanol-gasoline blend [29]

Rys. 5. Utworzone na zaworach osady pochodzących z paliwa E10, do którego zastosowano standardowy pakiet dodatków nieodpowiedni dla mieszanin etanol-benzyna [29]

thereby increases the thermal gradient across the cylinder head. It is superimposed on other stresses from the mechanical load, increased combustion pressure and residual thermal stresses, which leads to formation of cracks in the highly stressed zones of the engine head [26]. A serious question is the carry-over sulfates in the ethanol. Sulfates are impurities from the bio-ethanol fermentation process but may as well be derived from certain types of corrosion inhibitors used in E85. Sulfates are soluble in ethanol, but can precipitate when ethanol is blended with gasoline, thus significantly contributing to the filter and fuel injector clogging, let alone forming deposits on the intake valves and combustion chambers. It is well known that spark ignition combustion engines can build up large deposits in both port fuel injected engines and direct injected engines. These deposits increase the fuel consumption, cause higher exhaust emissions and poor performance. Therefore, in the World Wide Fuel Charter (WWFC), car manufactures recommend using gasoline additives (including detergents) to improve the quality of gasoline. However, in terms of fuel additives, ethanol blended fuels create unique challenges. Although high ethanol content fuels are clean-burning fuels, deposits can still build up in engines, particularly on the intake ports, intake valves and injectors nozzles. Ethanol vaporizes at a much higher temperature than gasoline. This should cause some relative cooling in the intake system and on the intake valves. Valve temperature is believed to play a key role in the formation of intake valve deposit (IVD) [27]. In addition, solubility or polarity of the fuel can affect the behavior of both the deposit precursors and the detergent additives. Traditional gasoline detergent additives can have solubility problems in ethanol fuels leading to formation of deposits. Ethanol can also dilute some of

do paliwa etanolowego. Siarczany są zanieczyszczeniami z procesu fermentacji bioetanolu, ale mogą również pochodzić z pewnych typów inhibitorów korozji stosowanych w E85. Są one rozpuszczalne w etanolu, lecz mogą wytrącać się podczas mieszania etanolu z benzyną, znacząco przyczyniając się do zatykania filtra i wtryskiwaczy paliwa, jak również do tworzenia osadów na zaworach dolotowych i w komorach spalania. Wiadomo, że w silnikach spalinowych o zapłonie iskrowym mogą tworzyć się silne osady zarówno przy zastosowaniu pośredniego, jak i bezpośredniego wtrysku paliwa. Osady te zwiększają zużycie paliwa i powodują wyższą emisję gazów spalinowych oraz pogorszą osiągi i właściwości użytkowo-eksploatacyjne. Dlatego producenci samochodów zalecają w Światowej Karcie Paliw (WWFC) stosowanie dodatku do benzyny (w tym dodatków detergentowych) w celu poprawy jej właściwości. Jednak z perspektywy dodatku do paliwa, mieszaniny paliw etanolowych tworzą unikalne wyzwania. Chociaż wysokoetanolowe paliwa są paliwami, które spalają się „czysto”, osady mogą nadal tworzyć się w silnikach, szczególnie w kanałach dolotowych, na zaworach dolotowych i na końcówkach wtryskiwaczy. Etanol odparowuje w znacznie wyższych temperaturach niż benzyna. Powinno to powodować odpowiednie większe chłodzenie w układzie dolotowym i na zaworach dolotowych. Uważa się, że temperatura zaworu odgrywa podstawową rolę w tworzeniu osadów na zaworach dolotowych (IVD) [27], ponadto rozpuszczalność lub polarność paliwa może mieć wpływ na zachowanie zarówno prekursorów osadów, jak i dodatków detergentowych. Tradycyjne dodatki detergentowe do benzyny mogą być trudno rozpuszczalne w paliwach etanolowych i prowadzić do tworzenia osadu. Etanol może również rozcieńczać niektóre składniki benzyny, które są znane z tworzenia osadów na zaworach dolotowych. Także pewne związki chemiczne obecne w handlowym dodatku detergentowym stwarzają problemy już przy stosowaniu w benzynie zawierającej jedynie 10% (V/V) etanolu. Standardowe testy silnikowe przeprowadzone w INiG zgodnie z procedurą testową CEC F-20-98 wykazały, że wprowadzenie 10% (V/V) etanolu do standardowej benzyny wraz z nieodpowiednio sformułowanym pakietem dodatków powoduje wzrost tendencji do dużego wzrostu osadów na zaworach dolotowych (rys. 5)

Paliwa stanowiące mieszaniny wysokoetanolowe, w tym najbardziej popularna E85, zawierają mało lub nie zawierają

the gasoline components that are known to create intake valve deposits. Certain chemical compounds of commercial detergent additives may also cause problems when used in gasoline containing merely 10% (V/V) ethanol. Standard engine tests carried out by INiG in compliance with the CEC F-20-98 test procedure have shown that introducing 10% (V/V) ethanol into standard gasoline with unsuitably formulated additive package will result in forming much greater intake valve deposits Fig. 5.

Higher-level ethanol blends, including the most popular E85, contain little or no detergent additives. What is worse, many existing gasoline additives are not fully compatible with E85 and may not be completely soluble precipitating from the solution or being trapped on the fuel filters. Consequently, carbon-like deposits are typically found in the intake ports, on the intake valves and on the injectors nozzles of Flexifuel engines, which has been proved during INiG engine tests [29] – Fig. 6. These critical deposits generally result in poor vehicle perform-

żanych dodatków detergentowych. Ponadto wiele istniejących dodatków do benzyny nie jest w pełni kompatybilnych z E85, a także mogą być one całkowicie nierozpuszczalne, wypadając z roztworu w formie osadu, lub powodować zatykanie się filtrów paliwa. W konsekwencji osady koksowe zazwyczaj tworzą się w kanałach dolotowych, na zaworach dolotowych i na końcówkach wtryskiwaczy paliwa silników Flexifuel, co zostało potwierdzone w testach prowadzonych przez INiG na silnikowych stanowiskach badawczych [29] – rys. 6. Te krytyczne osady mogą powodować wzrost tendencji do zawieszania zaworów, korozji układu paliwowego, zwiększonego zużycia paliwa i emisji gazów spalinowych, zatykania filtrów paliwowych i ogólnie do pogorszenia osiągnięć i właściwości użytkowo-eksploatacyjnych pojazdu.

Komercyjnie dostępne dodatki do benzyn nie wydają się kompatybilne z E85, więc nie nadają się do tego rodzaju paliw. Również problemy w zakresie rozpuszczalności wykluczają korzystanie z tych samych dodatków jak do benzyn w paliwie E85. Wybór dodatku o niewłaściwym składzie

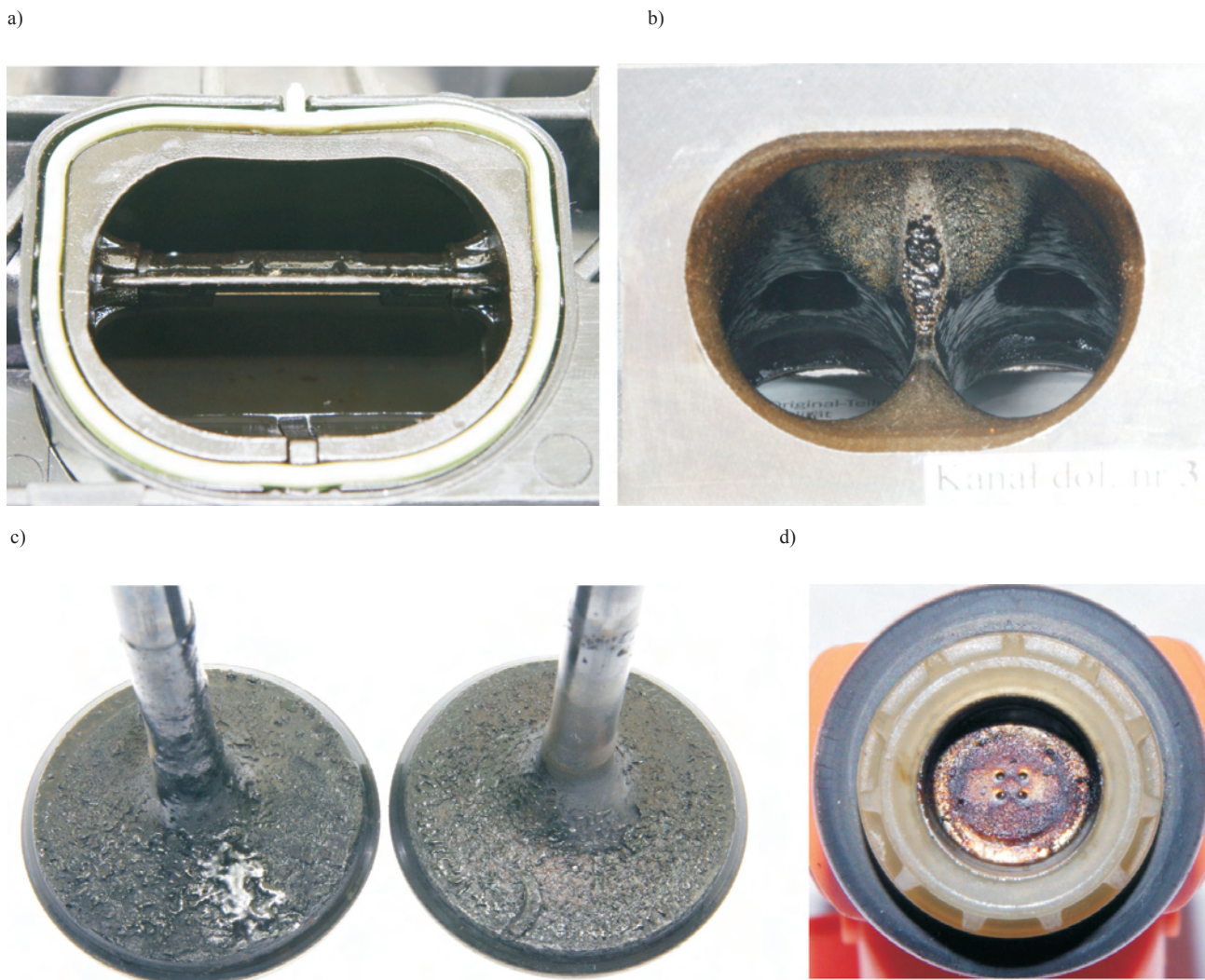


Fig. 6. Deposit formation on the intake ducts (a), intake ports (b), intake valves (c) and injector nozzle (d) from E85 treated with a standard additive package unsuitable for ethanol fuel [29]

Rys. 6. Osady utworzone w przewodach dolotowych (a), kanałach dolotowych (b) na zaworach dolotowych (c) i na końcówkach wtryskiwaczy (d) pochodzące z paliwa E85, do którego zastosowano standardowy pakiet dodatków nieodpowiedni dla paliwa etanolowego [29]

ance and can increase the tendency for valve sticking, fuel system corrosion, fuel consumption, exhaust emissions or fuel filter clogging.

Commercially available E85 does not appear to be compatible with conventional detergents partly due to solubility issues, which also precludes using these gasoline additives in E85 fuel. The influence of the interactions between various gasoline-ethanol blends and additives on the deposit formation in FFVs is still insufficiently explored. However, there is no doubt that using proper deposit control additives (generally a multifunctional package containing detergents) and choosing the correct treatment level can improve performance and counteract the said issues.

7. Summary

The introduction of E85 ethanol fuel into the market continues in both the United States and Europe. It is preceded by costly research in vehicle technologies and engine design and determination of suitable quality parameters for correct operation of all automobile systems. This shows the specific and inevitable changes that are progressing in the world energy balance. Even though the energy for motor transport obtained from renewable sources constitutes only a small percentage, the share of alternative fuels in the entire volume of engine fuels is growing.

The energy policy adopted by the Polish Government to be executed by 2030 indicates a growing integration of the Polish liquid fuel, natural gas and electric energy markets with the European systems, which necessitates a quest for and an increase in the energy security as well as the reserves of all liquid and gaseous fuels [28]. In Poland, the already existing ethanol manufacturing facilities enable the production of E85. The construction of the automobile market is the sum of actions and decisions of the entities that operate in it because the car models adapted for E85 fuel are already in production. In light of the assumptions of the government energy policy, the enforced Kyoto Protocol and the possibilities of trading surplus reduced greenhouse gas emission, there are possibilities of investing in fuel distribution network and creating advantageous financial mechanisms promoting such fuels.

Markets with ethanol-blended fuels must factor in that ethanol is not a traditional fuel, it still requires further development, and there are still issues to be resolved. For trouble-free operation, it is essential to use additives that have been properly formulated for the use in ethanol-containing fuels. Special additives will have to be formulated to overcome the technical challenges related to effective use of gasoline-ethanol blends.

Acknowledgments

This paper is based on the project 'Influence of bioethanol fuels treatment on the operating performance, ecological properties and GHG emissions of spark ignition engines' under the Polish – Norwegian Research Cooperation in the years 2013 to 2015, No. Pol-Nor/199100/6/2013.

chemicznym może prowadzić do podobnych problemów, jeśli dodatek nie jest całkowicie rozpuszczalny w paliwie. Niewiele jeszcze wiadomo na temat interakcji pomiędzy różnymi mieszaninami benzyna-etanól i dodatkami w aspekcie ich tendencji do formowania osadów w silnikach FFV. Jednak nie ma wątpliwości, że za pomocą odpowiednich dodatków można kontrolować osady (zazwyczaj pakiet wielofunkcyjny zawierający detergenty) i wybierając odpowiedni poziom dozowania można poprawić właściwości eksploatacyjne oraz przeciwdziałać wyżej wymienionym problemom.

7. Podsumowanie

Wdrażanie na rynek paliwowy paliwa etanolowego E85 postępuje zarówno w USA, jak i w Europie. Poprzedzone jest to kosztownymi badaniami w zakresie zmian technologicznych pojazdów, konstrukcji silników, ustalania parametrów jakościowych odpowiednich dla właściwej pracy wszystkich układów montowanych w pojazdach samochodowych. Obrazuje to konkretne i nieuchronne zmiany, jakie następują w światowym bilansie energetycznym. Energia dla celów transportu samochodowego pozyskiwana jest ze źródeł odnawialnych; i chociaż obecnie jest to niewielki procent, to jednak udział paliw alternatywnych w ogólnej puli paliw silnikowych rośnie.

Przyjęte przez rząd polski zasady polityki energetycznej do 2030 r. to wzrastająca integracja polskich rynków paliw płynnych, gazu ziemnego, energii elektrycznej z systemami unijnymi i w ten sposób poszukiwanie i zwiększanie bezpieczeństwa energetycznego, a także zwiększanie poziomu zapasów wszystkich paliw, zarówno płynnych, jak i gazowych [28]. W Polsce, biorąc pod uwagę istniejące już instalacje produkujące etanol paliwowy, jest możliwość produkcji paliwa etanolowego E85. Budowa rynku samochodowego jest kwestią działań podmiotów operujących na tym rynku, gdyż modele samochodów przystosowanych do zasilania paliwem etanolowym E85 są już produkowane. W aspekcie nowych założeń polityki energetycznej rządu, obowiązywania protokołu z Kioto, możliwości handlu nadwyżkami redukcji emisji gazów cieplarnianych istnieją możliwości inwestycji w sieć dystrybucji paliwa i stworzenia korzystnych mechanizmów finansowych promujących takie paliwo.

Rynki z paliwami etanolowymi muszą jednak brać pod uwagę, że etanol nie jest tradycyjnym paliwem i nadal wymaga rozwiązania wielu problemów oraz dalszego rozwoju. Dla bezawaryjnej pracy silnika niezbędne jest stosowanie dodatków uszlachetniających, które zostały odpowiednio przygotowane do stosowania w paliwie zawierającym etanol. Zatem w celu rozwiązania problemów technicznych związanych z efektywnym wykorzystaniem mieszanek etanolu z benzyną muszą zostać opracowane specjalne dodatki przeznaczone do takich paliw.

Podziękowanie

Artykuł powstał na podstawie realizowanego w INiG w latach 2013-2015 projektu w ramach programu Polsko-Norweskiej Współpracy Badawczej, nr Pol-Nor/199100/6/2013; „Influence of bioethanol fuels treatment for operational performance, ecological properties and GHG emissions of spark ignition engine”

