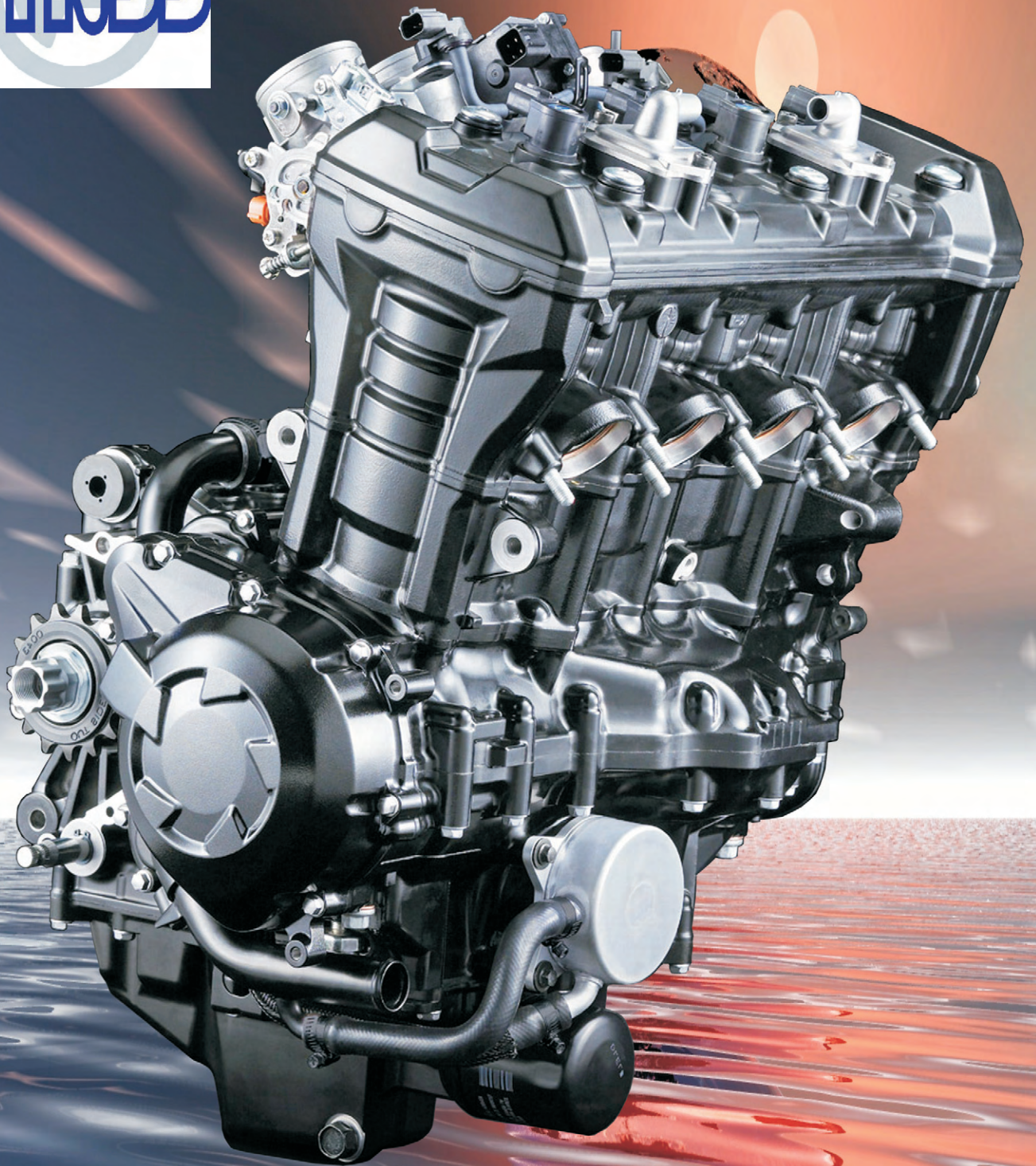


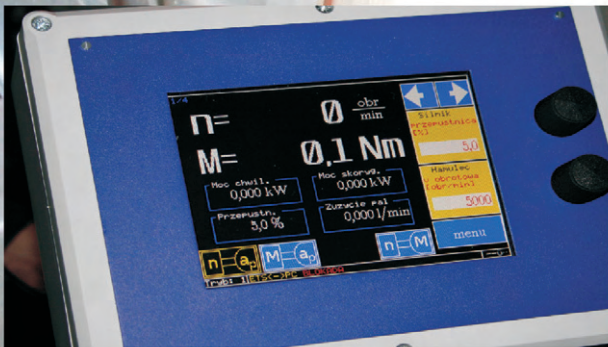
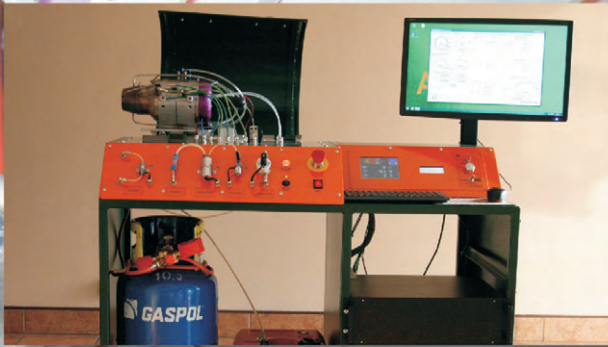
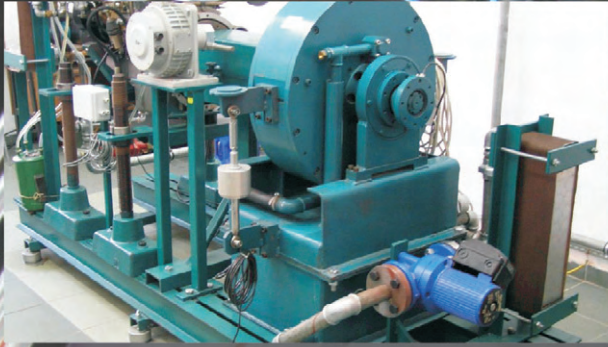