Bibliography/Literatura

- [1] Document of U.S. Department of Energy – Energy Policy Act of 1992 (EPAAct).
- [2] Handbook for handling, Storing and Dispensing E85, U.S. Department of Energy, April 2002.
- [3] Summary of the study of E85 Fuel in the USA, CRC Report No. E-79-2; Winter 2006-2007, May 2007, <http://www.crcao.org/reports/recentstudies2007/E-79-2/E-79-2-%20E85%20Summary%20Report%202007.pdf> - dostęp 05.02.2014
- [4] National Survey of E85 Quality, CRC Report No. E-85; November 2009 www.crcao.org/reports/recentstudies2009/E-85/E-85%20Final%20Report%20_120609_.pdf – dostęp 05.02.2014
- [5] Szwarz A.: Use of bio-fuels in Brazil; Consultant Ministry of Science and Technology In-Session Workshop on Mitigation; SBSTA.21/COP.10; 9.12.2004 Buenos Aires; unfccc.int/files/meetings/cop_10/in_session_workshops/mitigation/application/pdf/041209szwarzusebiofuels_in_brazil.pdf – dostęp 05.02.2014
- [6] Brazil Temporarily Reduces Ethanol Content in Gasoline from 25% to 20%; www.greencarcongress.com/2010/01/brazil-20100113.html – dostęp 05.02.2014
- [7] Japan and Brazil Cooperating to Promote Ethanol Use; www.greencarcongress.com/2005/05/japan_and_brazi.html - dostęp 05.02.2014
- [8] Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 april 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC (RED).
- [9] Directive 2009/30/EC of the European Parliament and of the Council of 23 april 2009 amending Directive 98/70/EC as regards the specification of petrol, diesel and gas-oil and introducing a mechanism to monitor and reduce greenhouse gas emissions and amending Council Directive 1999/32/EC as regards the specification of fuel used by inland waterway vessels and repealing Directive 93/12/EEC (FQD).
- [10] Bringing biofuels on the market, CE Delft, Committed to the Environment, July 2013 - dostęp z www.cedelft.eu 12/09/13
- [11] CWA 15293:2005 – Automotive fuels – Ethanol E85 – Requirements and test methods.
- [12] CEN/TS 15293:2011 – Automotive fuels – Ethanol (E85) automotive fuel – Requirements and test methods.
- [13] Available FFV Models. Available FFV brands (beginning of 2009) <http://www.best-europe.org/Pages/ContentPage.aspx?id=589> – dostęp 05.02.2014
- [14] http://en.wikipedia.org/wiki/List_of_flexible-fuel_vehicles_by_car_manufacturer - access on 14.01.2014
- [15] Directive 98/69/EC of the European Parliament and of the Council of 13 october 1998 relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles and amending Council Directive 70/220/EEC
- [16] Regulation (EC) No 443/2009 of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 setting emission performance standards for new passenger cars as part of the Community's integrated approach to reduce CO₂ emissions from light-duty vehicles Text with EEA relevance.
- [17] ACEA STATEMENT: Agreement on 2020 CO₂ targets for cars; http://www.acea.be/news/news_detail/acea_statement_agreement_on_2020_co2_targets_for_cars/ – dostęp 24.01.2014.
- [18] European Automobile Industry Report 09/10, ACEA, www.acea.be – dostęp 24.01.2014
- [19] Review of fuel ethanol impacts on local air quality; May 2008, London BEST Deliverable No D9.1; http://www.best-europe.org/upload/BEST_documents/info_documents/Best%20reports%20etc/D9.14%20-%20Review%20of%20Ethanol%20Fuel%20Impacts%20on%20Local%20Air%20Quality_080516.pdf – dostęp 24.01.2014
- [20] Ethanol Vehicle Emissions; www.afdc.energy.gov/vehicles/flexible_fuel_emissions.html – dostęp 24.01.2014
- [21] Haskew H.M., Liberty T.F., McClement: FUEL PERMEATION FROM AUTOMOTIVE SYSTEMS: E0, E6, E10, E20 AND E85; Final Report CRC Project No. E-65-3; December, 2006; www.afdc.energy.gov/vehicles/flexible_fuel_emissions.html – access on 21.01.2014
- [22] Setting a Quality Standard for Fuel Ethanol; DEH Ethanol Standard 18/2004 Report; International Fuel Quality Center; www.environment.gov.au/archive/fuelquality/publications/pubs/ifqc-report.pdf - dostęp 26.01.2014.
- [23] Yanowitz J., McCormick R.L.: Effect of E85 on Tailpipe Emissions from Light-Duty Vehicles; Journal of the Air & Waste Management Association, February 2009.
- [24] Emissions and experiences with E85 converted cars in the BEST project; TREN/05/FP6EN/S07.53807/019854; March 2010, Växjö, Sweden BEST Deliverable No D1.20; http://www.best-europe.org/upload/BEST_documents/info_documents/Best%20reports%20etc/D1.20_Emissions_and_experiences_with_E85_converted_cars_incl_app_5_100121.pdf – dostęp 03.02.2014.
- [25] Life Cycle Emissions, www.afdc.energy.gov/afdc/vehicles/emissions_e85.html; – dostęp 03.02.2014
- [26] Bergström K., Melin S-A., Coleman J.: The New ECOTEC Turbo BioPower Engine from GM Powertrain – Utilizing the Power of Nature's resources; 28th Internationales Wiener Motorensymposium 2007.
- [27] Grant L.J., Mason R.L.: SwRI-BMW N.A. Intake Valve Deposit Test – A Statistical Review; SAE Paper No. 922215.
- [28] Polityka energetyczna Polski do 2030 roku, Ministerstwo Gospodarki, Załącznik do uchwały nr 202/2009 Rady Ministrów z dn. 10 listopada 2009.
- [29] Realizowany w INiG w latach 2013-2015 projekt w ramach programu Polsko-Norweskiej Współpracy Badawczej, nr Pol-Nor/199100/6/2013; „Influence of bioethanol fuels treatment for operational performance, ecological properties and GHG emissions of spark ignitron engine”

Martynika Pałuchowska, DEng. – Leader direction: Fuels for spark ignition engines, National Research Institute in Cracow.

Dr inż. Martynika Pałuchowska – Lider kierunku: Paliwa do silników o zapłonie iskrowym, Państwowy Instytut Badawczy w Krakowie.

e-mail: martynika.paluchowska@inig.pl



Zbigniew Stępień, DEng. – Manager of Engine and Tribology Tests Laboratory – National Research Institute in Cracow.

Dr inż. Zbigniew Stępień – Kierownik Laboratorium Badań Silnikowych i Trybologicznych, Instytut Nafty i Gazu – Państwowy Instytut Badawczy w Krakowie.

e-mail: stepien@inig.pl



Grażyna Żak, PhD. – Technology of Additives Laboratory Supervisor, Oil and Gas Institute in Cracow.

Dr Grażyna Żak – Kierownik Laboratorium Technologii Dodatków, Instytut Nafty i Gazu – Państwowy Instytut Badawczy w Krakowie.

e-mail: zak@inig.pl



The 4th International Exhaust Emissions Symposium 22-23 May 2014, BOSMAL, Bielsko-Biala (Poland)



Trends in automotive emissions, fuels, lubricants, legislation and test methods – present and future
Trendy w motoryzacyjnej emisji, paliwach, smarach, prawodawstwie i metodach badawczych – terażniejszość i przyszłość

A brief overview from the perspective of the International Organising Committee
Relacja z perspektywy Międzynarodowego Komitetu Organizacyjnego

Dr. Piotr Bielaczyc, Joseph Woodburn

Introduction

Notwithstanding decades of improvement in the industry, concern over the impact of vehicles on air quality remains high. Emissions of greenhouse gases from road vehicles remain very high on the political agenda; emissions of particulate matter are coming under increasing scrutiny as a form of pollution with wide-ranging negative impacts; certain as-yet unregulated gaseous emissions are potential air quality risks. Looking to the longer term, the security of the oil supply and broader energy usage concerns have become very much part of the automotive development landscape. Concern over gaseous and solid pollutants – perhaps most infamously CO₂ – has become a concern for all major global markets, not just the United States and European Union.

The response to this has been the introduction of various pieces of legislation, some imposing increasingly strict emissions limits; others various mandates, incentives and quotas regarding fuel consumption and the types of fuels used. Now, following revelations that emissions from real vehicle usage are generally poorly reproduced in the laboratory, test methods themselves are changing: first in the laboratory (e.g. the WLTP/C – GTR15; USA CFR 1065/1066 procedures); furthermore, real driving emissions have increased in importance to the point where RDE/PEMS measurements will soon be a legal requirement. Randomised laboratory test cycles also remain a possibility, although probably only for particle number measurements. The introduction of particle number limits and increased scrutiny of particulate emissions from engine types other than Diesel represents a somewhat new and challenging direction in emissions testing and control. These factors exert massive pressure on vehicle and engine manufacturers (both light duty and heavy duty), their suppliers and the oil and fuel industries. Other, allied fields such as R&D and fuel additive and lubricant suppliers also find themselves subject to the same forces. Many of the aforementioned problems are shared by the various stands of the industry – passenger car and light commercial vehicle/heavy duty/off road/marine – and many of the proposed strategies and technical solutions have multi-segment applicability.

However, the market is dictated not only by political and technical factors, but also by consumer demands, which are themselves also evolving. Something both legislators and the general public have in common is the goal of reducing fuel consumption, without any sacrifices in terms of durability or safety. Responding to this pressure, a broad range of advanced engine technologies, catalytic aftertreatment

Wstęp

Niezależnie od wprowadzanych od dziesięcioleci różnych udoskonaleń w przemyśle motoryzacyjnym, negatywny wpływ pojazdów na jakość powietrza pozostaje ciągle bardzo duży. Rozwiązanie problemów związanych z emisją gazów cieplarnianych z pojazdów drogowych jest priorytetowe w polityce środowiskowej. Emisja cząstek stałych jako rodzaj zanieczyszczeń z szerokim zakresem negatywnego wpływu jest pod coraz większą kontrolą. Pewne nieregulowane emisje związków gazowych są także potencjalnie niebezpieczne dla jakości powietrza. W ujęciu długoterminowym zapewnienie stałych dostaw ropy naftowej oraz kwestie zużycia energii stały się bardzo ważnym aspektem motoryzacyjnego rozwoju. Obawy dotyczące dużej emisji gazowych i stałych zanieczyszczeń, w tym najbardziej CO₂, stały się problemem dla wszystkich głównych rynków motoryzacyjnych, nie tylko w Stanach Zjednoczonych czy Unii Europejskiej, ale też w Azji.

Aby temu zapobiegać, ustanawiane są różne akty prawne wprowadzające coraz bardziej rygorystyczne limity emisji, a także systemy różnych kar lub zachęt i dopłat dotyczących zużycia paliwa i rodzaju zastosowanego paliwa. Obecnie po stwierdzeniu w wyniku badań, że emisja zanieczyszczeń podczas rzeczywistego użytkowania pojazdu jest słabo odwzorowana w laboratorium, zmieniane są metody badawcze w tych laboratoriach (np. procedury WLTP/C – GTR15, USA CFR 1065/1066) oraz wprowadzane są pomiary w warunkach drogowych. Emisja w rzeczywistych warunkach zyska na znaczeniu w momencie, gdy pomiary RDE/PEMS staną się wymogiem prawnym. Wybrane cykle badań laboratoryjnych nadal pozostaną w użyciu, choć prawdopodobnie będą wykorzystywane tylko do pomiaru liczby cząstek stałych. Wprowadzenie limitów odnośnie do liczby cząstek stałych i kontroli ich emisji nie tylko z silników ZS stanowi nowy i ambitny kierunek w badaniach oraz kontroli emisji. Wywiera to dużą presję na producentów pojazdów i silników (zarówno lekkich, jak i ciężkich), ich dostawców oraz na przemysł olejowy i paliwowy. Podobnie jest w odniesieniu do dostawców dodatków do paliw i smarów oraz jednostek badawczo-rozwojowych prowadzących działalność w pokrewnych dziedzinach. Wiele z wymienionych kwestii jest wspólnych dla różnych branż – samochodów osobowych, dostawczych, ciężarowych, terenowych, jednostek pływających – a wiele z proponowanych strategii i rozwiązań technicznych ma jednocześnie zastosowanie w kilku segmentach.

systems, revised fuel types, bespoke lubricants and friction inhibitors, etc have been introduced. These strategies are often interrelated: low sulphur fuel is required for aftertreatment system compatibility; advanced engine design has impacts on required lubricant properties, etc. Fundamental changes to the propulsion strategy for on-road vehicles (e.g. fuel types/the implementation of advanced electromechanical systems – hybrids) represent a revolution in the industry. All these advanced technologies must be developed, tested, approved and certified. In the case of hybrid powertrains, accurately quantifying the real world CO₂ emissions benefit is of particular importance.

Mindful of the above, and with a proven track record of organising scientific meetings [1–11], BOSMAL was pleased to announce its 4th International Exhaust Emissions Symposium, which took the following title: ‘Trends in automotive emissions, fuels, lubricants, legislation and test methods – present and future’. In general, the event built upon the successes of the past, and included the very latest developments in the aforementioned fields and their implications for the various branches of the industry. Through the formation of business and personal relationships – and the potential for information sharing and collaboration that results – the various branches of the industry can advance together towards their goals. It is for these reasons that BOSMAL decided to organise another event of this type.

The 4th International Exhaust Emissions Symposium: background, aims and structure

This fourth symposium was hosted as a direct result of the multi-dimensional successes of the previous emissions-related events hosted at BOSMAL [1–11]. Furthermore, this event was organised within a project with European Union Regional Development Fund funding to establish a Centre of Automotive Competence at BOSMAL. This project is within the framework of the Regional Operation Programme for the Silesian Voivodeship for the years 2007–2013. The purpose of this centre of competence is to offer innovative, commercial R&D services in the area of automotive powertrain development, specifically: engines, their components and systems, materials and consumables. This investment will facilitate the transfer of technology and innovation for the good of the regional economy. In terms of action of the ground, this project has led to the construction of new test facilities at BOSMAL: a heavy duty engine test stand (maximum power 520 kW) for testing conventional engines and hybrid powertrains under static and dynamic conditions, together with full exhaust emissions measurement equipment; a dynamic powertrain test stand with equipment for recording and analysing vibration; a scanning electron microscope (SEM) installation capable of working at low vacuum pressure, equipped with EDS and WDS modules; a fluorescent X-ray spectrometer with wavelength dispersion – WDXRF, for the analysis of advanced powertrain construction materials.

The aim of the symposium, was to repeat the successes of the past, by bringing together experts and specialists in a professional yet informal atmosphere, so that they might

Rynek motoryzacyjny jest zależny nie tylko od czynników politycznych i technicznych, ale także od nieustannie ewoluujących potrzeb konsumentów. Obecnie ustawodawca i opinię publiczną łączy jeden cel – redukcja zużycia paliwa, bez żadnych ustępstw w zakresie trwałości pojazdu i bezpieczeństwa ruchu. W związku z tym wprowadzono szeroką gamę zaawansowanych technologii dla silników spalinowych i układów katalitycznego oczyszczania spalin, nowe rodzaje paliw, powłok przeciwwzyciowych, dedykowane środki smarne itp. Rozwiązania te są często ze sobą powiązane: paliwo o niskiej zawartości siarki jest wymagane dla nowoczesnych układów oczyszczania spalin, zaawansowana konstrukcja silnika ma wpływ na wymagania odnośnie do właściwości środków smarnych itd. Zasadnicze zmiany w strategii napędzania pojazdów drogowych (np. rodzaje paliwa, wdrażanie zaawansowanych systemów elektromechanicznych – napędy hybrydowe) stanowią swego rodzaju rewolucję w branży motoryzacyjnej. Wszystkie zaawansowane technologie muszą być stale rozwijane, kontrolowane, atestowane i certyfikowane. W odniesieniu do hybrydowych układów napędowych szczególnego znaczenia nabierają precyzyjne pomiary emisji CO₂ w rzeczywistych warunkach ruchu.

Mając powyższe na względzie, przy udokumentowanym doświadczeniu w organizowaniu spotkań naukowych [1–11], BOSMAL, wraz z Polskim Towarzystwem Naukowym Silników Spalinowych (PTNSS), przygotował IV Międzynarodowe Sympozjum Emisji Spalin pod tytułem: „Trendy w motoryzacyjnej emisji, paliwach, smarach, prawodawstwie i metodach badawczych – teraźniejszość i przyszłość”. Ogólnie sympozjum obejmowało najnowsze osiągnięcia w wyżej wymienionych dziedzinach i ich implementacje w różnych gałęziach przemysłu. Poprzez tworzenie relacji biznesowych i osobistych oraz stworzenie możliwości wymiany informacji i nawiązania współpracy, przedstawiciele różnych gałęzi przemysłu mogą osiągać wspólne cele. To właśnie było jednym z głównych powodów organizacji tego typu spotkania naukowego przez BOSMAL.

Kontekst, cele i struktura sympozjum

Sympozjum zorganizowano, uwzględniając pozytywne sygnały docierające w związku z organizacją przez BOSMAL poprzednich wydarzeń tego typu, poświęconych m.in. emisji zanieczyszczeń motoryzacyjnych [1–11]. Ponadto odbyło się ono w ramach projektu Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego UE, finansującego budowę Centrum Kompetencji Instytutu Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL. Projekt ten jest realizowany w ramach Regionalnego Programu Operacyjnego dla Województwa Śląskiego na lata 2007–2013. Celem Centrum Kompetencji jest oferowanie innowacyjnych, komercyjnych usług badawczo-rozwojowych w zakresie rozwoju układów napędowych pojazdów, w szczególności: silników, ich komponentów, systemów, materiałów konstrukcyjnych oraz eksploatacyjnych. Inwestycja ta ułatwi transfer technologii i innowacji na rzecz gospodarki regionalnej. W zakresie obszaru działań ten projekt ma doprowadzić do budowy nowych urządzeń badawczych w Instytucie BOSMAL: stanowiska do badań

exchange information and learn from one another. Given the importance of human contact in scientific collaboration and business relationships, a social programme was integrated into the two-day event, providing ample networking opportunities.

With the assistance of PTNSS and the various patrons and sponsors of the event, steps were taken to begin to arrange the event and invite both speakers and attendees. Following preliminary negotiations dating as far back as summer 2012, the organising committee received an excellent response from invited speakers, including high-level representatives of international organisations (see the programme for details of all speakers).

Submissions to the conference were divided into three categories: keynote addresses (for which more time was allocated), presentations (delivered to the plenary audience in timeslots from 10–30 minutes) and written only entries (a presentation, in many cases accompanied by a poster). Entries from all three of these categories were accompanied by short written abstracts, which both aided the organisation of the event and add to the archive value of the proceedings.

The event was held over two days, divided into five thematically themed sessions, four of which featured keynote addresses. The first session, entitled 'Introduction, Context & Agenda' contained two keynotes: Peter Mock/Vicente Franco (The International Council on Clean Transportation – Europe, Germany), Professor Flemming Cassee (Royal Dutch Institute for Public Health and the Environment, the Netherlands); 'Automotive Emissions & Emissions Legislation', with featured one keynote address: Alessandro Marotta (European Commission Joint Research Centre – Ispra, Italy); 'Emissions Reduction Methods and Aftertreatment System Development for Light and Heavy Duty Applications', which featured a keynote from Dr. Timothy V. Johnson (Corning Incorporated, USA); 'Nanoparticle Emissions from Internal Combustion Engines', which consisted only of presentations; and finally 'Fuel and Lubricant Development' which featured one keynote speaker: Dr. Thomas Wallner (Argonne National Laboratory, USA).

The keynote speakers were specially selected and allocated further speaking time in order to allow the speaker to explore a topic in depth, briefing attendees on a topic deemed to be of wide-ranging interest to the industry and of great relevance to the overall topic of the event.

The remaining presentations served to provide details, highlights and insights from industry and academia, thereby rounding out the sessions and providing a range of perspectives on each of the topics mentioned in the session titles. The written only entries were in many cases accompanied by posters, which were prominently displayed in the area where delegates spent the coffee breaks. Together, the three submission types (keynote, presentation, written only) make up the proceedings of the event.

The event itself

The event commenced on the morning of the 22nd of May, in BOSMAL's conference room (following registration of delegates). A number of delegates had participated

silników typu ciężkiego (o mocy maksymalnej 520 kW), przeznaczonego do testowania rozwiązań konwencjonalnych i hybrydowych układów napędowych w statycznych i dynamicznych warunkach pracy jednostki napędowej, wraz z urządzeniami pomiarowymi do określania całkowitej emisji zanieczyszczeń; stanowiska do badań dynamicznych układów napędowych pojazdów z osprzętem do rejestracji i analizy drgań; skaningowego mikroskopu elektronowego (SEM), który może pracować na niskim podciśnieniu, wyposażonego w moduły EDS i WDS; fluorescencyjnego spektrometru promieniowania rentgenowskiego z dyspersją fali – WDXRF, przeznaczonego do analizy zaawansowanych materiałów konstrukcyjnych układów napędowych.