2/2011 (145)



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE



hamownie silnikowe i podwoziowe z hamulcami elektrowirowymi o mocach 30kW - 400 kW

paliwomierze gravimetryczne

serwomechanizmy przepustnicy

oprogramowanie do automatyzacji i nadzoru badań, oraz

akwizycji, archiwizacji i wizualizacji danych

skanery OBDII / EOBD

przyrządy diagnostyczne

wyposażenie dla stacji kontroli pojazdów

tel. +48 58 522 06 20
tel. +48 58 348 55 27
fax +48 58 522 06 21
www.automex.eu
automex@automex.eu

Automex Sp. z o.o.
ul. Marynarki Polskiej 55d
80-557 Gdańsk



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

A Scientific Magazine

Czasopismo naukowe

2/2011 (145)

April 2011

Rok XLX

PL ISSN 0138-0346

Editor/*Wydawca*:

Polskie Towarzystwo Naukowe

Silników Spalinowych

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

tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

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

Scientific Board/*Rada Programowa*:

prof. dr hab. inż. Krzysztof Wislocki – przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał

prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda

prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski

prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

prof. dr hab. inż. Marek Orkisz

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

prof. dr inż. Stefan Pischinger

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr inż. Mirosław Wyszyński

Editorial/*Redakcja*:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 61 6652207, 61 6652240, 61 6652118

E-mail: silniki@ptnss.pl

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

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

mgr Krystyna Bubacz

(Editorial Office/*sekretarz redakcji*) redakcja@ptnss.pl

dr inż. Ireneusz Pielecha

prof. dr hab. inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

Collaboration/*Współpraca*:

dr inż. Maciej Bajerlein, dr inż. Miłosław Kozak,

mgr Tomasz Pawlak, dr inż. Marek Waligórski

Editorial

Dear Readers,

This issue of our quarterly magazine *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* is coming out soon before the IV International Congress on Combustion Engines. The Congress is organized by PTNSS in collaboration with Radom University of Technology and will be held on June 16-17 2011 in Radom. Not without satisfaction do we wish to inform you that there are approximately 140 papers to be delivered during the Congress and 250 international participants have already confirmed their arrival. We wish the Congress participants fruitful debates, many valuable discussions and precious exchange of experience. For those who are not able to participate in the Congress we will provide a detailed summary of the event in one of the coming issues.

The mission of *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* is to provide authors, whose primary field of interest is combustion engines, with an opportunity of publishing of their scientific works. Due to a limited capacity of the magazine and its bilingual form each issue can only absorb a number of papers. In order to publish more papers and, thus reduce the waiting time for the publication the authors are kindly requested to abide by the limit of 8 pages per paper for publication in the magazine.

*Management PTNSS
Scientific Board and Editorial
of Combustion Engines/Silniki Spalinowe*

Szanowni Czytelnicy,

bieżący numer kwartalnika *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* ukazuje się krótko przed IV Międzynarodowym Kongresem Silników Spalinowych. Kongres organizowany jest przez PTNSS przy współpracy z Politechniką Radomską i odbędzie się w dniach 16-17 czerwca 2011 r. w Radomiu. Z satysfakcją informujemy, że podczas Kongresu zaplanowane jest przedstawienie około 140 referatów, a swój udział potwierdziło już ponad 250 uczestników z kraju i zagranicy. Uczestnikom Kongresu życzymy owocnych obrad, wielu cennych dyskusji i wymiany doświadczeń. Dla osób, które z różnych względów nie będą mogły wziąć udziału w Kongresie, w jednym z kolejnych numerów zamieszczona będzie obszerna relacja z jego przebiegu.

Założeniem kwartalnika *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* jest umożliwienie publikowania na jego łamach prac naukowo-badawczych autorów zainteresowanych szeroko pojętą tematyką silników spalinowych. Z uwagi na ograniczoną objętość kwartalnika i jego dwujęzyczny charakter, w każdym numerze jesteśmy w stanie zamieścić określoną liczbę artykułów. Aby umożliwić zamieszczenie większej ich liczby i tym samym skrócić okres oczekiwania na publikację nadsyłanych prac, zwracamy się z uprzejmą prośbą do Autorów o przestrzeganie ograniczonej do maksimum 8 stron objętości prac przeznaczonych do publikacji w kwartalniku.

*Zarząd PTNSS
Redakcja Combustion Engines/Silników Spalinowych*

Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji	1
J. Czerwiński, P. Comte, F. Reutimann, A. Mayer: Influence of (hydrous) ethanol blends on (particle) emissions of small 2- & 4-stroke scooters – Part 2/Wpływ mieszanek etanolowych na emisję cząstek stałych z małych skuterów dwu- i czterosurowych – Część 2 (2011-SS2-201).....	3
W. Serdecki, P. Krzymień: Distribution of piston compression ring pressure against the deformed cylinder wall/Rozkład nacisku tłokowego pierścienia uszczelniającego na gładź zdeformowanego cylindra (2011-SS2-202).....	17
J. Hunicz: A study of charge exchange in a residual-effected HCCI gasoline engine/Analiza procesu wymiany ładunku w benzynowym silniku HCCI z wewnętrzną recyrkulacją spalin (2011-SS2-203).....	25
Z. Chłopek: Stationary simulation tests of exhaust emission in dynamic tests for Diesel engines with various applications/Statyczne badania symulacyjne emisji zanieczyszczeń w testach dynamicznych dla silników spalinowych o różnych zastosowaniach (2011-SS2-204).....	35
P. Boguś, R. Grzeszczyk, J. Merksiz, A. Wrona: On-board diagnostic system for vehicle state assessment/System diagnostyki pokładowej do oceny stanu pojazdu (2011-SS2-205).....	41
A. Małek: Adaptive search for a PEM fuel cell maximum net power/Adaptacyjne poszukiwanie optimum mocy netto systemu ogniw paliwowych PEM (2011-SS2-206).....	49
J. Merksiz, J. Pielecha: The on-road exhaust emissions characteristics of SUV vehicles fitted with diesel engines/Charakterystyka emisyjności pojazdów kategorii SUV z silnikami ZS w rzeczywistych warunkach ruchu (2011-SS2-207).....	58
J. Larisch, Z. Stelmasiak: Dual fuelling SI engine with alcohol and gasoline/Dwupaliwowe zasilanie silnika o zapłonie iskrowym mieszaniną alkoholu i benzyny (2011-SS2-208).....	73
P. Piątkowski: The impact of kinematics of the airflow on the efficiency of combustion process in piston engines/Oddziaływanie kinematyki ładunku napływającego do komory spalania na efektywność procesu spalania w silnikach tłokowych (2011-SS2-209).....	82
J. Rudnicki: The time of the first transition of the semi-Markov process in the evaluation of diesel engine operation/Czas pierwszego przejścia procesu semi-Markowa w ocenie działania silnika z zapłonem samoczynnym (2011-SS2-210).....	89
Z. Korczewski: Diagnostic tolerances evaluation method of the start-up exhaust temperature of a naval gas turbine/Metoda wyznaczania diagnostycznych tolerancji temperatury spalin wylotowych okrętowego turbinowego silnika spalinowego (2011-SS2-211).....	99
M. Walsh: Global trends in motor vehicle pollution control: a 2011 update. Part 1 (2011-SS2-212).....	106
Books/Książki	118
Qualifying as assistant professor, doctorates/Habilitacje i doktoraty	118
Instrukcja przygotowania artykułów do kwartalnika Combustion Engines/Silniki Spalinowe	120