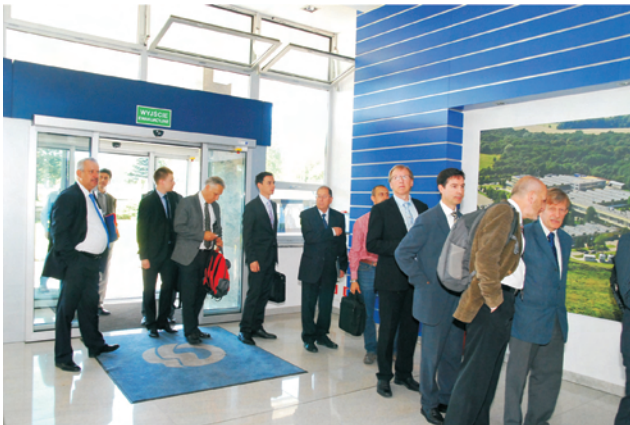
Celem sympozjum było umożliwienie spotkania ekspertów i specjalistów w profesjonalnej, lecz mniej formalnej atmosferze, tak aby mogli swobodnie wymieniać informacje oraz dzielić się wzajemnie swoją wiedzą. Biorąc pod uwagę znaczenie kontaktów międzyludzkich we współpracy naukowej oraz w relacjach biznesowych, z dwudniowym programem naukowym sympozjum zintegrowany był program socjalny, co zapewniło szerokie możliwości nawiązania współpracy.

Z pomocą PTNSS oraz pozostałych patronów i sponsorów sympozjum, podjęto działania zmierzające do jego organizacji oraz zaproszenia zarówno prelegentów, jak i samych uczestników. Trzeba podkreślić, że wśród prelegentów byli przedstawiciele ważnych organizacji międzynarodowych.

Zgłoszenia na sympozjum podzielono na trzy kategorie: wykłady inauguracyjne/przemówienia, prezentacje multimedialne w sesjach plenarnych i referaty pisemne (w formie prezentacji, plakatu). Do zgłoszeń tych dołączone były krótkie pisemne streszczenia, które nie tylko wspomagały organizację wydarzenia, lecz także stanowiły dodatkową wartość naukową.

Sympozjum trwało dwa dni i obejmowało pięć sesji tematycznych. W pierwszej, zatytułowanej „Wprowadzenie, kontekst i program”, głównymi prelegentami byli: Peter Mock i Vicente Franco (The International Council on Clean Transportation – Niemcy), prof. Flemming Cassee (Royal Dutch Institute for Public Health and the Environment, Holandia). W drugiej sesji pt. „Emisja zanieczyszczeń z pojazdów a prawodawstwo dotyczące emisji” głos zabrał m.in. Alessandro Marotta (European Commission Joint Research Centre – Ispra, Włochy), a w trzeciej pt. „Metody redukcji emisji i rozwój układów oczyszczania spalin w pojazdach lekkich i ciężkich” – dr Timothy V. Johnson (Corning Incorporated, USA). Głównym prelegentem czwartej („Emisja nanocząstek z silników spalinowych”) i piątej („Rozwój paliw i środków smarnych”) sesji tematycznej był dr Thomas Wallner (Argonne National Laboratory, USA).

Główni prelegenci byli wybrani i przydzieleni do kolejnych wystąpień z uwzględnieniem czasu wystąpienia, tak aby można było przedstawić dogłębnie ale zwięźle tematy uznane za cieszące się szerokim zainteresowaniem wynikającym ze strony przedstawicieli przemysłu i nawiązujące do przewodniego tematu sympozjum. Pozostałe prezentacje zawierały szczegółowe informacje, podkreślające pewne



Dr. Piotr Bielaczyc (BOSMAL), chairman of the International Organising Committee greeting delegates during registration

Dr inż. Piotr Bielaczyc (BOSMAL) – przewodniczący Komitetu Organizacyjnego Sympozjum wita delegatów podczas rejestracji

in BOSMAL's scientific meetings before, but there were a number of new faces, including those who were visiting Poland for the first time. Around 120 delegates attended, representing 55 firms from 16 countries and 3 continents.



The final programme, which lists all keynotes, presentations and written only entries, together with listings of all authors and their affiliations, can be found in the proceedings. A full list of firms and organisations in attendance at the symposium is also presented.

Ostateczny program sympozjum, który zawiera m.in. wszystkie prelekcje, prezentacje oraz streszczenia, wraz z listą wszystkich uczestników i ich afiliacjami. Przedstawiono w nim również pełną listę firm i organizacji, których reprezentanci przybyli na sympozjum.

fakty i spostrzeżenia pochodzące z przemysłu oraz nauki, tym samym porządkujące oraz dostarczające różnych punktów widzenia na każdy z tematów wymienionych w tytułach poszczególnych sesji. Z referatami sporządzonymi w formie plakatów można było zapoznać się m.in. podczas przerw międzysesyjnych.

Przebieg sympozjum

Sympozjum, poprzedzone rejestracją uczestników, rozpoczęło się w godzinach porannych 22 maja 2014 r. w sali konferencyjnej Instytutu BOSMAL. Mimo iż liczba uczestników przedmiotowego spotkania naukowego była nieco mniejsza niż w poprzednich latach, jednak pojawiły się na nim nowe osoby, które do tej pory nie były nigdy w Polsce. Na sympozjum przybyło około 120 delegatów, reprezentujących 55 firm z 16 krajów i trzech kontynentów. Byli to m.in. reprezentanci firm z branży motoryzacyjnej i paliwowej, agencji rządowych, firm doradczych oraz dostawców usług inżynierskich, organizacji non-profit, uczelni technicznych oraz Komisji Europejskiej. Jak już wspomniano, podczas przerw międzysesyjnych realizowano sesję plakatową; była to też doskonała okazja do nawiązywania kontaktów. Ponadto przerwy te pozwoliły uczestnikom na możliwość wglądu do niedawno zmodernizowanych laboratoriów emisji spalin, a także stanowisk hamowni silnikowych w Instytucie BOSMAL. Pierwszy dzień sympozjum zakończyła uroczysta kolacja.

Drugiego dnia kontynuowano tematykę poruszoną w poprzednich sesjach, przy czym pojęcie „tradycyjnego” wyposażenia silnika nieco poszerzono, z tej racji, że obecnie za takie wyposażenie uważane są też paliwo i środki smarne. Ostatnią sesję kończyło wystąpienie podsumowujące profesora Jerzego Merkisza (Politechnika Poznańska/PTNSS/BOSMAL, Polska), który dodał kilka cennych uwag pochodzących z jego własnych badań i doświadczeń z zakresu emisji zanieczyszczeń w rzeczywistych warunkach ruchu pojazdów (temat ten był wielokrotnie poruszany podczas poprzednich sesji). Tę interesującą prezentację można znaleźć w materiałach konferencyjnych IV Sympozjum. Następnie



Dr. Timothy Johnson (Corning, USA) participating in a discussion following one of the presentations

Dr Timothy V. Johnson (Corning Incorporated, USA), biorący udział w dyskusji podczas jednej z prezentacji

Organisations participating in the event included firms from the automotive and fuel industries, governmental agencies, consultancies and engineering service providers, non-profit organisations, technical universities and the European Commission. The sessions of the first day were punctuated with coffee breaks (which also served as the poster presentation sessions and networking time) and lunch. The breaks also allowed attendees to inspect BOSMAL's recently-upgraded exhaust emissions laboratories, as well as engine test stands. The end of the first day – the evening of the 22nd of May – saw delegates attend the Symposium Dinner & Musical Soirée, hosted at a specially selected location close to Bielsko-Biala. As before, this evening event formed an important part of the symposium and proved a great success with friends old and new.

The second day continued where the first day had left off, but the topic moved from 'traditional' engine hardware to what can now also be considered to be types of engine component: fuels and lubricants. Following that session, Professor Jerzy Merkisz (Poznan University of Technology/PTNSS/BOSMAL, Poland) closed the event by delivering a summary and adding some fascinating notes from his own research on real-world emissions (a topic which had surfaced many times during the preceding sessions). This



Vicente Franco (The International Council on Clean Transportation Europe, Germany), one of the keynote speakers, addressing delegates during the first day of the symposium

Vicente Franco (The International Council on Clean Transportation – Europe, Niemcy), jeden z prelegentów inauguracyjnych symposium



Dr. Timothy V. Johnson (Corning Incorporated, USA) one of the keynote speakers, addressing delegates during the first day of the symposium

Dr Timothy V. Johnson (Corning Incorporated, USA), jeden z prelegentów inauguracyjnych symposium

uczestnicy symposium udali się na zwiedzanie laboratoriów badawczych Instytutu BOSMAL; było ono tak zorganizowane, że uczestnicy mogli zobaczyć wszystkie urządzenia badawcze oraz działy Instytutu BOSMAL (niejednokrotnie tematyka badawcza działu wykraczała poza zakres badań czy emisji spalin).

Krótkie podsumowanie zagadnień technicznych poruszanych podczas symposium

Ogólnie można powiedzieć, że cztery zagadnienia tematycznie zdominowały symposium, a mianowicie: emisja nanocząstek z silników spalinowych, procedura WLTP, rzeczywista emisja zanieczyszczeń z pojazdów oraz paliwa i środki smarne. Te zagadnienia pojawiały się w wielu wykładach inauguracyjnych, prezentacjach oraz referatach pisemnych. Skrótowy przegląd techniczny każdego z tych zagadnień jest następujący:

Z układu napędowego pojazdu o wielu ruchomych częściach, o całkowitej masie rzędu 10^3 – 10^4 kg, poruszającego się po niekorzystnym terenie z prędkością ok. 40–50 m/s, nieunikniona jest duża emisja cząstek stałych, w tym nanocząstek. Kwestia regulacji wielkości dopuszczalnej emisji cząstek stałych z silników spalinowych znacznie ewoluowała na przestrzeni ostatnich lat, zarówno w odniesieniu do poziomu emisji (który został już zmniejszony o rzędy wielkości w wielu przypadkach), ale też do zakresu zainteresowania (legislacja nie ogranicza się już tylko do silników ZS). Jednocze-

niezyszczeń z pojazdów oraz paliwa i środki smarne. Te zagadnienia pojawiały się w wielu wykładach inauguracyjnych, prezentacjach oraz referatach pisemnych. Skrótowy przegląd techniczny każdego z tych zagadnień jest następujący:



Professor Flemming Cassee (Royal Dutch Institute for Public Health and the Environment – RIVM, the Netherlands) delivering his keynote address on the adverse health effects of traffic-derived emissions

Prof. Flemming Cassee (Royal Dutch Institute for Public Health and the Environment, Holandia) – wystąpienie na temat szkodliwego wpływu na zdrowie ludzkie emisji zanieczyszczeń pochodzących z ruchu ulicznego



A scene from one of the coffee breaks

Podczas przerw można było swobodnie dyskutować i wymieniać doświadczenia naukowe



Alessandro Marotta (European Commission – Joint Research Centre, Italy) delivering his keynote address of the development of the WLTP (GTR 15)

Alessandro Marotta (European Commission Joint Research Centre, Włochy) wygłaszający wykład inauguracyjny na temat rozwoju procedury WLTP (GTR15)

interesting presentation has also been archived in the symposium proceedings.

Finally, guided tours of BOSMAL's test facilities were conducted, so that delegates might see all of BOSMAL's test facilities and departments (which extend well beyond engine/emissions research, as mentioned in the earlier paragraph on the Centre of Automotive Propulsion Competence).

Some brief comments on the technical message of the symposium

Overall, it could be said that four topics dominated the technical content of the symposium, namely: nanoparticle emissions from combustion engines; the WLTP; real driving emissions; and fuels and lubricants as powertrain components (this list could be extended to include several other important topics, but for the time being will be limited to these four). The aforementioned topics surfaced in multiple keynote addresses presentations and written only entries, sometimes concurrently. Brief technical overviews of each of these topics follow:

As a combustion-propelled mechanical system with many moving parts, of mass of order 10^3 – 10^4 kg, moving over suboptimal terrain at speeds of up to around 40–50 meters per second, particulate emissions from vehicles are an inevitability – and not only from the engine. The issue of nanoparticle emissions from internal combustion engines has evolved greatly over the years – both in terms of the emissions levels (which have now been reduced by orders of magnitude in many cases) and the scope of interest (no longer limited to Diesel engines). Concurrently, new test methods have been devised and a large body of toxicological evidence has been accumulated on the impact of such emissions. Legislation has evolved significantly in response to changes in technology and scientific information on the adverse effects of particulate; direct injection petrol engines are now a the focus of upcoming changes in European legislation.

The term 'WLTP' has been in use for some years, but very recent developments and formalisations in the development



Dr. Thomas Wallner (Argonne National Laboratory, USA) delivering his keynote on the development of engine fuels

Dr Thomas Wallner (Argonne National Laboratory, USA) wygłaszający wykład inauguracyjny na temat rozwoju paliw silnikowych

nie opracowano nowe metody badań i zgromadzono wiele danych dotyczących toksycznego wpływu cząstek stałych na środowisko i organizmy żywe. Prawodawstwo ewoluowało w odpowiedzi na znaczące zmiany, jakie zaszły w technologii i doniesieniach naukowych na temat negatywnych skutków oddziaływania cząstek stałych; silniki z bezpośrednimi wtryskiem benzyny są teraz przedmiotem zbliżających się zmian w prawodawstwie europejskim.

Termin WLTP był używany przez kilka lat, jednak niedawno przeprowadzona formalizacja w odniesieniu do tej procedury świadczy o tym, że w rzeczywistości jeszcze nie



A view of the exhaust emissions laboratory at BOSMAL
Laboratorium emisji spalin w Instytucie BOSMAL

funkcjonowała. Niedługo ma wejść w życie regulacja GTR 15 (Global Technical Regulation No. 15), która jest bardziej odpowiednim terminem dla rozwoju i planowanych wdrożeń w dziedzinie badań emisji spalin. Główny zaplanowany cel legislacyjny jest związany ze zmniejszeniem dopuszczalnych wartości emisji CO₂ i zużycia paliwa przez pojazdy; wprowadzenie limitów emisji na poziomie normy Euro 6 będzie wymagać nowych cykli jezdnych.

Konieczność określania rzeczywistej emisji zanieczyszczeń z pojazdów (RDE – Real Driving Emissions) została

of this programme mean that it in fact no longer exists. GTR 15 ('Global Technical Regulation No. 15') has come into being and so 'GTR 15' is now a more appropriate term for developments and planned implementations in this area. The main planned target is regarding CO₂ emissions and fuel consumption, since for at the Euro 6 level emissions limits for regulated pollutants are not cycle-specific.

The term real driving emissions (RDE) has been deployed to refer to efforts to reduce the disconnect between laboratory testing (and results) and real world scenarios. A considerable body of evidence attest to the fact that laboratory test procedures, particularly type approval, represent a best case scenario and that a range of emissions (including, perhaps most controversially, CO₂/fuel consumption) are considerably higher in real life than according to the results of laboratory tests. Equipment is now available to measure emission in the field and this will soon be a legal requirement in the EU. However, much remains to be done to characterize the correlation between real world emissions and laboratory emissions. Additionally, despite recent changes in the legislation, many details remain at least somewhat uncertain regarding RDE and RDE testing.

Since fuel and lubricants are of vital importance – to the point where they can be considered to be powertrain components – R&D work on fuels and lubricants has become arguably as important as research on engine hardware, etc. As well as technical and engineering requirements, there is strong pressure to switch to fuels which are cleaner and more sustainable in terms of life-cycle emissions. The most obvious candidates in this area are natural gas and biofuels - one of the main trends for both petrol and Diesel is an increasing proportion of biofuels blended into the mix in many jurisdictions – ethanol in the case of petrol and FAME in the case of Diesel, although other options exist: Obviously, the function to be played by lubricants is that of reducing friction and engine damage, with additional obligations in terms of heat transfer and the removal of deposits in some cases. All three



Professor Jerzy Merksiz (Poznan University of Technology/PTNSS/BOSMAL, Poland) delivering his summary presentation to close the 4th International Exhaust Emissions Symposium

Prof. Jerzy Merksiz (Politechnika Poznańska/PTNSS/BOSMAL, Polska) wygłaszający swoją prezentację podsumowującą IV Międzynarodowe Sympozjum Emisji Spalin

wprowadzona w wyniku starań o zmniejszenie rozbieżności między wynikami badań laboratoryjnych a wynikami badań drogowych (w ruchu rzeczywistym). Znaczna liczba badań naukowych świadczy o tym, że procedury badań laboratoryjnych, w szczególności tzw. homologacji typu, nie stanowią najlepszego rozwiązania w zakresie badań emisji



A scene from the Symposium Dinner & Musical Soiree (Photograph by Georg Steiner)

Pierwszy dzień sympozjum zakończył się uroczystą kolacją (fot. Georg Steiner)

(w tym CO₂ oraz zużycia paliwa). Dają one znacznie zaniżone wartości w porównaniu do rzeczywistej eksploatacji pojazdów. Urządzenia do pomiarów emisji w warunkach rzeczywistych są już powszechnie dostępne i wkrótce będzie to wymóg prawny w UE. Jednakże wciąż pozostaje wiele do zrobienia, aby scharakteryzować związek między emisją rzeczywistą a tą określaną w warunkach laboratoryjnych. Dodatkowo, pomimo ostatnich zmian w ustawodawstwie, wiele elementów prawnych i technicznych dotyczących RDE pozostaje jeszcze, przynajmniej w pewnym stopniu, niuregulowanych.

Od kilku lat prace badawczo-rozwojowe nad paliwami i środkami smarnymi stały się tak samo ważne jak te prowadzone nad konstrukcją i osprzętem samych silników. Obok wymagań technicznych i inżynierskich, istnieje też silny nacisk społeczny, by zacząć korzystać z paliw, które są czystsze i bardziej zrównoważone pod względem emisji zanieczyszczeń przez cały ich cykl życiowy. Najbardziej oczywistymi rozwiązaniami w tym obszarze są gaz ziemny i biopaliwa płynne – w wielu krajach jednym z głównych trendów zarówno dla benzyny, jak i oleju napędowego jest coraz większy udział biopaliwa w mieszance paliwowej: etanolu w przypadku benzyny i FAME w przypadku oleju napędowego. W odniesieniu do środków smarnych najważniejszymi wymaganiami są zapewnienie małego tarcia i zabezpieczenie silnika przed uszkodzeniami. Ponadto wymagania dotyczą skutecznej wymiany ciepła i usuwania osadów. Wszystko to bowiem ma zasadniczy wpływ na wielkość zużycia paliwa. Konieczne jest zapewnienie równowagi w zakresie utrzymania małego współczynnika tarcia przy zachowaniu dużej trwałości i właściwych parametrów eksploatacyjnych silnika. Środki smarne muszą być również adekwatne do zastosowa-

of these roles can have an influence on fuel consumption. There is a delicate balance to maintain regarding keeping friction low while maintaining long-term durability and engine performance. Finally, lubricants must also be compatible with the vehicle's aftertreatment system.

N.B.: Addy Majewski of Dieselnet (Canada), who attended the symposium, has published a technical summary [12].

The journal *Przegląd Techniczny* has published a short summary in Polish (issue 13/2014).

Closing comments

The 4th International Exhaust Emissions Symposium was a great success, echoing previous events [1–11], but developing the concept to an even higher level. The International Organising Committee expresses its thanks to all those who were involved, from organisers and sponsors to speakers, attendees and those working behind the scenes with logistics. The International Organising Committee extends its thanks to Dieselnet for making its technical summary open access.

All presentations delivered during the symposium, together with their abstracts, have been archived in the following publication: 'Symposium Proceedings – Trends in automotive emissions, fuels, lubricants and test methods – present and future', ISBN: 978-83-931383-7-1, published by BOSMAL on CDROM. This material is included as an attachment to the 3/2014 issue of *Combustion Engines*. For further information on this 4th symposium and previous events of this type hosted at BOSMAL, contact the chairman of the International Organising Committee, Dr. Piotr Bielaczyc (piotr.bielaczyc@bosmal.com.pl).

nego w pojeździe systemu oczyszczania spalin – wpływ na trwałość tego systemu.

Podsumowanie techniczne sympozjum zostało również sporządzone i opublikowane przez Addy'ego Majewskiego z Kanady (przedstawiciela portalu DieselNet), który brał w nim udział [12], oraz w czasopiśmie naukowym *Przegląd Techniczny* (nr 13/2014).

Uwagi końcowe

Na sukces IV Międzynarodowego Sympozjum Emisji Spalin z pewnością wpłynęły wcześniejsze doświadczenia zdobyte w trakcie przygotowywania poprzednich spotkań naukowych tego typu [1–11]. Komitet Organizacyjny składa podziękowania wszystkim, którzy byli zaangażowani ze strony organizatorów i sponsorów, prelegentom, uczestnikom oraz osobom odpowiedzialnym za logistykę przedsięwzięcia. Międzynarodowy Komitet Organizacyjny kieruje szczególne podziękowania do portalu DieselNet za zapewnienie otwartego dostępu do technicznych podsumowań.

Wszystkie prezentacje wygłoszone podczas sympozjum, wraz z ich streszczeniami, zamieszczono w publikacji: „Symposium Proceedings – Trends in automotive emissions, fuels, lubricants and test methods – present and future”, ISBN: 978-83-931383-7-1, wydanej przez Instytut BOSMAL na płycie CD. Płyta ta jest dołączona do numeru 3/2014 kwartalnika *Combustion Engines*. Więcej informacji na temat IV Sympozjum i poprzednich wydarzeń tego typu, organizowanych przez Instytut BOSMAL, udzielić może przewodniczący Międzynarodowego Komitetu Organizacyjnego dr inż. Piotr Bielaczyc (piotr.bielaczyc@bosmal.com.pl).

References – summaries and proceedings of previous events of this type hosted at BOSMAL

Podsumowania i materiały z poprzednich spotkań naukowych organizowanych w Instytucie BOSMAL

1. Bielaczyc P., Woodburn J.: Global trends in emissions regulation and reduction. *Combustion Engines*, 3/2010 (142), 3-27, 2010.
2. Bielaczyc P. (ed.) 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, 2010.
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. (ed.) 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, 2011.
5. Bielaczyc P., Woodburn J.: Current and future trends in automotive emissions, fuels, lubricants and test methods – the view from the year 2012. *Combustion Engines*, 2/2012 (149), 94-116, 2012.
6. Bielaczyc P. (ed.) 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, 2012.
7. Bielaczyc P., Czerwinski J., Woodburn J.: Current trends in measurement and control of particle emissions from engines. *Combustion Engines*, 3/2012 (150), 89-96, 2012.
8. Bielaczyc P. (ed.) and 18 co-authors: Particulate matter emissions from engine and automobile sources. *Proceedings of the 1st Workshop on Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources*, ISBN 978-83-931-383-3-3, 2012.
9. Bielaczyc P., Sutkowski M. (editors) and 5 co-authors: Gaseous fuels in power generation and the automotive sector. *Proceedings of the technical seminar on gaseous fuels in power generation and the automotive sector*, ISBN 978-83-931383-4-0, 2012.
10. Bielaczyc P., Woodburn J.: Powertrain development for low-to-zero emissions and efficient energy usage – the industry session held during the 5th PTNSS Congress on Combustion Engines. *Combustion Engines*, 4/2013 (155), 75-79, 2013.
11. Bielaczyc P. (ed.) and 19 co-authors: Powertrain development for low-to-zero emissions and efficient energy usage. *Proceedings of the Industry Session held during the 2013 PTNSS Congress on Combustion Engines*, ISBN 978-83-931-383-5-7, 2013.
12. www.dieselnet.com/news/2014/05bosmal.php

The 4th International Exhaust Emissions Symposium 22-23 May 2014, BOSMAL, Bielsko-Biala (Poland)



Trends in automotive emissions, fuels, lubricants, legislation and test methods – present and future

PTNSS-2014-308

Peter MOCK
Vicente FRANCO

DEVELOPMENTS IN AUTOMOTIVE EMISSIONS IN THE EU AND GLOBALLY

Keywords: emission regulations, EU, US, China, India, real-world emissions, CO₂, NO_x, WLTC, vehicle simulation, HDV, LDV, Tier 3, Euro VI/6

The ICCT is a non-profit research organization working in close collaboration with regulators to support the adoption of best practices in vehicle emission regulation design and implementation worldwide. In our keynote address, we give an overview of current developments in vehicle emission regulations in the EU, US, China and other regions that drive the regulations in the rest of the world.

In 2014, emission regulations in Europe and elsewhere will continue to take steps towards improved fuel efficiency. In the EU, the European Parliament and the Council of the European Union reached an agreement regarding two regulatory proposals that will implement mandatory 2020 CO₂ emission targets for new passenger cars and light-commercial vehicles. The passenger car standards are 95 g/km of CO₂, phasing in for 95% of vehicles in 2020 with 100% compliance in 2021. The EU light-commercial vehicle standards are 147 g/km of CO₂ for 2020. The adoption of WLTP should help reduce the gap between type-approval and real-world fuel consumption values for LDVs. In the US, the 2025 greenhouse gas regulation for LDVs is up for a review in the 2017 timeframe. In China, the proposal for a Phase 4 passenger car fuel consumption standard, which would regulate new passenger cars sold domestically from 2016 to 2020, projects an overall fleet-average fuel consumption of 5L/100 km (over NEDC) for new passenger cars in 2020. In the HDV front, vehicle simulation tools such as GEM (US) and VECTO (EU) will continue to gain traction, and they could substitute chassis dynamometer testing in the long run.

In parallel to efficiency improvements, there are also interesting developments in criteria pollutant regulations. In the US, Tier 3 emission standards are expected to reduce smog-forming VOCs and NO_x by 80% from current levels, while PM will be reduced by 70%, and evaporative emissions will be driven to near zero levels. Sulfur in gasoline will be reduced to 10 ppm on average from 30 ppm today, bringing gasoline fuel requirements in line with those already in place in California, Europe,

Japan, and South Korea. In China, a new, nationwide standard requires China IV and V (equivalent to Euro IV and V) heavy-duty diesel engines for urban use to be tested over the WHTC. The testing is supplemental to all requirements under the existing China IV/V standards. The new standard, which stipulates revised limit values for NO_x emissions when the engines are tested over the WHTC, is designed to prevent excess NO_x emissions from vehicles operating in low-load or low-speed applications. In the EU, the working group on real-driving emissions from light-duty vehicles (RDE-LDV) is paving the way for the inclusion of on-road PEMS testing as part of the type-approval process of Euro 6 passenger cars, with a pilot phase starting as early as 2015. This process should address the issue of real-world NO_x emissions from Diesel passenger cars and help the EU meet its air quality targets. If successful, it could also change the paradigm for the regulation of criteria pollutants from LDVs.

PTNSS-2014-309

Flemming R. CASSEE

ADVERSE HEALTH EFFECTS OF TRAFFIC- DERIVED EMISSIONS: EVIDENCE FROM STUDIES IN VOLUNTEERS, EXPERIMENTAL ANIMALS AND CELL-BASED SYSTEMS

Keywords: air pollution, particulate matter, toxicology, traffic, exhaust, brake wear

The adverse effects of air pollution on cardiovascular health have been established in a series of major observational studies. Even brief exposures to air pollution have been associated with marked increases in cardiovascular morbidity and deaths from myocardial ischemia, arrhythmia and heart failure. The breadth, strength and consistency of the evidence provide a compelling argument that air pollution, predominantly particulate matter (PM) and traffic-derived pollution, causes amongst others cardiovascular disease. However, these observational data are limited by imprecision in the measurement of pollution exposure, and the potential for environmental and social factors to confound these apparent associations. Much attention has been paid to the role of tail pipe emissions on pulmonary and cardiovascular toxicity. Examples will be shown on the implications of particles traps, catalytic converters and changing fuels (biodiesel) on the toxicity and health risk associated with tailpipe emissions. Although the focus in the past few years has been on diesel exhaust, PM is emitted from other sources like brakes as

PTNSS-2014-311

well. Some sources have shown to have a much higher oxidative potential compared to diesel soot. For a causal association to have scientific credence, a clear mechanism must be defined. Oxidative stress has been suggested as a key aspect leading to cardiovascular toxicity and worsening of diseases. The impact of source specific PM on humans and experimental animals will be illustrated as well as recommendations for standard setting.

PTNSS-2014-310

Alessandro MAROTTA
Biagio CIUFFO
Jelica PAVLOVIC
Simone SERRA
Monica TUTUIANU

AN OVERVIEW OF WLTP AND ITS IMPLEMENTATION PLAN IN THE EUROPEAN LEGISLATION PLUS SOME PRELIMINARY COMPARISON WITH NEDC

Keywords: UNECE, WLTP, NEDC, vehicles, type approval, CO₂

In 2009 the UNECE World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations (WP.29) gave a mandate to its Working Party on Pollution and Energy (GRPE) to set up a working group the design a new test procedure for the type approval of light duty vehicles. This working group was named WLTP, was sponsored by EU and Japan, with the participation also of India, Korea, Switzerland and USA.

In this presentation the development of the Worldwide harmonized Light duty Test Procedure (WLTP) is described and the trade-off between global harmonization and regional specificity is shown. In particular the differences between WLTP and a hypothetical Euro-centric test cycle are highlighted and compared with the equivalent differences between WLTP and the other regions.

Next, the European Commission's plan for the implementation of WLTP in the European legislation (currently based on the NEDC test procedure) will be presented, in relation to the light duty Euro 6 legislation and to the CO₂ regulations for passenger cars and light commercial vehicles.

Finally, some preliminary data on the comparison in terms of CO₂ emissions between the NEDC and the WLTP (from its initial version to the final one) are presented. These data are the result of experimental tests carried out in the VELA laboratory of the JRC between 2010 and 2014 on around 20 vehicles of different technologies and power-to-mass ratios (PMR). On the basis of these results the average ratio between CO₂ emissions over NEDC and over WLTP is around 1, but the lower PMR vehicles (especially gasoline vehicles) seem slightly penalised by moving from NEDC to WLTP while higher PMR vehicles would appear to get some benefit. It is important to note also that the NEDC emissions of CO₂ measured in VELA are between 0 to 15% higher than the respective type approval values.

Kurt ENGELJEHRINGER

THE CHANGES AND CHALLENGES WITH THE UPCOMING (2017) EUROPEAN PASSENGER CAR EMISSION REGULATION BASED ON WLTP PROCESS

Keywords: emission regulations, WLTP, light and heavy duty vehicles, RDE – Real Driving Emission

This presentation covers emissions-related topics including the changes and challenges with the upcoming (2017) European passenger car emission regulation based on the WLTP process. The WLTP is now being converted into a global technical regulation (GTR), to be released April 2014. In addition, the upcoming US regulation CFR 1066 regulation is of great importance to the industry, and this is also discussed. Despite certain encouraging signs regarding air quality, there is considerable evidence of a disconnect between legislative emission standards and real world emissions, a gap that is now being targeted. Real driving emissions are also a key trend for vehicular powertrain development, and upcoming changes and legal requirements in this area are discussed in the European context.

PTNSS-2014-312

Leslie HILL

TRENDS IN AUTOMOTIVE EMISSIONS LEGISLATION AND SOME OF THE IMPLICATIONS ON TESTING SYSTEMS

Keywords: exhaust emissions, fuel economy, CO₂, WLTP, CFR 1066, PEMS, real-world emissions

The last few years has seen a significant number of changes in exhaust emissions measurement, not only in terms of the actual limits of toxic, photo-reactive and particulate material which continue to be reduced in all territories for all applications, but also in many other aspects. The number of components required to be measured, both of gaseous and particulate nature, is increasing and their measurement is being applied to a greater number of vehicle applications including Non-Road Mobile Machinery (NRMM). The test procedures, for the USA and for Europe, Japan and the Rest Of The World are under significant revision and will result in emissions and fuel economy measurement and calculation methods that are much more complex than those in existence today. Finally, the introduction of "Field Testing", originally introduced in the USA specifically for in-service confirmation of heavy duty on-road trucks and buses whose engines has been certified on an engine dynamometer, has now been expanded in the EU to require the use of PEMS (portable emissions measurement systems) not only for HD on-road vehicles but also for light duty passenger vehicles as well.

And more so, their application is not only for the In Service Conformity testing of vehicles during their operational lifetime but PEMS testing is now also required for In Use Compliance as part of the engine Type Approval process for HD vehicles and this is also proposed for LD vehicles in the future for EURO 6. This presentation surveys the legislative changes and considers their impact on the emissions testing systems of the future.

PTNSS-2014-313

Gordon E. ANDREWS

Hu LI

Ali HADAVI

Ahmad KHALFAN

REAL WORLD DIESEL GASEOUS EMISSIONS WITH SOME COMPARISON WITH EQUIVALENT SI REAL WORLD EMISSIONS

Keywords: congested traffic, emissions, urban air quality, Diesel vehicle, SI vehicle

A Euro 4 SI engine passenger car and Euro 3 Diesel light commercial van were used as probe cars equipped with GPS, in-vehicle FTIR tailpipe emission measurement and real time fuel consumption measurement systems. Real world driving in a densely populated area on a busy major road which was investigated for vehicle acceleration and velocities with simultaneous measurement of fuel consumption and emissions. The road had peak traffic loadings of 900 vehicles per hour and single lane driving with bus and cycle lanes. The journey involved five major traffic light junctions and three signalled pedestrian crossings in 4 km. The road also had houses and shops on both sides of the road for most of its length. The results showed that the number of stop/starts and the instantaneous acceleration rates were substantially greater than in legislated test cycles. If cold start from houses adjacent to the route were investigated then cold start periods were substantially greater than in test cycles, as the distance driven before a high engine power condition was achieved that would light off a catalyst was much greater than in test cycles. The transient emissions were dominated by sharp accelerations that occurred at traffic lights, pedestrian crossing and after stops in congested traffic. The trip average CO₂ and CH₄ emissions had a good linear correlation with vehicle's average speed which is directly related to road congestion, the lower the average speed the more stop-start actions. The diesel vehicle emissions (for standard diesel and B100) for similar journeys showed that CO, THC and NO_x emissions were much higher than for uncongested traffic due to the presence of higher acceleration and more stop/start actions, but CO was much lower. The CO₂ emissions were comparable to the certified value in a journey that included congested and uncongested traffic. However, in the congested portion

of the journey CO₂ emissions were between 500 and 800 g/km, indicating that congested traffic in cities was a major factor in GHG from transport. In the congested portion of the journey, emissions of NO_x were 3-6 times legislated levels and HC were 10 times legislated levels. Only CO had no major increases in congested traffic. The driving route had a roadside monitoring air quality measurement station in the region of the most congested traffic and this showed the highest NO_x and PM10 in Leeds and had emissions that were double those modelled using conventional traffic emissions modelling software. This shows that congested traffic is currently not adequately understood in its contribution to urban air quality.

PTNSS-2014-314

Piotr BIELACZYC

AN OVERVIEW OF EXHAUST EMISSIONS FROM MODERN LDV WITH IC ENGINES: A 2014 UPDATE

Keywords: exhaust emission, internal combustion engine (ICE), exhaust gas aftertreatment

Despite decades of progress in the environmental performance of cars, the automotive industry remains under unprecedented pressure regarding requirements to reduce regulated emissions, CO₂ emissions and fuel consumption. Additionally, testing requirements are becoming ever more demanding, due in part to concerns that laboratory testing is unrepresentative. Updates of standards in various parts of the world (e.g. the widely expected so-called 'Euro 7' standard in Europe), together with harmonisation efforts (e.g. the WLTP) and concurrent fleet average CO₂/fuel economy limits exert further pressure. While legislation moves very slowly, technology moves relatively fast, such that the two are not always perfectly synchronised. Various approaches aimed at tackling this problem have been adopted, which include increasing usage of the Diesel engine (now over 120 years old), engine downsizing, the gradual adoption of alternative fuels with lower life-cycle energy requirements and greenhouse gas emissions, usage of electrified powertrains and hybrid systems. Each of these solutions has its own advantages and disadvantages. A wide range of factors currently drives vehicle, powertrain and fuel/lubricant development, but those relating to reductions in exhaust emissions and fuel consumption are arguably the most critical. Despite considerable progress in reducing regulated emissions, a range of emissions remain problematic in terms of air quality and impact on human health. The most problematic emissions vary with engine type and technology level, as well as fuel quality and some other factors. Characteristic emissions signatures vary with engine type (PFI spark ignition, DI spark ignition, compression ignition), but also with vehicle usage patterns. A common

problem affecting multiple engine types is the tendency for excess exhaust emissions during and following cold start, particularly at low ambient temperatures. Such situations also cause noticeable excesses in fuel consumption. Under other conditions, unregulated emissions, including reactive nitrogen compounds, are a problem yet to be fully addressed. The traditional stance of regarding particulate emissions as a Diesel-specific problem is no longer viable, given that all internal combustion engines produce at least some particulate. However, solid exhaust emissions are now so low that they are difficult to quantify in terms of particle mass or exhaust gas opacity. A 4-way catalyst system for the Diesel engine has changed from a vague theoretical goal to a commercial necessity, due to changes in legislation. However, spark-ignition engines remain the subject of intense research efforts; in any case, the two engine types and their emissions characteristics can be said to be converging. Research on the aforementioned topics remains a priority, for a multitude of reasons and vehicle and engine test facilities such as those at BOSMAL Automotive Research and Development Institute are vital tools for the industry regarding its efforts in response to the aforementioned challenges.