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku **Combustion Engines/Silniki Spalinowe** otrzymują **9 punktów** zgodnie z Komunikatem nr 16/2010 Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 21 czerwca 2010 r.

Editor/Wydawca

**Polskie Towarzystwo Naukowe
Silników Spalinowych**

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

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

© Copyright by

Polish Scientific Society of Combustion Engines

All rights reserved.

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

Wszelkie prawa zastrzeżone.

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

Subscriptions/Prenumerata

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

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

Circulation/Nakład: 650 egz.

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

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

Reviewers/Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał
prof. dr hab. inż. Andrzej Kowalewicz
prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda
prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas
prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny
dr inż. Jacek Pielecha
prof. dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk

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



Cover/Okladka

I – Kawasaki Ninja 1000 Engine (fot. www.sportrider.com), background (© ELEN – Fotolia.com)
IV – Honda CBR250R Valvetrain: Roller Rocker Arm (fot. www.sportrider.com)

Influence of (hydrous) ethanol blends on (particle) emissions of small 2- & 4-stroke scooters Part 2

The objectives of the present work are to investigate the regulated and unregulated (particle) emissions of a classical and modern 2-stroke and a typical 4-stroke scooter with different ethanol blend fuels. There is also comparison of two different ethanol fuels: pure ethanol (E) and hydrous ethanol (EH) which contains 3.9% water and is denatured with 1.5% gasoline. Special attention is paid in this research to the hydrous ethanol, since the production costs of hydrous ethanol are much less than those for (dry) ethanol.

Key words: ethanol, particle emission, 2-stroke engines, scooters

Wpływ mieszanek etanolowych na emisję cząstek stałych z małych skuterów dwu- i czterosuwowych Część 2

W artykule przedstawiono badanie uregulowanych i nieuregulowanych prawnie emisji cząstek dla klasycznego i nowoczesnego skutera 2-suwowego i typowego skutera 4-suwowego zasilanych paliwami o różnym udziale etanolu. Ponadto zamieszczono porównanie dwóch różnych paliw etanolowych: czystego etanolu (E) i wodnego etanolu (EH) zawierającego 3,9% wody i skażonego 1,5-procentowym stężeniem benzyny. Szczególnie skupiono się na badaniach wodnego etanolu, od chwili, gdy koszty produkcji etanolu z dodatkiem wody okazały się mniejszy niż etanolu bez takiego dodatku.

Słowa kluczowe: etanol, emisja cząstek stałych, silniki 2-suwowe, skutery

5. Results

5.1. Piaggio Typhoon

The first test were performed with original tuning of the air-fuel ratio and without catalyst.

Before and after tests the mixture tuning was controlled at idling (without SAS). There were following values:

Before tests	CO idl. 2.0%	n = 1770 rpm
After tests	CO idl. 2.2%	n = 1770 rpm

Figure 5 gives an overview of limited emission components in the ECE 47 driving cycle with both ethanol types E & EH.

Regarding CO, HC and NO_x three overlapping effects are visible:

- leaning of mixture by increasing ethanol portion,
- lowering the combustion peak temperatures and NO_x formation with increasing ethanol portion,
- retarded combustion, increased cyclic irregularities of combustion and increasing HC-emissions with ethanol and with growing ethanol share.

The hydrous ethanol increases further the effect of leaning.

According to the driver there is remarkable roughness of operation and weak acceleration aptitude with ethanol, even E10, to the extend, that it would be unacceptable for the market.

5. Wyniki*

5.1. Skuter Piaggio Typhoon

Pierwsze badania przeprowadzono przy oryginalnym ustawieniu stężenia mieszanki powietrzno-paliwowej i bez katalizatora. Stężenie mieszanki na biegu luzem było sprawdzane przed i po testach (bez SAS). Otrzymano następujące wartości:

Przed badaniami	CO 2,0% dla biegu luzem	n = 1770 obr/min
Po badaniach	CO 2,2% dla biegu luzem	n = 1770 obr/min

Rysunek 5 dotyczy przeglądu ograniczonych elementów składowych emisji w cyklu jezdnym ECE 47 dla obu typów etanolu E i EH.

W odniesieniu do CO, HC i NO_x widoczne są trzy nachodzące na siebie zjawiska:

- zubożenie mieszanki przez zwiększenie udziału etanolu,
- obniżenie wartości maksymalnych temperatur i powstawania NO_x przy wzroście udziału etanolu,

* Wyniki zamieszczone w niniejszej części artykułu dotyczą badań nad oddziaływaniem mieszanek etanolowych na emisję cząstek stałych z silników spalinowych małych skuterów dwu- oraz czterosuwowych i stanowią kontynuację rozważań autorów pracy nad powyższą problematyką naukową podjętych w pierwszej części artykułu, który został opublikowany w *Combustion Engines/Silniki Spalinowe* nr 1/2011.

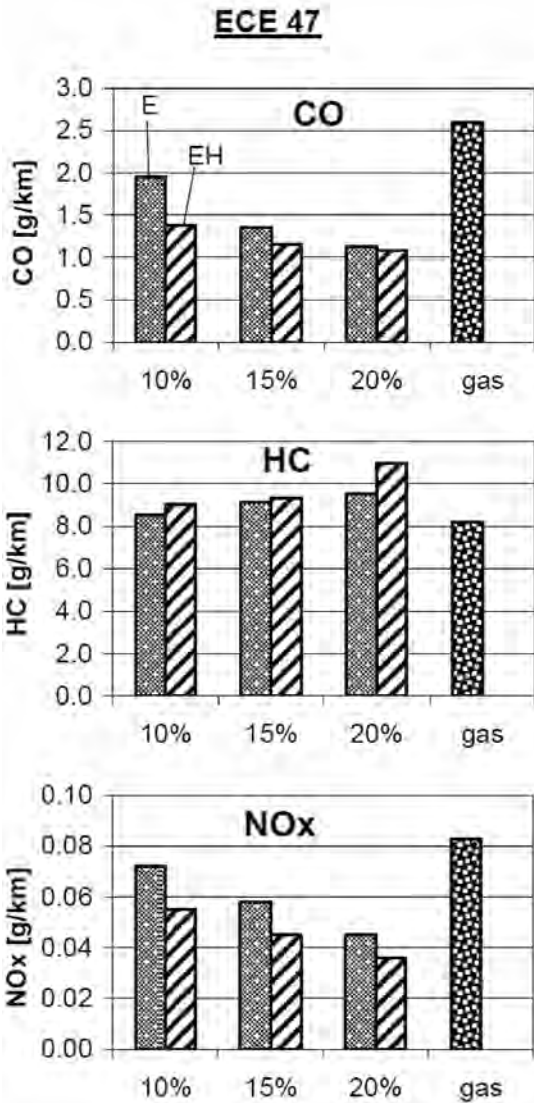


Fig. 5. Limited emissions with different fuels. Piaggio Typhoon, dummy, CO, HC, NOx bag values

Rys. 5. Ograniczone wartości emisji dla różnych rodzajów paliw. Skuter Piaggio Typhoon, bez reaktora, CO, HC, NOx wartości rozcieńczone

The volumetric fuel consumption in Fig. 6a increases with growing E-content. This on one hand according to the lower heat value of the blend fuels. On the other hand it must be assumed, that due to the irregular combustion there is a slight deterioration of the engine effective efficiency. The comparison of energy consumption (bars on the right side) eliminates the influence of heat value and confirms the last assumption.

With ethanol there is increased exhaust gas temperature (measured 30 cm after tailpipe) due to a retarded combustion and higher cyclic dispersion. The working cycles with a retarded heat release offer much higher temperature of exhaust gas. In cycles with failing combustion part of fuel in the exhaust line may cause exothermic heating also without oxycat.

The use of ethanol enables lower maximum speed. The hydrous ethanol generally increases the observed effects.

– opóźnienie spalania, wzrost okresowych nieregularności spalania i wzrastające emisje HC dla etanolu i rosnącego udziału etanolu.

Wodny etanol dodatkowo zwiększa zjawisko zubożenia.

Zdaniem kierowcy pojazdu dla etanolu a nawet etanolu E10 występuje znaczna nierównomierność pracy i niewielka zdolność do przyspieszenia o wartość, która byłaby nie do przyjęcia na rynku.

Objętościowe zużycie paliwa (rys. 6a) wzrasta wraz z rosnącą zawartością E (etanolu). Jest to z jednej strony zgodne z dolną wartością opałową dla mieszanek paliw. Z

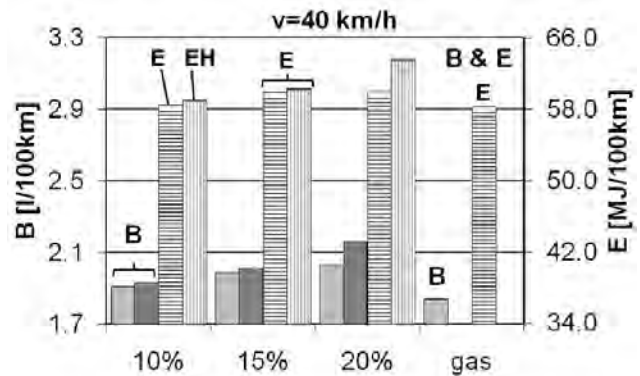


Fig. 6a. Fuel & energy consumption at 40 km/h with different fuels. Piaggio Typhoon, dummy

Rys. 6a. Zużycie paliwa i energii dla różnych paliw przy prędkości 40 km/h. Skuter Piaggio Typhoon, bez reaktora

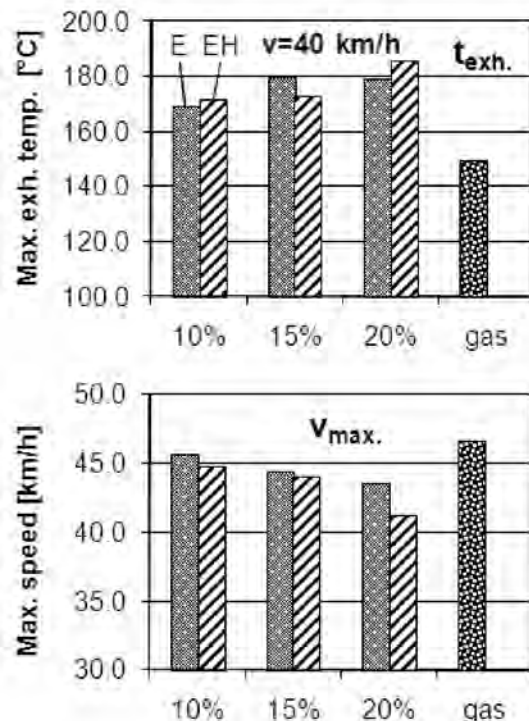


Fig. 6b. Exhaust temperatures (tailpipe) at 40 km/h and maximum speed with different fuels. Piaggio Typhoon, dummy