PTNSS-2014-315

Timothy V. JOHNSON

EMERGING TRENDS IN VEHICULAR EMISSIONS

Keywords: vehicular emissions, regulations, fuels, engines, emission control, selective catalytic reduction, diesel particulate filters, three way catalysts, gasoline particulate filters, oxidation catalysts

This review presentation summarizes major trends in vehicular emissions regulations and technologie. First, it covers the key regulatory developments in the field, including proposed light-duty (LD) criteria pollutant tightening in the US; and in Europe, the continuing developments towards real-world driving emissions (RDE) standards. Significant shifts are occurring in China and India in addressing their severe air quality problems. The presentation then gives a brief, high-level overview of key developments in fuels. Projections are that we are in the early stages of oil supply stability, which could stabilize fuel prices. LD and HD (heavy-duty) engine technology continues showing marked improvements in engine efficiency. Key developments are summarized for gasoline and diesel engines to meet both the emerging NO_x and GHG regulations. HD engines are or will soon be demonstrating 50% brake thermal efficiency using common approaches. NO_x control technologies are then summarized, including SCR (selective catalytic reduction) systems and SCR filter developments. Emphasis is on low-temperature DeNO_x and integration of components and control. Diesel PM (particulate matter) reduction technologies are evolving around the behavior of ash

deposits and SCR integration. Filters for direct injection gasoline applications are developing very rapidly, and in some cases the back pressure, light-off characteristics, and emissions reductions are very similar to standard three way catalysts (TWCs). Oxidation catalysts mainly involve developments towards stubborn problems, like low-temperature performance with exhaust with high hydrocarbon and CO, and methane oxidation. Finally, the presentation discusses some key developments in gasoline gaseous emission control, focusing on matching engine calibration with emissions system characteristics; and on lean burn gasoline emissions control.

PTNSS-2014-316

Massimiliano LAVANA

DEVELOPMENT TRENDS IN AFTERTREATMENT (ATS) AND EMISSIONS REDUCTION SYSTEMS FOR CURRENT AND FUTURE M-HD ENGINES FOR ON-ROAD VS. OFF-ROAD VERSIONS

Keywords: on- and non-road commercial vehicles, ATS, regulations driven development, synergic DVP, integrated energy management

Concurrent demands for increasing performances and lower pollutant emissions in the last 30 years have been pushing the worldwide engine manufacturers to face higher architecture complexity, introduction of aftertreatment systems (ATS), and advanced electronic control management strategies.

A further challenge lies in the huge diversity of scopes, applications, markets and regulations which is a peculiarity of the Commercial Vehicles worldwide scenario: neither when an unique, multipurpose engine architecture is applicable, it is thus not necessarily retrofitted with the same ATS solution.

In order to reach the full compliance with On-Road Euro VI regulations, FPT Industrial has adopted a single, scalable ATS packaging for all its Medium- and High-Duty (M-HD) applications; on the other hand, the proliferation of many different exhaust layouts and the opportunity to remove the diesel particulate filter (DPF) of the Non-Road US Tier IV/EU Stage IV compliant applications have generated the need for an almost dedicated combustion development and system validation process.

As a consequence, a considerable development effort has been necessary, if compared to the previous regulative requests (respectively, Euro V for On-Road and US Tier IV interim/EU Stage IIIb for Non-Road applications); for the majority of the previous applications in fact, both engine and ATS solutions were common and could be thus developed and validated through the same design and validation plan (DVP).

Therefore, one of the goals of future developments will be to maximize again the synergies between On- and Non-Road applications, adopting where possible the same

hardware solutions and the same combustion + diesel exhaust fluid (DEF) dosing control strategies.

The next emission regulation trends will require primarily a strong reduction of CO₂; this new scenario implies both innovation and development to be driven by a lower fuel consumption and operating costs, rather than by a “mere reduction” of gaseous emissions: the brake thermal efficiency (BTE) must be therefore increased by improving combustion, mechanical and gas efficiencies and reducing wall heat losses. The adoption of waste heat recovery (WHR) systems and model based vehicle – engine integrated energy management strategies will be mandatory to reach the ambitious BTE target (> 55%, or +10% by 2020).

It must not be neglected that, in addition, a further reduction of NO_x and PM emissions can be requested, particularly for the Non-Road applications where the actual PM homologated values lie well above the On-Road average (in the same power range).

The future ATS technology must therefore mandatorily improve maximum permitted soot limit and DeNO_x efficiency; and reduce at the same time the pressure drop, in order to avoid fuel consumption (and thus CO₂) increase. SCR on filter, for instance, could be the key to reach these ambitious targets.

PTNSS-2014-317

Artur NAREWSKI
Kentaro IWASAKI

DIESEL PARTICULATE FILTER WITH HEXAGONAL-BASED CHANNEL STRUCTURE/ DESIGN AND VALIDATION

Keywords: emission, DPF, PM, NO_x, soot-loading, combustion, hexagonal structure

Introduction of novel European regulation for automotive exhaust gas requires higher performance for Diesel Particulate Filter (DPF) as well as for DeNO_x technology in the aftertreatment system on the diesel vehicles. An innovative DPF, “Sumipure®”, has been developed by combination of material properties of aluminum titanate (AT) and advantageous hexagonal cell geometry (HEX). Sumipure® has 1) higher thermal shock resistance originating from unique AT material, 2) higher ash capacity, and 3) extremely lower pressure drop at both initial and soot-loaded stages, coming from the asymmetric HEX design concept. Herein, design concept and its validation for Sumipure® through the practical bench system are presented. Compared to the on-market DPFs, Sumipure® demonstrated lower pressure drop, higher filtration efficiency and higher thermal shock resistance, thereby proving the validity of the product design. In order to load the new DPF in diesel-powered automobiles it is desirable to verify the following items: the effect of highly reactive

inorganic components having accumulative properties (ash components) that can mix in the filter from the fuel or the environment; the effect of mechanical vibrations; and the overall long-term durability characteristics. Regarding the evaluation of those characteristics, the testing has been conducted in cooperation with external evaluation organizations. Moreover, in response to enhanced legal restrictions, thus-obtained DPF technology has been developed to expand its applications to new fields. These activities include the development of a new GDI application such as Gasoline Particulate Filter for gasoline powered automobiles (compliant with the Euro 6 PM number restriction) and the incorporation with SCR (Selective Catalytic Reduction), which is one of the countermeasures for the enhanced NO_x regulation into DPFs. As an early market launch of the DPF thus developed is aimed for, various types of characterizations has continuously been conducted while promoting up our design, evaluation and analysis techniques for the newly created DPF in order to develop new products.

PTNSS-2014-318

Eike MARTINI

MODEL-BASED FUNCTION DEVELOPMENT AND CALIBRATION AT CONTINENTAL

Keywords: calibration, ECU, software, model based

The ever increasing complexity in engine control systems and diagnostics functionality, which are vital to meet current and future emissions legislation and customer demands, presents the industry with the problem of increased programme development and labour costs.

The development of control strategies and the calibration of conventional powertrain systems have always been and are an extremely tough job. Under all different environmental conditions, in all possible and impossible driving situations different vehicle variants have to perform globally day by day. Often a certain maturity level only reachable with significant effort and the calibration of a hybrid management system are becoming just as complex. Thus, a future that will require a deeper integration of complex technologies without the support of model based methodologies, trade-offs for CO₂ and other regulated emissions, performance, comfort, cost and effort cannot be efficiently found.

Following the current trend of downsizing, electrification and more intelligent distributed controller networks the issue becomes even more complicated.

As the degree of subsystem complexity intensifies, so too does the requirement for robust control functions and calibration data. An erroneous behaviour of software cannot happen over lifetime, wear or dirt all errors must have been implemented during the development process. That is the reason why the development process has to be

very closely followed and why model based techniques have gained popularity.

This presentation intends to show a standardised approach with which the immense effort in measuring and simulating these variables is significantly supported by methods of statistical based test planning, model generation and optimization, which can be implemented across a wide variety of increasingly flexible development environments.

Furthermore it will be mandatory to reuse as many elements as possible to be able to keep the increasing number of functions and parameters down. The tracking of the complete process will gain importance as functional safety issues and call-backs become public and seem to increase.

Continental Automotive is very well prepared to go this pathway with its systems and process know how.

PTNSS-2014-319

Andreas RAINER
Hans-Michael KÖGELER
David ROGERS
Adam LEWANDOWSKI

ITERATIVE DOE – IMPROVED EMISSION MODELS AND BETTER OPTIMISATION RESULTS WITHIN A SHORTENED MEASUREMENT TIME

Keywords: DoE, design of experiments, Pareto, multi-objective, optimisation, model

Design of Experiments (DoE) is a widely used approach for powertrain calibration tasks in order to reduce the testing time. But how accurately can a model describe the real behaviour of the engine or powertrain system? The generation of DoE points (test design) and the test execution are normally performed in two separate and sequential steps. However, while building the models for some highly nonlinear engine responses (for example, particulate mass), current state-of-the-art designs cannot distribute sufficient points, in certain areas, that are particularly relevant for the modelling and optimisation. Empirical models theoretically are capable of describing the complex behaviour accurately but in reality show serious under-estimations due to the lack of measurement information in these critical areas. As a consequence, calibration engineers have to re-design the DoE and add additional test points according to their estimation, in order to improve the model and optimisation quality.

To improve the conventional DoE approach, this paper suggests the implementation of an engineering logic that leaves out candidates which appear to have compromised performance, in one or more output channels and to exchange them with candidates that show a better trend and response characteristic. AVL CAMEO™, as a workflow tool for interactive calibration methods, addresses such

challenges by combining the DoE generation and online testing into one single step. The behaviour of defined measurement channels is modelled during the test execution. This information is used to position additional candidates and to measure them iteratively. After each single measurement, the models are updated and thus, the test design is improved continuously during online testing, providing better coverage within the relevant output ranges.

Practical examples have shown that this unique method, known as “Custom Output Range – DoE” (COR DoE), leads to a significant further reduction of testing effort, as well as a high modelling accuracy, especially for challenging modelling and optimisation tasks. During experimentation, the measurement effort was reduced by half and this intelligent distribution of candidates led to increased model qualities. In addition, the subsequent optimisation was able to find significantly better results, which could be successfully verified.

PTNSS-2014-320

Giovanni D'URBANO

DIESEL SOOT REDUCTION FROM NON-ROAD SOURCES IN SWITZERLAND

Keywords: particle number, particle filter, clean diesel engine, non-road, diesel soot

In Switzerland, the level of harmful particulate matter in the air is often well above the threshold specified in the Ordinance on Air Pollution Control (OAPC), particularly in densely populated areas and along busy roads. This means that 30 to 40 per cent of the population are exposed to high ambient levels of particulate matter throughout the year, and around 10 per cent of the entire population regularly breathe in too much nitrogen dioxide.

Due to the country's topographical situation, there is often insufficient air exchange in the low-lying regions between the Jura range in the north and the Alps in the south. This is also the case in the canton of Ticino, where exhaust emissions from the Po Valley often accumulate along the southern foothills of the Alps. This special geographic and climatic situation has a negative impact on local air quality.

The carcinogenic soot emitted from diesel engines is a particularly toxic component of particulate matter. Swiss environmental legislation requires emissions of carcinogenic substances to be minimised. To protect the population, the Federal Council initiated an action plan against particulate matter in 2006, introducing a variety of measures aimed primarily at sharply reducing the high level of soot emissions from diesel engines that have no exhaust after-treatment systems.

While Switzerland requires road vehicles to abide by the exhaust standards of the European Union, in the non-

road sector it imposes various more stringent technical requirements for each type of diesel engine wherever workers, nearby residents and passers-by are at risk. Here the federal government has deliberately assumed a pioneering role and has actively promoted the development of the necessary technology, in particular with the introduction in 2008 of a particle number limit for construction machines.

The certified particle filter systems for retrofit as well as certified OEM-Engines complying with a stringent particle number limit on the lists published by the FOEN have for years provided a highly-developed technological solution for clean diesel engines in the non-road sector. The cost of filtering diesel engine emissions is far less than the healthcare costs that will incur if pollution caused by diesel soot is not substantially reduced.

PTNSS-2014-321

J. CZERWINSKI
P. COMTE
A. KELLER
A. MAYER

INVESTIGATIONS OF NANOPARTICLE EMISSIONS OF TWO GASOLINE CARS MPI & DI AT STATIONARY PART LOAD OPERATIONS

Keywords: nanoparticles, emission standards, ambient air limits, health benefits

Starting from Euro 6 not only for diesel but also for gasoline vehicles, with direct injection technology.

(GDI) a solid particle number emissions limit of 6×10^{11} #/km becomes effective. The limit was temporary extended for GDI to 6×10^{12} #/km.

Nuclei of metals as well as organics are suspected to significantly contribute especially to the ultrafine particle size fractions, and thus to the particle number concentration.

In the project GasOMeP (Gasoline Organic & Metal Particulates) metal-nanoparticles (including sub 20 nm) from gasoline cars are investigated for different engine technologies.

In the present paper some results of basic investigations of nanoparticles from two gasoline cars – an older one with MPI and a newer one with DI – are represented. The measurements were performed at vehicle tailpipe, with varying sampling conditions and with different SMPS-systems, which enabled the mobility scanning in different size ranges.

The results show that the older vehicle with MPI emits high particle count concentrations. The size distributions are decisively bimodal with high numbers in nuclei mode. In this case, the particle counting below 10 nm yields important information.

The emissions of the newer vehicle with DI show no typical uniform shape of particle size distributions and

are at lower level, than for the older vehicle. There is no visible nuclei mode and the ultrafine particle concentrations below 10 nm are insignificant.

A sampling with a strongly increased primary dilution has a clear influence on the indicated (higher) particle concentrations.

PTNSS-2014-322

Lucia BUSTIN
Hans-Georg HORN
Thomas KRINKE
Brian OSMONDSO
Jason JOHNSON
Bob ANDERSON

A NOVEL PORTABLE INSTRUMENT FOR PN EMISSION MEASUREMENT

Keywords: particulate matter emissions, diesel particulate filters (DPF), number concentration, condensation particle counter

The significant reduction in of particulate matter (PM) emissions from diesel engines since the introduction of diesel particulate filters (DPF) has made conventional mass based emissions measurement techniques impractical due to their inherently low sensitivity. To measure reduced PM emissions, a portable instrument capable of measuring the total number concentration of solid particles resulting from combustion sources has been developed.

The TSI Model 3795 Nanoparticle Emission Tester (NPET) consists of a sample dilution and conditioning system that removes condensation and large particles (greater than 1 μm) from the sample using a water trap and cyclone. Volatile particulate is then removed using a built-in catalytic stripper (CS) and the resulting number concentration of solid particles is measured using an isopropanol based condensation particle counter (CPC).

Verification and validation data obtained during the development of the instrument demonstrate its capability of measuring number concentration from less than 1,000 to more than 5,000,000 particles per cubic centimetre. The NPET has a solid particle detection efficiency of < 50 at 23 nm, > 50% at 41 nm and > 90% at 80 nm. The volatile particle removal efficiency of the built-in CS has been determined to be greater than 99% by measuring the number concentration of 30 nm geometric mean diameter tetracontane particles upstream of the CS using a TSI 3025A CPC and downstream of the CS using the built in isopropanol CPC of the NPET.

The instrument described here is capable of measuring number concentration from 1,000 to 5,000,000 particles per cubic centimeter; allowing for the measurement of solid PM number concentrations from engine configurations with and without DPF. NPET has successfully passed all tests at the Swiss metrology institute METAS; the new instrument is approved for Swiss official, bi-annual in-use measurement of PN emissions of NRMM.

PTNSS-2014-323

A. MAYER
J. CZERWINSKI
P. GEHR
M. KASPER
F. LEGERER
M. WYSER

HEALTH EFFECT CORRELATIONS TO PARTICLE NUMBERS – FROM DIESEL OR PETROL ENGINES

Keywords: nanoparticles, emission standards, ambient air limits, health benefits

Ambient air in urban environments is overloaded with all kind of particles: natural and man-made, solid and volatile, soluble and insoluble, some are ultrafine and some – by far not all – are highly toxic. We have to discriminate, detect the sources of the most dangerous ones and eliminate them by setting the correct metrics, monitor correctly and use best available technology for mitigation measures.

Health research has concluded that particle size is very important for lung uptake and organ translocation and has pinpointed engine emitted particles since they are nanosize, rather insoluble, coated with PAH and appear in high concentrations – WHO has classified Diesel engine exhaust “carcinogenic class 1” – just as asbestos – in June 2012. Those engine emitted solid “soot” particles are also deep-black and therefore a strong contributor to global warming by their radiation activity; where small particles are more active because of their higher specific surface.

Even at very high concentration ($PN > 10^8$ P/cc or 10^{14} P/km) these engine emitted solid particles in the size range of 10-300 nm however contribute very little to particle mass PM and with modern engines overall PM may be close or below detection limit. Therefore we needed a more sensitive metric for vehicle homologation and control of modern engines and this step is successfully completed: emission control has indeed developed filtration systems, which can literally eliminate all particles in the size range 10-2500 nm (by typically 99% or above) but this filtration process again is size dependent and the size classification is only possible by PN-measurement. Given these facts and findings particle number concentration PN in the exhaust gas was chosen 1996 in Switzerland for off-road and 2007 by EU as a new engine emission metric to supplement PM for on-road vehicles.

On the other side ambient air quality control is lagging behind with outdated definitions like PM₁₀ and PM_{2.5}, which are neither taking into account the importance of particle size nor the fact of different toxicity of contained substances nor are they able to correlate air pollution by carcinogenic solid nanoparticles to combustion engine emissions and are thus not supporting any specific mitigation measures.

This anachronistic discrepancy in aerosol metrics is not only misleading the health effect research but also policy makers and the industry. The problem however is, that hundreds of epidemiologic studies correlate PM with different health effect and endpoints and although statistics can never contribute to causality, these studies are regarded to be sacrosanct by existence and thus the general opinion has marked PM has the toxic substance although all we can say is that it is containing the toxic substance. The real toxic substance might be a small part of it and biology emphasizes that this part must be connected to properties of being nanosize (to penetrate membranes) and insoluble (to persist in the organism) and this would be a sufficiently strong reason to reconsider the definition particulate toxic air contaminants P-TOC. Some epidemiologic studies supporting this paradigm are presented here and conclusions with respect to mitigation measures, health benefits monitoring metrics and measurement instrument specifications are drawn.

PTNSS-2014-324

Panu KARJALAINEN
Topi RÖNKKÖ
Jorma KESKINEN

EXHAUST PARTICLES UNDER TRANSIENT DRIVING CONDITIONS

Keywords: exhaust nanoparticles, nucleation, soot, transient driving

Real-world driving consist most of all transients where the engine load and speed are changing constantly. In emission regulation this has been partially considered by including transient driving cycles in emission standards. However, specific data for detailed driving conditions have remained limited. Here we show the results of exhaust particle measurements conducted for diesel and gasoline engines/vehicles during transient driving conditions. The experiments were performed in engine and vehicle laboratories and on the road. The focus of the measurements was in the real-world particle emissions, especially in exhaust nanoparticle formation.

During transient driving cycles both the studied heavy-duty (HD) diesel engine and gasoline passenger car produced elevated soot particle concentrations during accelerations. In addition, in the on-road experiment for a modern gasoline light-duty (LD) vehicles the exhaust plume particle concentrations were at background levels during steady vehicle speeds, but during accelerations the particle number concentrations were ~10–50 times higher than the particle concentration in the background aerosol.

An unexpected observation was that both the HD diesel vehicles and gasoline passenger cars can produce nanoparticles containing lubricant oil derived metals

under engine braking conditions. For the diesel truck, the engine braking related particle number added up to 20–30% of the total emissions over the test period, and similar contributions of engine braking related particles were observed also for gasoline passenger cars. Results indicate that these types of particle emissions can be reality for all vehicle types not using exhaust particle filtration. In Europe, currently neither gasoline passenger cars nor nonroad HD diesel engines necessarily need to employ particle filtration in the exhaust system.