Rys. 6b. Temperatura spalin (w przewodzie wylotowym silnika) przy prędkości 40 km/h i maksymalnej prędkości dla różnych paliw. Skuter Piaggio Typhoon, bez reaktora

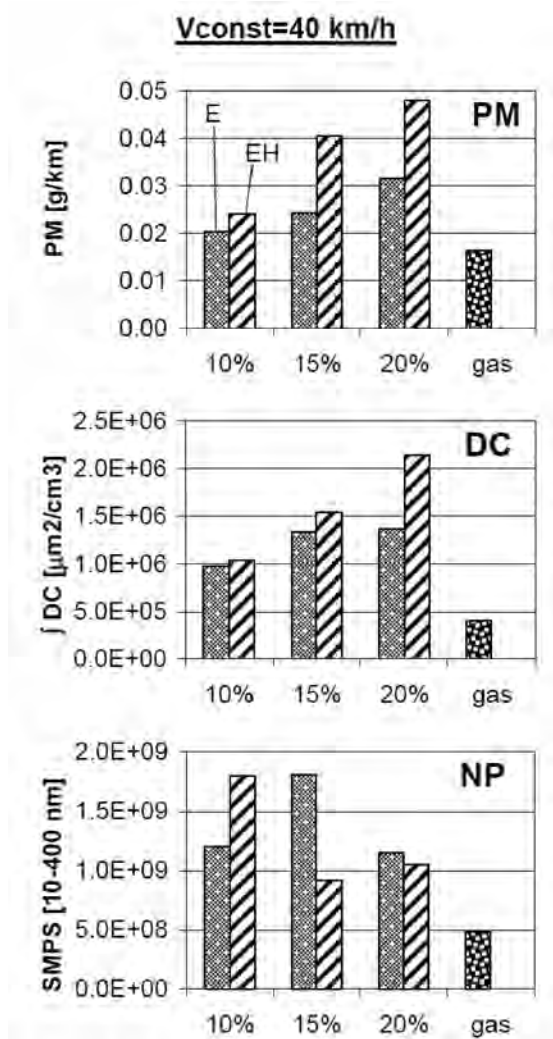


Fig. 7. Particle emissions with different fuels.
Piaggio Typhoon, dummy

Rys. 7. Emisje cząstek stałych dla różnych paliw.
Skuter Piaggio Typhoon, bez reaktora

Figure 7 represents the integral NP-emissions with all fuels at constant speed $v = 40$ km/h.

Beside the particle mass (PM) there are integrated DC-signals over the last 10 min of constant speed and integrated NP-count concentrations over the particle sizes in the SMPS measuring range (10–400 nm).

The NanoMet signal is converted to the values responding to the undiluted volume concentrations in the exhaust gas.

DC (diffusion charging sensor) measures the total particle surface independent of the chemical properties. It indicates the solids and the condensates.

In this figure only DC is represented, since PAS indicates zero-values. Very often by the 2-S exhaust aerosol the solids are enveloped by the condensates (SOF) and are not detected by PAS (which is sensitive only to the carbonaceous surface). The total aerosol surface DC indicates all particles and correlates usually very well with the particle mass PM for this type of aerosol.

It can be stated, that with increasing share of ethanol the summary surface of NP's (DC) increases.

drugiej strony należy przyjąć, że na skutek nieregularnego spalania występuje nieznaczne pogorszenie sprawności ogólnej silnika. Porównanie zużycia energii (słupki po prawej stronie) eliminuje wpływ wartości cieplnej i potwierdza ostatnie założenie.

W przypadku etanolu występuje podwyższona temperatura spalin (mierzona 30 cm za przewodem wylotowym silnika) wskutek opóźnionego spalania i wyższej okresowej dyspersji. Cykle robocze z opóźnionym uwalnianiem ciepła dają znacznie wyższą temperaturę spalin. Cykle z niepełnym spalaniem części paliwa mogą powodować w linii wylotu spalin grzanie egzotermiczne także bez utleniającego reaktora katalitycznego.

Zastosowanie etanolu umożliwia uzyskanie mniejszej prędkości maksymalnej. Ogólnie wodny etanol jest przyczyną nasilenia się obserwowanych zjawisk.

Na rysunku 7 przedstawiono zintegrowaną emisję nanocząstek NP dla wszystkich paliw przy stałej prędkości $v = 40$ km/h.

Oprócz masy cząstek stałych (PM) występują zintegrowane sygnały czujnika rozcieńczenia ładunku DC w czasie ostatnich 10 min stałej prędkości i zintegrowane obliczone stężenie nanocząstek dla wielkości cząstek z zakresu pomiarowego – skaningowego analizatora wymiarowego cząstek stałych SMPS [10–400 nm].

Sygnał z NanoMet przekształcony jest na wartości odpowiadające nierozcieńczonym stężeniom objętościowym spalin.

Czujnik DC (czujnik rozcieńczenia ładunku) mierzy całkowitą powierzchnię cząstki, niezależnie od właściwości chemicznych. Wskazuje on cząstki stałe i ciecze.

Na rysunku 7 przedstawiono jedynie rozcieńczenie ładunku DC, ponieważ fotoelektryczny czujnik aerozolu PAS wskazuje wartości zerowe. Bardzo często w aerozolu w spalinach z silników 2-suwowych cząstki stałe są osłonięte kondensatami, frakcjami rozpuszczalnymi cząstki stałej (SOF) i nie są wykrywane przez czujnik PAS (który jest czuły jedynie w odniesieniu do powierzchni węglowych). Całkowita powierzchnia aerozolu czujnika DC wskazuje wszystkie cząstki i zazwyczaj bardzo dobrze koreluje z masą cząstek stałych PM dla tego typu aerozolu.

Można stwierdzić, że wraz ze wzrostem udziału etanolu rośnie sumaryczna powierzchnia nanocząstek NP (DC).

Ogólnie poziom emisji cząstek stałych PM i nanocząstek NP dla paliw etanolowych jest większy niż poziom emisji dla benzyny. Taka tendencja, na pierwszy rzut oka, jest sprzeczna z oczekiwaniami, gdyż etanol jako dawca tlenu powinien poprawiać spalanie. Niemniej jednak istnieją inne zjawiska w kompleksowych procesach fizykochemicznych zachodzących w silniku, które nadmiernie kompensują ten pierwszy wpływ dostarczenia tlenu:

- Masa cząstek stałych i nanocząstek w małych silnikach 2-suwowych składa się głównie z oleju smarującego, niespalonego lub częściowo spalonego, lub z kondensatów ciężkiego oleju HO.
- Mechanizmy produkcji cząstek są nie tylko wynikiem samego spalania, lecz również szybkiego chłodzenia przepływu przez ścianki podczas przepłukiwania (wpływ na

The PM- and NP-emission level with ethanol fuels is generally higher, than with gasoline. This tendency is at first glance contrary to the expectations since ethanol, as a donator of oxygen should improve the combustion. Nevertheless there are other facts in the complex physico-chemical processes running in the engine, which overcompensate this first influence of oxygen donation:

- particle mass and nanoparticles in a small 2-stroke engine consist mostly of lube oil as unburned, partially burned, or condensates of heavy HC,
- the mechanisms of particle production are not only due to the combustion itself, but also to the wall quenching, flow during the scavenging (effects on residual gas ratio) and condensation speed in the exhaust system,
- since ethanol generally lowers the process temperatures it influences all the mechanisms mentioned above,
- during the previous research with Alkylat gasoline and with different lube oils [3], it was stated, that the chemistry i.e. the HC matrix in the exhaust gas plays a role for the condensation effects and influences clearly the NP & PM production,
- during the tests with Piaggio Typhoon the engine operation with ethanol fuels was not as smooth, as with gasoline, the ability of acceleration was much weaker and the cyclic dispersion of the engine working cycles (due to leaning by ethanol) is believed to be the most important influence on the higher particle emissions.

For SMPS, Fig. 8 the tendencies are not monotone, but the differences are, as for this parameter in the range of (emiting + measuring) dispersion. Furthermore there are balancing effects between nuclei- and accumulation modes of the respective PSD's, which slightly varies from measurement to measurement.

Why are the maxima of the NP concentrations with ethanol fuels much higher (up to 3.4 times), than with gasoline? The maxima are in the size range between approx. 40 and 70 nm, which is for the Diesel exhaust aerosol in the lower part of accumulation mode. In the present case of 2-S engine the mechanisms and the nature of NP aerosol is quite different, than for Diesel.

Three effects can be suggested for this observed increase of particle counts:

- improved oxidation of bigger oil droplets during the combustion with ethanol, which generates more of smaller particles, or some solids in the lowest size range,
- store and release effects of some particles or substances from the combustion chamber or exhaust system walls, which offer some precursors of the observed nanoparticles (washing effects, [12]),
- changed effects of spontaneous condensation in the exhaust system due to changed HC-matrix and eventually generation of new substances (the first effect is known from the research with different oils and fuels on 2-S scooters [3] and the second effect is know from the research with water emulsion fuels on Diesel engines).

The repetitions with Piaggio Typhoon were performed to test the driving quality and the emissions with lower

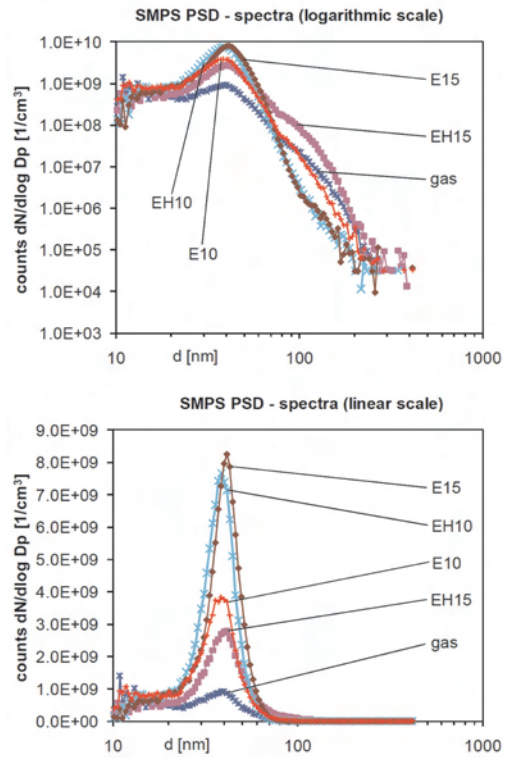


Fig. 8. SMPS particle size distribution spectra at constant speed 40 km/h, warm, with different fuels. Piaggio Typhoon, dummy

Rys. 8. Widmo rozkładu wymiarowego cząstek SMPS przy stałej prędkości 40 km/h dla ciepłego silnika, dla różnych paliw. Skuter Piaggio Typhoon, bez reaktora

wielkość reszty spalin) i prędkości kondensacji w systemie wylotowym silnika.

- Ponieważ etanol generalnie obniża temperatury procesowe, to wpływa na wszystkie mechanizmy wymienione wyżej.
- Podczas poprzednich badań z benzyną Alkylat i różnymi olejami smarującymi [3] stwierdzono, że procesy chemiczne, tj. jednorodne struktury HC w spalinach, mają znaczenie dla zjawisk kondensacji i wyraźnie wpływają na powstawanie NP i PM.
- Podczas prób skutera Piaggio Typhoon praca silnika na paliwach etanolowych nie była równomierna, jak w przypadku benzyny, zdolność przyspieszania była mniejsza i uważa się, że cykliczne rozproszenie roboczych cykli silnika (wskutek zubożenia przez etanol) ma najważniejszy wpływ na większą emisję cząstek.