Fuel or lubricant oil originated sulfur can be stored inside catalysts. At high exhaust temperatures this sulfur can be released from the catalyst and, later, contribute the semivolatile nucleation mode (NM) particle formation in the atmospheric cooling dilution of the exhaust. This observation was detected for LD and HD diesel engines in the engine laboratories, for a HD vehicle on the road and in aerosol process studies conducted in an aerosol laboratory. The aerosol laboratory test indicated that the formation of these NM particles does not necessarily require hydrocarbons or sulfated hydrocarbons. In general, the observation that the sulfur storage and release affect NM particle emissions indicate that sulphur driven NM particle emission can be significant also with the ultra-low sulfur diesel fuel.

PTNSS-2014-325

Thomas WALLNER

TRENDS IN FUELS FOR LIGHT DUTY VEHICLES A US PERSPECTIVE

Keywords: fuel trends, alternative fuels, ethanol, natural gas

The idea of using alternative fuels for transportation applications is as old as the internal combustion engine itself. However, today approximately 95% of all vehicles worldwide are powered with conventional fuels. While heavy-duty applications rely heavily on diesel fuel throughout the world, the light-duty sector exhibits more pronounced regional differences with gasoline and diesel still being the predominant fuel options. Concerns over limited fossil resources and the environmental impact of the transportation sector have resulted in the adoption of ever more stringent fuel economy, greenhouse gas as well as regulated emissions legislation in all major automotive markets. Over the last decades several alternative fuels have been promoted with varying levels of success mainly dependent on regional preferences as well as government incentives. In the United States, ethanol and electricity are the most prominent fuel options today with natural gas and drop-in biofuels quickly gaining momentum. However, while introductory scenarios and approaches are different for different alternative fuel options, most (all) alternative fuels share similar shortcomings in terms of infrastructure, storage and vehicle range.

Following a brief review of current energy usage, historic price development with regional differences, the main part of the presentation discusses drivers for large scale introduction of alternative fuels. Critical areas for fuel-related research related to transportation applications are identified and regional differences in alternative fuel acceptance are evaluated. Key challenges for a wider adoption are outlined for a select number of alternative fuel options complemented with relevant technical details and experimental results. Historical trends of non-conventional fuel utilization are analysed and predicted trends based on the current legislative environment combined with availability predictions are being presented. While the main focus of the discussion is the US light-duty market, comparisons to other transportation modes and markets are drawn where applicable.

PTNSS-2014-326

Åsa HÅKANSSON
Martynas DILDA
Knut SKÅRDALSMO

EVALUATION OF A GASOLINE DEPOSIT CONTROL AND FRICTION MODIFIER ADDITIVES

Keywords: gasoline, fuel consumption, additives, deposit control, friction modifier

The objectives of the test was to evaluate gasoline fuel additives with a focus on fuel consumption and regulated exhaust emissions. The gasoline used in the evaluation was in accordance to EN228 and contained 5% Ethanol (95 RON E5).

Four vehicles, 2 x Opel Astra 1.6 (port fuel injected) and 2 x Skoda Octavia 1.8 TSI (direct injection) was chosen for the test programme. The used cars decently represent the European car fleet. In total over 90.000 kilometres was accumulated to verify the effect of a detergent control additive and combined package of detergent control and friction modifiers.

The test procedure used for the fuel consumption and exhaust emissions test was the NEDC (New European Driving Cycle). In order to ensure statistically reliable data the NEDC was repeated five times for each test.

Over the NEDC all the tested vehicles showed lower fuel consumption values for both type of additives compared to market fuel. The lowest reduction observed in fuel consumption throughout the NEDC driving cycle was 1.8%, while the largest decrease was 3.8% vs. market fuel. When using gasoline with new additive package the average reduction in fuel consumption in two cars was 3.3% vs. market fuel and 2.7% vs. Statoil gasoline with old additive package.

Particulate Matters (PM) results from fuel with the friction modifier present were appreciably reduced for

both vehicles with direct injection engines when using the new additive packages. For the gaseous emissions a slight reduction in hydrocarbons and CO was observed whereas the NO_x emissions showed a slight increase. It should however be mentioned that the NO_x emissions for all vehicles were less than one third of the Euro 5 emissions limits for spark ignited engines.

In order to ensure the general "health status" of the engines maximum power and torque were also measured throughout the programme. Merged results from all four test vehicles unveiled that decreases in power did not exceed 0.3% and decreases in torque did not exceed 0.9%, thereby confirming that gasoline additives maintain engine power and torque sufficiently over the time. The greatest observed increase in power was 1.1% and the greatest observed increase in torque was 1.3%.

Endoscopic inspection of the combustion chambers was also performed throughout the programme. Visible deposit reduction in the combustion chambers has been observed thereby proving additives feature to control and prohibit deposits formation in the engine.

In addition to the laboratory tests Statoil Fuel & Retail has also conducted a field trial at one of our customers. The additive package was blind-tested at a traffic school in Sweden and 29 cars drove a total of 758 000 km during the test period. The reduction in fuel consumption with the new additive package was 2.4% compared to our previous additive package in this test and hence confirms the findings from the laboratory (NEDC) tests (2.4% in field trial and 2.7% in the NEDC tests).

PTNSS-2014-327

*Giammarco GIOCO
Elena REBESCO
Pietro SCORLETTI
Tarcisio CERRI
Gianluca D'ERRICO
Angelo ONORATI*

CFD SIMULATIONS OF DIESEL COMBUSTION CHARACTERIZED BY INJECTORS COKING

In the last years more and more attention was given to Diesel injector deposits. The efficiency of new technologies equipment is very sensitive to this effect.

The main characteristic of the fuel detergents is to prevent deposits formation in the injection system. From field-experience and from literature works it is possible to assess that a better fuel economy performance of the vehicle is reachable while maintaining a clean injection system.

There are two different kinds of injectors' deposits, IDID (Internal Diesel injector deposit) and injector coking. Injector coking affects the performance of the injection system through reduction of the effective diameter of injector holes, IDID act causing sticking on

the moving parts of the injector (e.g. inj. needle and/or control valve).

The goal of this work is to investigate the possibility to reproduce and qualitatively describe the effect of injector coking and/or IDID on engine performances by means of the CFD simulation.

The activity aims at analysing the capability of the CFD methodology to estimate the effect on performance/emission due to injector deposit formation.

The first part of the numerical simulation was carried out on a standard case with the characterization of a Diesel injector in a constant volume chamber. In this preliminary activity no chemical reaction was taken into account, to assess differences on spray characteristics due to injector performance deterioration.

The main part of the work was conducted by means of the CFD modeling, to analyse the effect of an aged injector on a passenger car diesel engine, in field representative working points.

As a result of the numerical simulation, it was possible to qualitatively describe the relationship between deposit formation and performance degradation, including trend effects concerning engine emissions.

The simulation results confirm that the use of a fuel able to reduce injector's fouling may have beneficial effects on fuel consumption and smokiness of the engine.

Future work is needed to tune up the model with new experimental data from real engine operating points, in order to achieve a quantitative assessment of the fouling effects on the engine performances and emissions.

PTNSS-2014-328

*Marc WALTER
Uwe LUTZ
Jochen MEZGER*

CONTROL OF INJECTOR DEPOSITS IN DIRECT INJECTION SPARK IGNITION ENGINES

Keywords: direct injection spark ignition engine, bench test, deposit control additive

Direct injection spark ignition (DISI) engines deliver higher efficiency combined with lower fuel consumption and reduced CO₂ emissions than their port fuel injection (PFI) counterparts. As a consequence of this benefit, the market share of DISI engines is forecasted to substantially increase in the near future. However the efficiency of DISI engines can potentially be impaired by deposits formed in the injectors. In the absence of a recognised standard test, a proprietary bench method was developed to evaluate the propensity of fuels to form injector deposits and the ability of deposit control additives to prevent this issue. This method is based on a commercial engine operated with a specific base fuel in a particular test cycle. The extent of deposit formation was assessed in two manners. The

first one consisted in visualising deposits in the injector orifices with a scanning electron microscope at the end of the test. The second one was based on monitoring the change of the injection adjustment parameter FR, which correlates with the duration of the injection of the fuel into the combustion chamber. It could be demonstrated that a conventional additive package based on commercially available polyisobutene amine was able to control the formation of injector deposits and remove already existing deposits. The performance level of such a package could be significantly enhanced when used together with a new type of additive.

PTNSS-2014-329

Robert BARBOUR
Robert QUIGLEY
Avtar PANESAR
James PAYNE
Brian SWORD
David ARTERS
Jim BUSH
Andrew STEVENS

FINDING A SOLUTION TO INTERNAL DIESEL INJECTOR DEPOSITS

Keywords: internal, diesel, injector, deposits, deposit control

Internal diesel injector deposits (IDIDs) have caused widespread problems in the automotive industry since around 2005. Modern injectors that have been precisely engineered to operate highly controlled injection strategies are experiencing problems in the field due to deposits that have formed on their critical moving parts, such as the needle and control valve. Problems range from rough idling to a failure to start, when the moving parts become stuck.

Early studies showed that the composition of these deposits is variable. In some cases the deposit contained noticeable amounts of sodium carboxylate and these deposits are now typically referred to as 'sodium soaps'. In other incidences the dominant chemical functionality observed was an amide group, and hence these deposits are referred to as 'amide lacquers'. A combination of both types has been observed in many cases and other metals, e.g. calcium, have also been detected. Further studies have shown that the sodium soap type can be formed from specific types of corrosion inhibitors. The source of the amide lacquers is less certain, but there are indications that they originate from specific fuel additives that contain critical levels of low molecular weight species.

This presentation explores this broad area of high interest and reports results on the analysis of deposits and the conditions needed to reproduce both types of IDID in bench engine testing. It investigates the types of contaminants likely to form IDIDs and explores differences

in chemical structure that can lead to pro-fouling, non-fouling and anti-fouling behaviour. It also shows that a deposit control additive, specifically designed to control nozzle tip deposits in modern direct injection diesel engines, is effective in controlling IDIDs; both in terms of prevention and removal.

Since IDIDs are formed from multiple sources, some of which are difficult to control in today's market, the use of a broadly acting fuel additive is a more reliable way of avoiding the issues associated with this new form of injector deposit.

PTNSS-2014-330

Giovanni CECCONELLO
Andy OGLEY

LUBRICANTS TECHNOLOGIES APPLICATION FOR EFFICIENCY IMPROVEMENT AND CO₂ REDUCTION

Keywords: lubricants, CO₂, test methodology, motorsport

This presentation attempts to provide readers with an insight into the concept "from track-to-road", by focusing on performance of motorsport engine oils, that can be applied to road vehicles in order to improve their energy efficiency.

The evolution of Formula 1 engines is always very high, in order to achieve maximum performance. The developments of the fluids more suitable for this purpose have followed this way. The maximum power and its release as fast as possible is also achieved with the friction reduction. Lubricants can play an important role, particularly when the sporting regulations freeze the evolution of key engine components. The energy saving is also applied on production vehicles in the form of reduction of fuel consumption. The last decades have seen the auto industry spasmodically engage in overcoming the strictest pollution regulations. The problem of reduction of CO₂ produced in the process of developing more new lubricants that help to achieve these ambitious goals.

PTNSS-2014-331

Liisa PIRJOLA
Panu KARJALAINEN
Aleksi MALINEN
Topi RÖNKKÖ

EMISSIONS OF A GDI VEHICLE OPERATING WITH DIFFERENT COMPOSITION ENGINE OILS: LABORATORY AND ON-ROAD STUDIES

Keywords: exhaust nanoparticles, soot, size distribution, lubricant oil, mobile laboratory

Regardless of improved fuel economy leading to lower CO₂ emissions, gasoline direct injection (GDI) engines have been shown to emit more particles than port fuel

injection (PFI) engines and modern diesel vehicles if they are equipped with diesel particulate filters. Elevated particle emissions affect air quality locally and are of public health concern. Exhaust particles also affect climate by scattering or absorbing solar radiation and participating in cloud formation. Recently, some research efforts aimed at understanding how fuel properties can reduce PM emissions. The objective of this work was to study how lubricant oil properties affect particle emission of a GDI vehicle.

Exhaust emissions of a Euro 5 passenger car, equipped with a three-way catalyst operating with standard gasoline fuel (FSC < 10 ppm) and with five different synthetic engine oils filling the viscosity grade requirement of SAE 5W-30, were investigated. The measurements were performed at a chassis dynamometer over the New European Driving Cycle (NEDC) as well as over three steady state cycles. Exhaust sampling and dilution for particle measurements was conducted using a porous tube diluter, an ageing chamber and a secondary diluter. Number concentration and number size distribution of particles larger than 3 nm were measured by SMPS, EEPS, CPC and ELPI, and a thermodenuder was used to study particle volatility characteristics. Dilution ratios were determined from the CO₂ concentrations measured in the raw and diluted exhaust. Additionally, exhaust particle measurements were also performed on-road with two of the engine oils. A mobile laboratory van Sniffer, equipped with the same instrumentation as in the laboratory studies, was chasing the passenger car at a distance of 10 m. Constant speed and transient acceleration tests as well as deceleration by engine braking were performed.

The results showed that the additives in the lubricant oils affected particle emissions. The size distribution of combustion generated nonvolatile particles was bimodal both in the laboratory and on-road experiments. The nanoparticle mode peaked at 20-30 nm and the soot mode at ~70 nm. Highest number concentrations were observed with two oils that had highest metal (Zn, Ca, Mg) and S contents. Particle emissions increased during acceleration with all oils, contrary to the deceleration conditions conducted by engine braking, when increased emissions were only observed with one oil.

PTNSS-2014-332

Jerzy MERKISZ

SYMPOSIUM SUMMARY: EMISSIONS & FUEL DEVELOPMENT TRENDS FOR IC ENGINES

Keywords: exhaust emission, measurements in real traffic conditions, emission coefficient

Currently, increasing stress is put on the measurements of exhaust emissions, particularly from combustion engines of vehicles and machinery under actual operating

conditions. These measurements, despite being realized on a selected sample of modes of transport, much better reflect the actual situation than test procedures simulating the actual conditions of operation, or stationary tests. They have become possible thanks to the recent advancement of the measurement techniques. The advancement of these techniques has also provided the possibility of measurement of very low concentrations of components in the exhaust gas.

Literature analysis in the field of exhaust emissions research allows two kinds of analytical research to be distinguished, from the point of view of its aims. These are:

- Comparative research on exhaust emissions from passenger vehicles, heavy-duty vehicles or combustion engines alone. They could be investigations conducted on a chassis or engine dynamometer using equipment used for on-board measurements. Such investigations enable evaluation of the exhaust emissions using the on-board methodology. They could also be comparative investigations of the exhaust emissions from vehicles fueled with different fuels, including alternative fuels;

- Research aiming at the assessment of emission indices by determining the gaseous exhaust emissions values from a given category of vehicles under actual traffic conditions (on-board measurements) and comparing them with the admissible exhaust emissions (Euro 0-6; I-VI). Such indices enable the assessment of the gaseous exhaust emissions from the discussed vehicles under actual traffic conditions.

For the realization of the exhaust emissions tests under actual conditions of operation, the authors used the testing potential of portable exhaust emissions analyzers measuring all exhaust components (gaseous components and particulate matter mass and size distribution from spark ignition and diesel engines, fueled with different fuels). The use of data from the on-board emissions measuring system in conjunction with the diagnostic system of an individual transport unit, based on the definable emission index, allows the assessment of the ecological performance of a vehicle in operation. The authors propose a monitoring system of all means of transport for the assessment of the ecological performance of entire groups of vehicles varying in terms of date of production (i.e. exhaust emission limits), their period of operation or conditions of operation. The emission indices for vehicles are defined as a multiple of the increase/reduction of the exhaust emissions measured during operation, compared to the homologation tests designed for a given vehicle category complying with the prescribed standards for emission of: carbon monoxide, hydrocarbons, nitric oxides and particulate matter (both mass and number). Based on the indices created for the individual modes of transport, we may determine the models of exhaust emissions for different vehicles (or stationary machines) under

actual conditions of operation. This will allow an ongoing monitoring of machinery fitted with combustion engines working under actual conditions of operation.

This is a unique exploratory achievement, as in the US, where attempts to implement such tests for heavy-duty vehicles are still in the stage of development, while for passenger vehicles the developed concept and testing methodology globally pioneering.

The proposed correction factors will adapt the homologation emission values obtained in the tests to the actual traffic conditions of a vehicle. Hence, the factors (referred to as 'k') should be dimensionless and determined for different emission categories of vehicles.

PTNSS-2014-333

Joseph WOODBURN

THE IMPACT OF FUEL ETHANOL CONTENT ON FUEL CONSUMPTION AND EXHAUST EMISSIONS OF CO₂ FROM SI ENGINES

Keywords: ethanol, fuel consumption, CO₂ emissions, carbon balance, petrol-ethanol blends

Ethanol has long been used as an extender and oxygenated additive for petrol; ethanol-petrol blends are commonly used; indeed in markets such as the EU and the USA (among others), all standard petrol sold for use in passenger cars now contains some ethanol. The ethanol molecule contains an oxygen atom, in contrast to the range of unoxygenated hydrocarbons that make up standard petrol. Due to the partially oxidised nature of the molecule and the low number of carbon atoms (among other factors), the enthalpy of combustion of pure ethanol is around 33% lower than that of standard petrol. Adding ethanol to petrol therefore lowers the energy content of the resulting blend. However, the density, viscosity, heat capacity, stoichiometric ratio, combustion characteristics and even injection behaviour and of the blend also all change as ethanol is added to a base petrol fuel. All these parameters can potentially impact fuel consumption to varying degrees. This presentation briefly explores the practicalities of measuring fuel consumption via the carbon balance method where ethanol blends are employed. In fact, adding ethanol to petrol can be viewed as varying the energy content of the fuel, a corrected factor for which is provided in US legislation (this is briefly explored). In this work, a literature survey was conducted to obtain fuel consumption results from vehicles running on a wide range of ethanol blends, from E5 to E85. A range of studies were found, reporting experimental work conducted under a range of conditions (varying engine sizes; different operating cycles; multiple ambient temperatures; different engine technologies). The results of this investigation are reported, along with considerations of CO₂ emissions. The overall finding is that volumetric fuel consumption

of ethanol blends is always higher than that of pure petrol, with possible exceptions for very low blends, where the effect may not be detectable. Regarding CO₂, combustion of ethanol inherently produces less CO₂ (and more H₂O), but combustion of an increased mass of fuel means any differences in CO₂ tend to cancel out. However, there can be exceptions to this rule: the situation can be somewhat different for high ethanol content blends. Flex-fuel vehicles running on E85 show a reasonably consistent increase in volumetric fuel consumption of around 25-27%. The overall finding, confirming earlier investigations, is that use of ethanol blends results in increased fuel consumption, but roughly equivalent energy consumption and CO₂ emissions (differences have been reported, but may not be significant). For most ethanol blends, the proportion of ethanol in the blend is a good predictor of the fuel consumption. Some additional factors are also briefly considered.