Przy zastosowaniu analizatora SMPS (rys. 8) tendencje nie są monotoniczne, lecz występuje różnica co do tego parametru w zakresie dyspersji (emisja + pomiar). Ponadto istnieją efekty bilansowania pomiędzy trybami jądrowym i akumulacyjnym odpowiedniego rozkładu wymiarowego cząstek DPS, który nieznacznie zmienia się w miarę dokonywania pomiarów. Dlaczego maksima stężeń nanocząstek NP są dużo wyższe dla paliw etanolowych (do 3,4 razy większe) niż dla benzyny? Maksima znajdują się w zakresie wielkości pomiędzy (w przybliżeniu) 40 i 70 nm, który w przypadku aerozolu wylotowego z silnika ZS znajduje się w dolnej części trybu akumulacyjnego.

portions of Ethanol blended and with richer basic tuning of the engine.

The basic tuning of air/fuel-ratio is set at idling (by measuring CO) and has for this type of simple carburetor influence on the air/fuel dosing up to higher part load operation of the engine.

The mixture tuning was controlled at idling (without SAS): before, after and during the tests. There were following values:

Original mixture tuning		
Before tests	CO idl. 3.0%	n = 1670 rpm
After tests	CO idl. 2.8%	n = 1800 rpm
Rich mixture Tuning		
Before tests	CO idl. 5.3%	n = 1700 rpm
After tests	CO idl. 5.0%	n = 1340 rpm

Comparing the original mixture tuning with the previous values a quite poor stability of idling setting after longer period (3 months) can be remarked.

Figure 9 shows the comparison of limited emissions at constant speed.

Figure 10 represents the (nano)particle emissions. The variants with richer basic tuning were designed with "r".

The richer tuning provokes generally lower particle count concentrations in the nuclei mode. There are more agglomeration effects and the particle mass (which has similar values for all variants) is produced by particles of bigger sizes.

Another clear influence of the richer tuning is a satisfactory driveability of the vehicle. The lower cyclic dispersion of combustion has positive impact on HC, which stays nearly constant in spite of the richer mixture. The lower cyclic irregularities influence the mechanisms of NP-production in the combustion chamber and in the exhaust line.

The richer tuning increases the tolerance of ethanol application and makes it possible to use E10 with similar values of particle mass and fuel consumption as the original fuel but with lower NO_x .

With the original, leaner tuning there is increased exhaust gas temperature due to a retarded combustion and higher cyclic dispersion.

There are some differences of shape of the SMPS PSD-spectra between pervious measurements (June '08) and the later repetitions (Sept. '08).

The differences are particularly visible in the nuclei mode ($d < 30 \text{ nm}$), where the spontaneous condensation is a dominant effect. The nuclei mode is a very sensitive indicator of different influences, like: differences of tuning, irregularities of oil dosing and mixing with air, deposits of oil in the crankcase, or in the silencer (from cold starting), irregularities of carburetor (dosing and mixture preparation) etc.

It was stated in the previous research, that the 2-S scooters are not stable concerning the nanoparticles emissions and the PSD's over longer time periods.

Looking on average results of leaner and richer engine setting in Fig. 10 it can be stated that there is no clear

Dla silnika dwusuwowego mechanizmy i charakter aerozolu nanocząsteczkowego NP są zupełnie inne niż dla silnika ZS.

Można zasugerować występowanie trzech zjawisk dla obserwowanego wzrostu zliczeń cząstek:

- Lepsze utlenienie większych kropli oleju podczas spalania z etanolem, które wytwarza więcej mniejszych cząstek, lub pewnych ciał stałych z najmniejszego zakresu wielkości.
- Efekt magazynowania i uwalniania pewnych cząstek lub substancji z komory spalania lub ścianek układu wylotowego, który dostarcza ściśle określonych prekursorów obserwowanych nanocząstek (efekt wymywania [12]).
- Zmienione efekty spontanicznej kondensacji w układzie wylotowym wskutek zmienionej jednorodnej struktury HC i ostateczne powstanie nowych substancji (pierwszy efekt znany jest z badań różnych olejów i paliw w skutkach 2-suwowych [3], a drugi znany jest z badań paliw wodno-emulsyjnych dla silników ZS).

Przeprowadzono powtórne badania dla skutera Piaggio Typhoon w celu sprawdzenia jakości jazdy i emisji dla mniejszych udziałów etanolu i przy podstawowym ustawieniu silnika na spalanie bogatszej mieszanki.

Podstawowe ustawienie stężenia mieszanki powietrzno-paliwowej odbywa się na biegu luzem (przez pomiar CO) i ma dla tego typu gaźnika wpływ na dozowanie wartości powietrze/paliwo aż do pracy silnika przy wyższych obciążeniach częściowych.

Ustawienie mieszanki było kontrolowane na biegu luzem (bez systemu wtórnego powietrza SAS): przed, po i podczas badań. Otrzymano następujące wartości:

Początkowe ustawienie mieszanki		
Przed badaniami	CO na biegu luzem 3,0%	n = 1670 obr/min
Po badaniach	CO na biegu luzem 2,8 %	n = 1800 obr/min
Ustawienia mieszanki bogatej		
Przed badaniami	CO na biegu luzem 5,3 %	n = 1700 obr/min
Po badaniach	CO na biegu luzem 5,0 %	n = 1340 obr/min

Porównując początkowe ustawienia mieszanki z poprzednimi wartościami, można zauważyć całkiem słabą stabilność nastawy dla biegu luzem po dłuższym czasie (3 miesiące).

Na rysunku 9 przedstawiono porównanie ograniczonych emisji przy stałej prędkości.

Na rysunku 10 przedstawiono emisję nanocząstek. Warianty pomiarowe dla wzbogaconego ustawienia podstawowego zostały oznaczone za pomocą "r".

Wzbogacone ustawienie wywołuje niższe stężenia zliczanych cząstek w trybie jądrowym. Występuje więcej efektów aglomeracyjnych i masa cząstek stałych (która ma podobne wartości dla wszystkich wariantów) jest tworzona przez cząstki o większych rozmiarach.