PTNSS-2014-334

Piotr BIELACZYK
Andrzej SZCZOTKA
Joseph WOODBURN

A COMPARISON OF THE EXHAUST EMISSION AND PERFORMANCE OF EURO 5/6 BI-FUEL VEHICLES FUELLED WITH PETROL AND CNG

Keywords: CNG (compressed natural gas), exhaust emissions, alternative fuels, bi-fuel vehicle, Euro 6

Natural gas is one of the most promising alternative fuels to meet the upcoming stringent Euro 6 emissions regulations in the European Union, as well as the planned reductions in CO₂ emissions. For spark-ignition engines, bi-fuel fuelling equipment is widely available and engine conversion technology for European automobiles is well established, thereby facilitating usage of natural gas in its compressed form (CNG). In light of the promising characteristics and increasing usage of natural gas as a vehicular fuel, this study investigates emissions from a bi-fuel vehicle of European manufacture, powered by an SI engine, with fuel supplied to the engine either via the vehicle's multipoint injection (MPI) gasoline fuel injection system or its MPI natural gas injection system, depending on the fuel type in use. The aftertreatment system of the car tested consisted of a three way catalytic converter (TWC) specially adapted for bi-fuel cars (gasoline & CNG). Certain changes to the engine construction of the test vehicle were also implemented by the manufacturer. The construction of the cylinder head was optimized for CNG combustion by making changes to the valves and valve seat materials. Notwithstanding these important departures from the characteristics of the mono-fuel version of the test vehicle, no further modifications of any kind were made and the test vehicle is representative of its

vehicle model, as used on the road. Results from emissions testing of the vehicle on a chassis dynamometer are presented and discussed in the context of the Euro 6 emissions requirements. The test vehicle featured a multipoint gas injection system and was an unmodified, commercially available European vehicle meeting the Euro 5 standard. The results indicated that when fuelled with CNG, such a vehicle can comfortably meet Euro 6 emissions limits, with certain differences observed in the emissions according to the fuel type used. NMHC emissions were much lower when running on CNG, while HC and CO emissions were somewhat higher. NO_x emissions from the vehicle when fuelled with CNG were about around half of those observed when running on gasoline. Furthermore, when running on CNG the vehicle was observed to emit considerably less carbon dioxide than when fuelled with gasoline, with the reduction (24%) closely agreeing with the results of other studies.

PTNSS-2014-335

Rafal SALA

THE CHALLENGES IN DEVELOPMENT AND IN-SERVICE PROBLEMS OF DIESEL SELECTIVE CATALYTIC REDUCTION (SCR) SYSTEMS

Keywords: nitrogen oxides, SCR, emission, urea, ammonia, Ad-Blue

This presentation focuses on the development and main challenges for SCR systems applicable to Diesel engines and also in-service problems encountered. The Selective Catalytic Reduction method is known as the most efficient means of NO_x removal from exhaust gasses, but due to its complexity it's mainly suitable for heavier vehicles, ranging from upper-segment passenger cars to heavy duty vehicles and off-road applications. In principle, an efficient SCR system allows for fuel economy improvement and at the same time a reduction in CO₂ emissions. This can be achieved by means of shifting in the NO_x-PM trade-off towards higher engine-out NO_x emission regions, achieving higher combustion efficiency. A further advantage would be a decrease in engine-out PM emissions, giving the possibility of using passive DPF filters.

The main disadvantage of SCR systems comes from the necessity of applying additional dosing infrastructure for the AdBlue reduction agent and the need to carry it onboard the vehicle. The reducing agent is an aqueous solution of urea with a freezing point of -11°C, and thus it requires special heating under winter conditions.

A number of SCR research problems are related to the rate of vaporising and thermal decomposition into ammonia of liquid urea injected into the exhaust gas stream ahead of the SCR converter. Urea injection at low exhaust gas temperatures leads (for instance) to solid urea deposit formation and deteriorates the SCR converter's function-

ality. For this reason, injection might be commenced only after a certain temperature threshold has been achieved.

SCR systems performance was validated over the WHTC cycle, which is the new Euro VI homologation test procedure for heavy-duty vehicles. The WHTC was simulated on a steady-state dyno, including tests with cold and hot engine starts. The subject of particular interest was the NO_x conversion efficiency in the operating temperature range and ammonia slip (emission) measured after the SCR converter. The problem of ammonia slip mostly occurred under high exhaust gas temperature conditions and has been well documented in various studies. This phenomenon is directly associated with the NH₃ storage capability of the SCR substrate, which strongly decreases with increasing temperature.

For SCR system optimization, it is also important to ensure the possibly of even ammonia distribution across the SCR catalyst face. Local ammonia enrichment may lead to NH₃ slip and decrease NO_x conversion efficiency.

PTNSS-2014-336

Juha TIKKANEN

Kauko JANKA

COMPARISON OF PEGASOR PARTICLE SENSOR (PPS) RESULTS FROM CVS AND TAILPIPE

Keywords: particle number measurement, particle mass measurement, CVS, tailpipe

The Pegasor Particle Sensor (PPS) has been developed for real-time and continuous ultrafine particle measurement directly from hot raw exhaust conditions. The operation of the sensor is based on the escaping current principle. The instrument is capable of performing continuous real time PM and PN measurements, while providing a real-time signal with a resolution of 100 Hz, with a dynamic range of more than 100 dB and a 0.2 s time response. The range for mass concentration measurement is from less than 1 µg/m³ up to 600 mg/m³. For number concentration the range is from 300 #/cm³ up to 1.3*10⁹ #/cm³. The lack of dilution gives the sensor the advantage of superior sensitivity and time response and minimizes the effects of sampling systems on the results.

The PPS response to particle size is proportional to the active surface area of particles. The sensor's signal is calibrated for both the concentration of mass and number of exhaust particles.

Designed as a flow-through device, the PPS uses a corona-discharge-based diffusion charger. As the particles escape the sensor's electrically isolated cell, they produce a current which is measured via a built-in electrometer. The corona needle is located in clean air flow thus maintaining stable ionization at all times. The system does not involve collection or contact with particles in the exhaust stream, which is especially advantageous for long-term

stability and operation without frequent maintenance. PPS is equipped with an adjustable ion trap electrode, which can be used for size selective lower cut point. The default 400 V trap voltage adjusts the sensor lower cut point to 23 nm.

Sampling line and the PPS sensor are operated at 200 °C to eliminate semivolatile particle condensation and the formation of nucleation mode during sampling. When measuring from the CVS, semivolatiles may have already been condensed and adsorbed inside the tunnel's walls, as a result of the primary exhaust gas dilution and cooling. To eliminate the measurement of such volatile particles the use of a Catalytic Stripper (CS) is recommended. Catalytic stripper is added as an extension to the heated sampling line.

When PPS is properly installed in the tailpipe and the CVS is clean, PPS gives the same result in both locations when losses are taken into account. This makes the data analysis very easy when comparing CVS and on-road measurements (PEMS).

A major problem of CVS sampling is that particles accumulated in the CVS walls may be re-entrained during subsequent measurements when the temperature of the CVS is increased (e.g. during highway mode of a driving cycle). This unwanted behavior of CVS makes the emission analysis of low particle emitting vehicles problematic. Tailpipe sampling eliminates this effect, as well as bypasses the usage of the expensive CVS method.

PTNSS-2014-337

Jerzy MERKISZ
Jacek PIELECHA

ON-ROAD EXHAUST EMISSIONS USING PORTABLE EMISSION MEASUREMENT SYSTEM (PEMS)

Keywords: ecology, exhaust emission, on-road test

The article characterizes state-of-the-art PEMS (Portable Emission Measurement System) equipment for exhaust emissions measurement under actual operating conditions. This equipment allows measurement of the exhaust emissions from all modes of transport. Besides the article contains the results of exhaust emission research for engines of a variety of transport applications such as light duty vehicles, heavy-duty vehicles or non-road vehicles. Own exhaust emission research results performed under different traffic conditions of new motor vehicles fuelled with different fuels (gasoline, diesel fuel and natural gas) have been compared with the type approval values that define the vehicle emission indexes. The analysis has been performed in relation to a vehicle but the proposed measurement methodology is also knit to the engine operating conditions. The testing of heavy-duty vehicles described in the book was divided into several stages for which the

results obtained for these vehicles were compared for loaded and unloaded vehicles. Ecological advantages of the city buses of different powertrain configurations have been determined (diesel, hybrid) on selected regular bus lines in city center.

PTNSS-2014-338

Jerzy MERKISZ
Paweł FUĆ
Piotr LIJEWSKI
Andrzej ZIÓLKOWSKI
Krzysztof WOJCIECHOWSKI

INVESTIGATIONS INTO THE POSSIBILITIES OF USING THERMOELECTRIC GENERATORS FOR WASTE ENERGY RECOVERY IN NON-ROAD VEHICLES

Keywords: exhaust gas recovery, thermoelectric generator, non-road vehicles

The paper presents investigations whose aim is to evaluate the possibilities of use of a thermoelectric generator to recuperate the exhaust gas energy. The tests were performed on a farm tractor. The diesel engine can reach an efficiency level of approximately 40% while part of the wasted energy is contained in the exhaust gases. The use of a thermoelectric generator allows a partial recovery of this energy. Moreover, the paper presents the results of investigations obtained during the testing of an engine of a farm tractor. The parameters have been presented based on which the authors could estimate the exhaust gas energy, the exhaust gas stream and temperature. Besides, the authors present the results of the application of TEG, its operating parameters and the parameters determining the energy yield from the TEG. The obtained results confirm the assumption that a non-road vehicle engine is a perfect match for TEG, which results in an improvement of their efficiency.

PTNSS-2014-340

Michał OLCZYK
Jerzy KORZEC
Adam SORDYL
Piotr BIELACZYK

THE IMPACT OF CNG FUEL ON DIESEL ENGINE DEVELOPMENT – DUAL FUEL SUPPLY CONCEPT

Keywords: alternative fuel, dual fuel engine, compressed natural gas, gaseous emission, medium duty diesel engine

The rising prices of fossil fuels such as gasoline and Diesel, force engine manufacturers to find alternative fuels for today's engines. Compressed natural gas (CNG), is one of the alternative fuels. It is said to be one of the cleanest fuels and many engine manufacturers, transport companies

and public institutes have spent huge amounts of money on engines supplied with CNG developments. Compared to spark ignition engines, adapting Diesel engines to be supplied with CNG as a fuel is much more complicated. One of the methods is a concept for the dual fuel engine, adapted to use both fuels, i.e. CNG and diesel.

In this paper the calibration results and influence of adding CNG to a medium duty Diesel engine adapted to work in a dual fuel mode on the engine test bench are shown. The engine used was a 4 cylinder, turbocharged compression ignition engine, with direct injection and a mechanical fuel pump. It was adapted to be supplied with CNG by adding a special CNG control unit and four injectors mounted onto the manifold. The mixture of air and CNG was prepared in the manifold, then sucked into the cylinder. The combustion process was started by the injection of Diesel. Calibration of the dual fuel mode was done at four groups of measurement points; in each of which a different factor of torque replacement was used: 70% of torque given by Diesel/30% of torque given by CNG; the same situation was in the remaining groups: 50% Diesel/50% CNG; 40% Diesel/60% CNG; 30% Diesel/70% CNG. During the adaptation process, gaseous emissions and engine operation parameters were measured at different engine speeds and loads.

Comparing the results to the Diesel mode, lower emissions of CO₂ and NO_x were noticed when adding substituting Diesel with injected CNG. However, too high a quantity of CNG injected instead of diesel was observed to cause combustion disturbances in the engine.

PTNSS-2014-341

*Michał OLCZYK
Krzysztof MRÓZEK
Adam SORDYL
Piotr BIELACZYK*

**MARINE RECREATIONAL ENGINE
CERTIFICATION TEST BASED ON THE U.S. EPA
RULES, PERFORMED ON ENGINE TEST BENCH
– TEST METHODOLOGY**

Keywords: greenhouse gaseous, marine engines, EPA rules, NTE zone, additional water tank

Increase in the concentration of harmful exhaust compounds, i.e. hydrocarbons and NO_x compounds, force the authorities to introduce legislation which limits the exhaust gas emissions not only from vehicles, but also from aeroplanes, locomotives and marine and inland ships. Due to the huge range of marine engines, special legal rules have been established. Around the world, U.S. EPA rules are the ones to be followed by most authorities. Marine engines are separated into different groups by application type, engine displacement and power. According to those groups, each marine engine has a defined test cycle and limits.

The test methodology according to EPA rules is shown for the example of a marine engine within recreational and commercial applications, of displacement below 0.9 dm³/cyl and power more than 75 kW, tested on the engine test bench. Such an engine has a special cooling system, which must be supplied with cold water. This technical solution necessitates special systems for cooling the engine. In this instance, fresh water was accumulated in the tank of capacity 1000 dm³, and connected to the engine test bench water circulation system to ensure supply of the quantity of water demanded.

Additionally, EPA rules define the homologation cycles and, measurement devices used and the methodology of preparing results and the cycle validation process. Certification cycles are the same as in ISO 8178. Depending on the engine application, the certification test also has NTE zone measurements. This special test is previously agreed with the EPA authorities by the engine manufacturer or testing laboratory and usually contains 15 test points covering the whole range of engine operation points. All calculations are based on the engine full load performance, consisting of at least 20 points. To define NTE zones, three different propeller curves must be calculated: the first one is an ideal propeller; the remaining two are described as a smaller and a larger propeller (power ±16% to ideal propeller). Emission limits are multiplied by a factor specified in the legal requirements for each engine application and according to the number of zones. NTE measurements are performed for one engine in the engine family, which has the worst emission in the engine family (based on certification tests). All requirements must be fulfilled to prepare and make the certification tests, which in the end permit EPA certification to be acquired.

PTNSS-2014-342

Felipe GALVIS

**COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS APPLIED
TO ENGINE DEVELOPMENT AND EXHAUST
EMISSIONS RESEARCH**

Keywords: computational fluid dynamics, engine development, exhaust emissions reduction, simulation of combustion, flow simulation in engine components

Computational Fluid Dynamics, or CFD, is a very extensive and flexible tool in the study of fluid mechanics problems in a wide range of physical environments and flow conditions. The mathematical description of fluids in motion (Navier-Stokes differential equations) can be transformed into a set of algebraic equations, and solved by means of numerical methods, algorithms and computers; in this manner a prediction of the flow, often called numerical simulation, can be obtained. Key advantages of CFD simulations are the possibility to measure and visualize flow properties and characteristics that are

very difficult to obtain from analytical and experimental methods, thus allowing engineers to deeply understand flow problems in components under certain conditions; regardless its flexibility and applicability, CFD poses challenges that the CFD engineer has to overcome, such as: physics understanding (flow conditions, chemistry), turbulence modelling (inviscid, laminar, turbulent), geometry meshing approach (structured, unstructured), solver set-up (control of the iterative process and solution stability), error estimation, and solution validation and post-processing. The automotive industry is a rich source of challenges whose solutions may be approached using CFD. Nowadays automotive industry has a great focus on engine development towards fuel consumption and exhaust emissions reduction, where CFD has been applied successfully. CFD can support the design and optimisation of internal combustion engines and aftertreatment systems from different approaches: energy management, combustion processes, combustion chamber design (piston head shape), heat losses, fuel injection systems optimisation, pollutants formation, etc. Flow problems in aftertreatment systems components can be optimised via CFD studies of flow uniformity, pressure and temperature distributions, species and chemical reactions concentrations, etc. CFD basic concepts, and its application to automotive industry for engine development and emissions research are presented.

PTNSS-2014-343

Georg STEINER

RDE – REAL DRIVING EMISSION AND FUEL CONSUMPTION, DISCUSSION OF LEGISLATION, POWERTRAIN TECHNOLOGIES AND MEASUREMENTS TRENDS

Keywords: RDE, CO₂, hybrid, PEMS, fuel consumption

The European passenger car industry is currently facing a number of challenges with the introduction of RDE-Real Driving Emission legislation, reduction of CO₂ emission limits, and the change of the legislative drive cycle used for the measurement and determination of both pollutants and CO₂ emissions.

The optimization of combustion engines and aftertreatment systems for NEDC drive cycles under defined and controlled conditions has achieved great success. However outside the defined test conditions, modern engines emit often a multiple of the allowed pollutants. In diesel engines this can be due to undersized EGR systems and NO_x reduction systems, in downsized, turbo charged direct injection gasoline engines it is often caused by rich operation in high load for temperature control which often leads to high soot emissions.

We want to take a short look at some possible technological trends to deal with this new requirement, what

side effects these could have on other performance aspects such as fuel consumption, and how concepts could look like that provide benefits for both pollutant and CO₂ emission reduction.

A second aspect is the collection of real driving emission data and the integration of this information in the powertrain and vehicle design process.

Until recently, mobile emission measurement was carried out with equipment originally designed for the heavy duty vehicle analysis, meaning relatively big, heavy equipment which lead to severe installation efforts and safety risks. We want to briefly introduce a specially developed gaseous emission analyzer for RDE passenger car tests, which almost completely eliminates the installation, power supply and safety issues.

As a second aspect of RDE testing we want to take a look at what influences the RDE legislation and testing requirements could have on the development process, since real driving emission solutions will hardly be developed on the road, nor can they be completely tested in the lab.

As a third aspect of the RDE and CO₂ reduction targets we want to take a look at the potential benefits of these regulations for the end-user and environment, and the implications on different forms of alternative powertrain concepts for different use profiles of passenger cars.

PTNSS-2014-344

Piotr BIELACZYK

THE IMPACT OF FUEL CONTAINING HIGHER ETHANOL CONTENT ON THE OPERATION OF AUTOMOTIVE SPARK IGNITED ENGINES

Keywords: ethanol, alternative fuel, spark ignition engine, emissions

Bioethanol, created via the process of fermentation, has been of interest as a fuel for combustion engines for over 100 years, and also as one of the most promising alternative fuels compared to fossil fuels manufactured in the process of oil refining. A lot of research and development activities have been performed in the last 10-15 years, making bioethanol an alternative fuel for spark-ignition engines, especially with gasoline mixtures. The scope of this research is to guarantee an increased fuel supply to cover increased worldwide demand for liquid automotive fuels, caused by the constantly increasing volume of car sales and the necessity to lower emissions of greenhouse gases, especially carbon dioxide (CO₂). The oxygen-bearing molecular structure of ethanol can improve the combustion process and reduce emissions of incomplete combustion products (such as hydrocarbons, carbon monoxide, particulates). Bioethanol can be used together with gasoline in mixtures of various proportions. 10% and lower mixtures of bioethanol can

be used without problems in many cars, including older models. In some automotive markets (mainly the USA) mixtures up to 15% are considered safe for use in modern vehicles. Fuels designated as E85 or E100 contain 85% and more ethanol and require specially designed vehicles that are becoming more and more common in specific automotive markets (like Sweden or Brazil). The scope of this study is a synthetic approach to issues related to powering modern vehicular internal combustion spark ignition gasoline engines with higher bioethanol blends with gasoline. An experimental analysis using different research methods of spark ignition engines on a chassis dynamometer and an engine test bed dynamometer to determine if modern vehicle spark-ignition engines that meet the Euro 5 and future Euro 6 standards can be fueled with 25%-50% bioethanol-gasoline mixture – i.e. much higher than 5-10%. The ecological effects of this type of fuel usage were analyzed, together with fuel consumption. Those issues are very important and current for many automotive markets worldwide, regarding the constantly increasing share of bioethanol in global liquid fuel usage and additionally ethanol being not widely recognized as being able to be used in bigger proportions in gasoline mixtures.

PTNSS-2014-345

Johannes VILLINGER
Werner FEDERER
Arno WEISSNIGHT
Markus HOENIG

**SIGNIFICANT ROLE OF IMR-MS
(ION – MOLECULE REACTION MASS
SPECTROMETRY) TECHNOLOGY IN RAPID
MULTI-COMPONENT GAS ANALYSIS & ITS
IMPORTANCE IN TODAY'S ENGINE AND
CATALYST DEVELOPMENT**

Keywords: IMR-MS, mass spectrometry, SCR, catalyst, DeNOx, combustion, online, oil consumption, gas analysis

Today's challenges in developing high performance, low consumption and ultra low emission engine and catalyst designs demand very fast, sensitive and detailed emission monitoring systems.

Ion – molecule reaction mass spectrometry (IMR-MS) has been in constant development to meet the changing needs for more than 28 years and serves as a sensitive tool to study organic HC as well as inorganic N, S and O gaseous emissions in raw exhaust and tail pipe by automotive and catalyst researchers. The fast gas response time of 20 msec and the high dynamic range of 1 to 104 offers the study of instationary processes like engine control in hybrid systems, development of engine – transmission and powertrain management resulting in low overall emissions as well as desulfurization strategies for various catalyst types. Engine cold start strate-

gies are discussed as well as dynamic oil consumption measurements. A detailed technical description of the IMR technology, discussion of calibration routines and stability will generate the picture of a modern in-line monitoring technique.

PTNSS-2014-346

Piotr BIELACZYC
Joseph WOODBURN
Piotr PAJDOWSKI
Andrzej SZCZOTKA

**A PRELIMINARY COMPARISON OF CO₂
EMISSIONS FROM EUROPEAN PASSENGER
CARS TESTED UNDER LABORATORY
CONDITIONS OVER THE NEDC, WLTC AND FTP-
75 TEST CYCLES**

Keywords: WLTC, CO₂, driving cycle, NEDC, FTP-75

CO₂ emissions data are required for a wide range of reasons – not least for legal ones (calculation of fleet average CO₂ emissions); commercial reasons (calculation of fuel consumption figures to be provided to consumers); and technical/engineering reasons (testing and development of emissions reduction technologies, fuel types, etc). Being the most prevalent measured species in the exhaust gas, CO₂ is often relied upon to determine test-to-test repeatability, even if CO₂ measurements are not the aim of the test in question. Since CO₂ is intimately dependent on fuel consumption, any change to the operating parameters of the vehicle will have an impact of some kind on CO₂ emissions. One of the most fundamental parameters is the driving cycle and driving strategy (e.g. cold/hot start, gearshift strategy) – i.e. the set of parameters which dictate what the engine is required to do during the test.

This paper presents the results of a preliminary experimental study examining the World Harmonized Light-duty Vehicles Test Procedure (WLTP) and in particular its test cycle – the World Harmonized Light-duty Vehicles Test Cycle (WLTC). Exhaust emission testing was carried out in an advanced, climate-controlled test facility at BOSMAL Automotive Research and Development Institute. In general, testing was carried out in accordance with the demands of current EU legislation: all the vehicles were tested on a chassis dynamometer and the exhaust gas was diluted and sampled using a constant volume sampler. Some tests were carried out with modal (continuous) exhaust gas analysis, to gain further insight into the CO₂ emissions trends for individual cycles. The results indicated limited differences between CO₂ emissions over the NEDC and WLTC, but with some exceptions; differences between the WLTC and the FTP-75 were greater. Further work is required to compare the entire WLTP procedure with current EU and US test procedures.

Reminiscence/Wspomnienie
prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny (1947 – 2014)

W dniu 4 kwietnia 2014 r. po długiej i ciężkiej chorobie zmarł prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny, wybitny specjalista z dziedziny silników okrętowych, wiceprezes Zarządu Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych.

Prof. Leszek Piaseczny był absolwentem Wyższej Szkoły Marynarki Wojennej w Gdyni (1964-1968) na Wydziale Technicznym. Po dwuletniej służbie na okręcie jako oficer mechanik został skierowany na stacjonarne studia wyższe II stopnia na Wydziale Technicznym Wyższej Szkoły Marynarki Wojennej w Gdyni, które ukończył w 1972 r. Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Mu w 1976 roku Rada Naukowa Instytutu Okrętowego Politechniki Gdańskiej na podstawie pracy doktorskiej pt.: „Metoda optymalizacji systemu profilaktycznych obsłóg siłowni okrętowych”. Stopień naukowy doktora habilitowanego nauk technicznych z zakresu Budowy i Eksploatacji Maszyn – nadała Mu w 1995 roku Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Pojazdów Politechniki Poznańskiej na podstawie oceny ogólnego dorobku naukowego i przedłożonej rozprawy habilitacyjnej pt.: „Geometryczna dokładność montażu układu tłokowo-korbowego w procesie odnowy struktury konstrukcyjnej okrętowych silników spalinowych”.

Pracę zawodową Prof. Leszek Piaseczny rozpoczął w 1972 roku na Wydziale Technicznym (obecnie: Mechaniczno-Elektrycznym) Wyższej Szkoły Marynarki Wojennej (od 1986 Akademii Marynarki Wojennej). W tej Uczelni Profesor przeszedł kolejno wszystkie szczeble kariery zawodowej nauczyciela akademickiego: od starszego asystenta (1972-1977), przez stanowisko adiunkta (1977-1996) do stanowiska profesora (od 1996).

Przez całe swoje życie zawodowe prof. Leszek Piaseczny związany był z Zakładem Eksploatacji Okrętów Katedry Technologii i Eksploatacji Okrętów, a później Instytutu Technicznej Eksploatacji Okrętów (obecnie Instytut Budowy i Eksploatacji Okrętów).

W latach 1980-1993 pełnił funkcję zastępcy Komendanta Instytutu. Od 1993 roku został powołany na stanowisko szefa Oddziału Naukowego Akademii Marynarki Wojennej, pozostając przy pracy naukowo-dydaktycznej w macierzystym instytucie.

Prof. Leszek Piaseczny był jednym z inicjatorów powołania do życia – członkiem założycielem Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych. Od chwili powstania PTNSS piastował funkcję Wiceprezesa Zarządu Towarzystwa. Zasiadał także w Radzie Programowej wydawanego przez PTNSS kwartalnika 'Combustion Engines'.

Za działalność naukową i dydaktyczną prof. Leszek Piaseczny był wielokrotnie wyróżniany m. in. nagrodami Prezesa NOT, Komendanta – Rektora AMW, a ponadto: Krzyżem Kawalerskim Orderu Odrodzenia Polski, Medalem „Za Zasługi dla Marynarki Wojennej”, Medalem Komisji Edukacji Narodowej. Pośmiertnie został wyróżniony przez Ministra Obrony Narodowej wpisaniem zasług do Księgi Honorowej Wojska Polskiego.



Wśród licznych osiągnięć prof. Piasecznego należy zwrócić szczególną uwagę na stworzenie przez Niego zespołu badawczego, wyposażenie go w wysokiej klasy aparaturę badawczą i realizację przezeń szeregu ambitnych prac badawczych nakierowanych na poprawę ekologicznych właściwości

okrętowych silników spalinowych. W wyniku tych prac opracowano m. in. oryginalną metodę obniżania emisji NOx w spalinach silników przez zastosowanie dynamicznego wytwarzania emulsji paliwowo-wodnej o pożądanych, z punktu widzenia procesów zachodzących w silniku, właściwościach. Opracowano również oryginalne sposoby poprawy cech ekologicznych silników poprzez skojarzenie recyrkulacji spalin i wtrysku wody do cylindrów. Stworzono naukowe podstawy do opracowywania testów badawczych ekologicznych właściwości silników i zaproponowano kilkanaście testów dla silników o różnych zastosowaniach. Testy te były odzwierciedleniem rzeczywistych warunków użytkowania silników, a metoda ich tworzenia, m. in. z zastosowaniem modeli stochastycznych została wykorzystana także poza okrętownictwem (np. w badaniach emisji spalin turbinowych silników lotniczych).

W ostatnich latach zespół pod kierownictwem prof. Piasecznego opracował oryginalne w skali światowej metody określania statycznych i dynamicznych charakterystyk toksyczności spalin silników na podstawie identyfikacji parametrów ruchu statków z tzw. systemu AIS. Metody te umożliwiają określenie emisji zanieczyszczeń zawartych w spalinach dowolnej klasy statków morskich pływających w dowolnym rejonie morza na drodze pośredniej – bez konieczności montowania skomplikowanej aparatury. W wyniku zastosowania tej metody można, np. określić sumaryczną emisję zanieczyszczeń emitowanych ze statków pływających na Zatoce Gdańskiej w dowolnym okresie: dobowym, tygodniowym itd. Można również prognozować wartości tej emisji w okresach przyszłych.

Na podkreślenie zasługuje fakt, że prof. Piaseczny dbał także o rozwój naukowy członków kierowanego przez siebie zespołu badawczego. Wiele ze zrealizowanych prac badawczych było podstawą do przygotowania prac promocyjnych na wyższe stopnie naukowe członków zespołu (m.in. dr inż. R. Zadrąg, dr inż. T. Kniaziewicz, dr inż. M. Pawlak).

W swojej pracy naukowej prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny współpracował z wieloma uczelniami i ośrodkami badawczymi wspierając je swoją wiedzą i doświadczeniem. Na czoło tej współpracy wysuwają się uczelnie: Politechnika Poznańska, Politechnika Warszawska, Politechnika Krakowska, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji w Bielsku-Białej, Instytut Transportu Samochodowego w Warszawie, Instytut Paliw i Energii Odnawialnej w Warszawie.

Wydaje się, że najistotniejszą cechą pracy naukowej prof. Piasecznego było oryginalnie twórcze podejście do modelowania procesów emisji zanieczyszczeń zawartych w spalinach silników spalinowych, także modelowania rozchodzenia zanieczyszczeń na akwenach morskich, a zwłaszcza na tak wrażliwym ekosystemie jakim jest Bałtyk. Profesor posiadał wyjątkowe umiejętności budowania matematycznych modeli procesów tej emisji i imisji, cechowała Go pedantyczna dokładność w stosowaniu sformalizowanego ich opisu. Zwraçała uwagę również Jego konsekwencja w definiowaniu pojęć naukowych i duży nacisk na poprawne i jednoznaczne stosowanie terminów oraz określeń naukowych z szeroko pojętego obszaru budowy i eksploatacji silników spalinowych.

Przy swoich walorach naukowych Profesor Piaseczny był jednocześnie osobą niezwyklej kultury, nadzwyczajnej inteligencji. Był ozdobą wszystkich spotkań i konferencji, pełen uroku, humoru, autoironii. Przebywanie w Jego towarzystwie

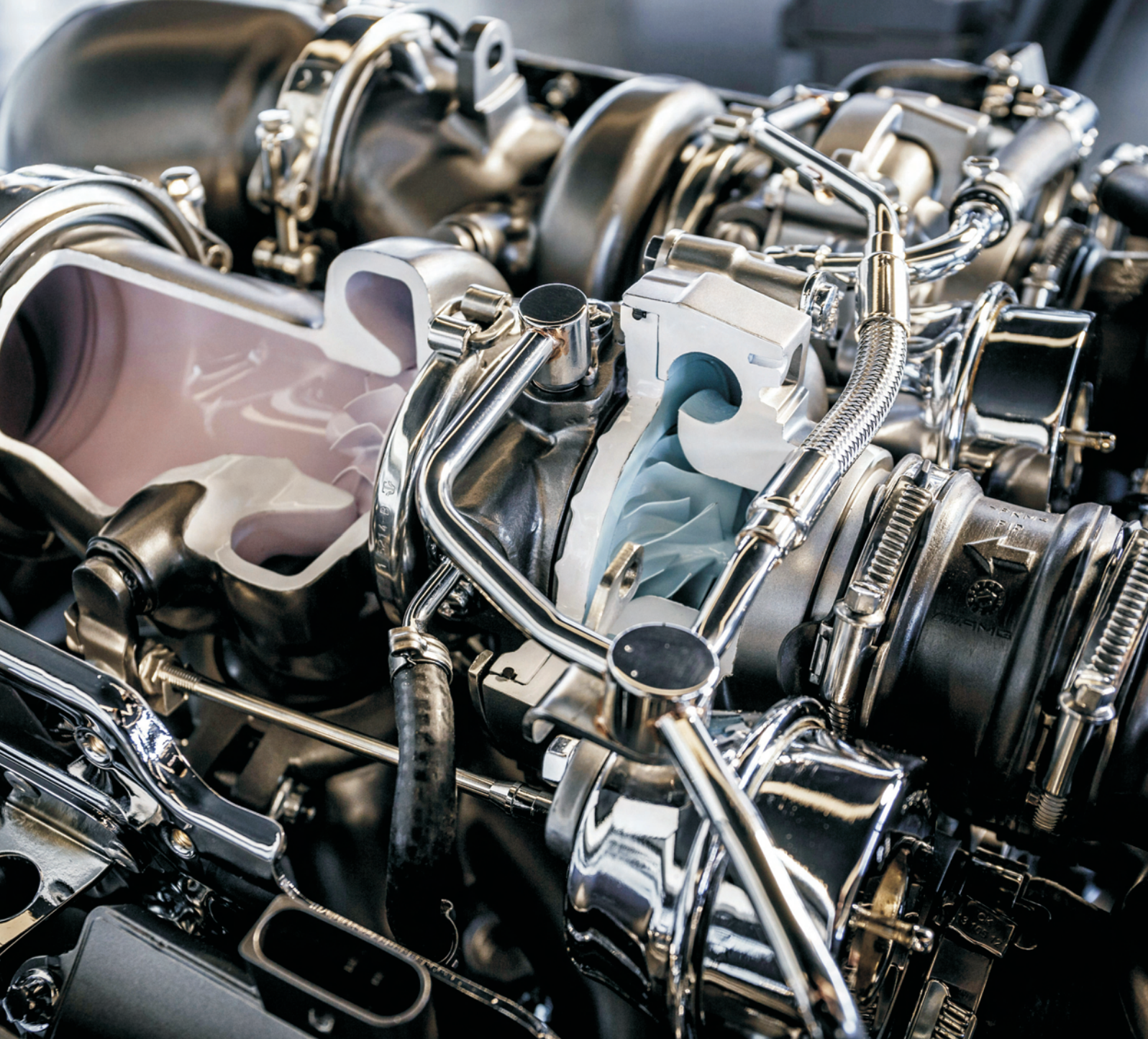
było wielką ucztą intelektualną. Można powiedzieć, że Profesor Piaseczny był człowiekiem renesansu. Jego mottem życiowym była łacińska sentencja *Vita, sine litteris mors est* (życie bez nauki to śmierć). Należał do światowej czołówki specjalistów w dziedzinie morskich zagrożeń środowiska i był niekwestionowanym Autorytetem w tym zakresie, a także z dziedzin: niezawodności, ekologii, modelowania, statystyki, planowania eksperymentu. Niewielu polskich pracowników nauki funkcjonujących w dyscyplinach technicznych zdobyło taką pozycję i uznanie. Ale nie tylko nauki techniczne były Jego pasją, posiadał olbrzymią wiedzę z medycyny, historii i muzyki. Współpracownicy znali prof. Piasecznego jako człowieka bardzo pracowitego i starannego, a jednocześnie życzliwego, otwartego na ludzi i ich problemy. W życiu prywatnym Profesor wykazywał wielką dbałość o swoją rodzinę.

Śmierć Profesora Piasecznego jest ogromną i bolesną stratą dla środowiska naukowego, dla wielu pokoleń studentów szeroko korzystających z jego rozległej wiedzy, doświadczenia, dociekliwości i pracowitości, jest nieodżałowaną stratą dla Jego przyjaciół z PTNSS. Pocieszenia można szukać w słowach antycznego poety: *Non omnis moriar*. Profesor pozostawił po sobie ogromny dorobek. Publikował m.in. w: *Marine Technology Transactions, Maintenance and Reliability, The Archives of Automotive Engineering, Polish Maritime Research, Polish Journal of Environmental Studies, Marine Transport, Combustion Engines, Journal of Polish CIMAC*. Jego pozycje książkowe, jak m.in.: *Technologia polimerów w remontach okrętów, Gdańskie Towarzystwo Naukowe, Gdańsk 2002*, czy *Technologia naprawy okrętowych silników spalinowych, Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 1992* na stałe weszły do kanonu najważniejszych pozycji w dziedzinie okrętownictwa.

Uroczystości pogrzebowe Profesora Leszka Piasecznego odbyły się 9 kwietnia 2014 r. Liczba przybyłych osób świadczy o wielkim szacunku i uznaniu, a także sympatii, jaką cieszył się Profesor. Mówi się, że nie ma ludzi niezastąpionych. Nam jednak trudno wyobrazić sobie, aby Profesora Piasecznego mógł ktoś zastąpić. Będzie nam Go bardzo brakowało. Zarząd PTNSS w imieniu w wszystkich członków wyraża najgłębszy żal z powodu odejścia prof. dr hab. inż. Leszka Piasecznego – wybitnego naukowca, wspaniałego człowieka i przyjaciela.

*Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz
Prezes Zarządu Polskiego Towarzystwa
Naukowego Silników Spalinowych*





Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 2300-9896



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

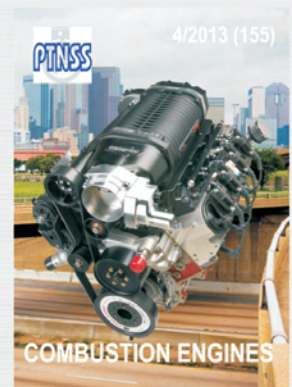
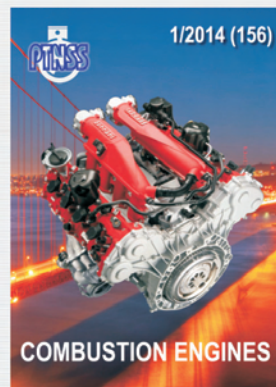
Zgłoszenia

Zapowiedź

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



9 772300 989002

www.ptnss.pl