Innym wyraźnym efektem wzbogaconego ustawienia jest zdolność do prowadzenia pojazdu. Niższa cykliczna dyspersja spalania ma pozytywny wpływ na emisję węgl-

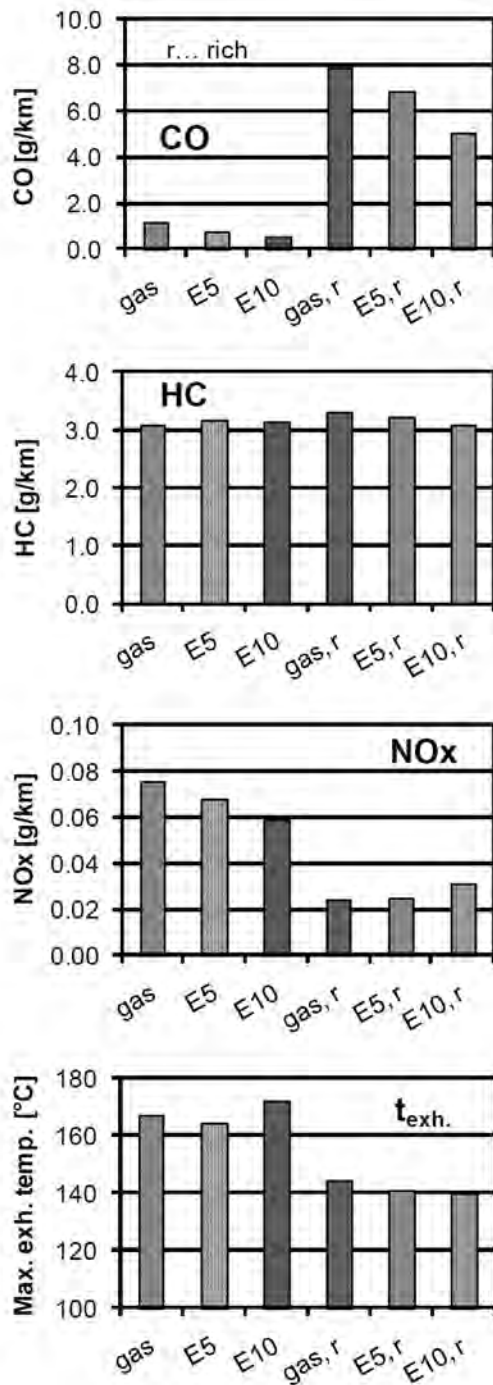


Fig. 9. Limited emissions and exhaust temperatures (tailpipe) with different fuels; lean – rich. Piaggio Typhoon; dummy; CO, HC, NO_x bag values

Rys. 9. Ograniczone emisje i temperatury spalin (w przewodzie wylotowym silnika) dla różnych paliw; ubogich – wzbogaconych. Skuter Piaggio Typhoon bez reaktora; wartości rozcieńczone CO, HC, NO_x

difference of PM-emissions, but clearly higher NP-count concentrations for the leaner variant. This higher NP-values are caused by the higher nuclei mode, which in turn is mostly influenced by the changed conditions of the spontaneous condensation and nucleation in the exhaust system.

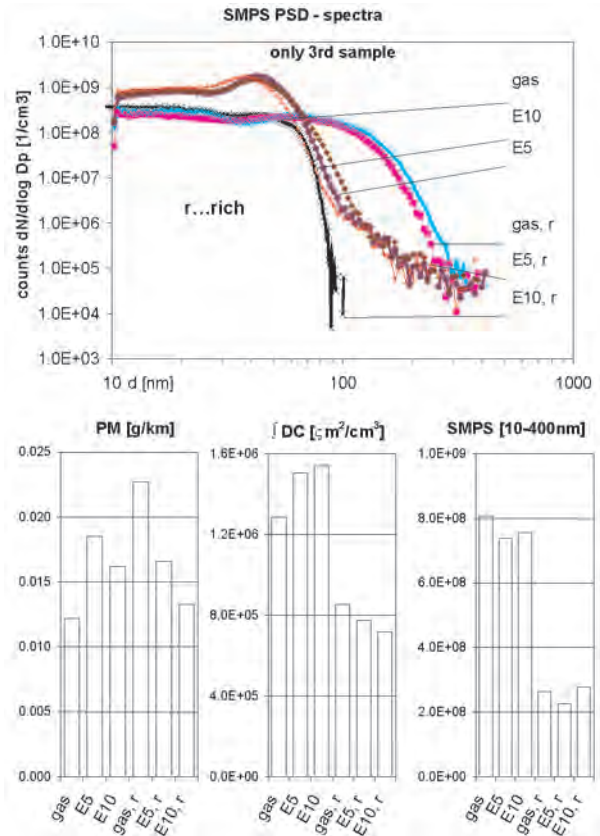


Fig. 10. Particle mass and nanoparticles at constant speed 40 km/h, warm, with different fuels; lean – rich. Piaggio Typhoon, dummy
Rys. 10. Masa cząsteczkowa i nanocząstki przy stałej prędkości 40 km/h, dla rozgrzanego silnika, przy różnych paliwach; ubogich – wzbogaconych. Skuter Piaggio Typhoon, bez reaktora

wodorów HC, która pozostaje prawie niezmienna pomimo wzbogacenia mieszanki. Niższe cykliczne nierównomierności wpływają na mechanizm tworzenia nanocząstek w komorze spalania i w linii wylotu spalin.

Wzbogacone ustawienie zwiększa tolerancję dla zastosowania etanolu i umożliwia stosowanie E10 przy podobnych wartościach masy cząstki i zużycia paliwa jak dla paliwa wyjściowego, ale przy mniejszej emisji NO_x.

W sytuacji początkowego ustawienia uboższej mieszanki występuje zwiększona temperatura spalin w wyniku opóźnionego spalania i wyższej cyklicznej dyspersji.

Istnieją różnice kształtu widm analizatora wymiarowego cząstek stałych SMPS dla rozkładu wymiarowego cząstek PSD otrzymanych podczas wcześniejszych pomiarów (z czerwca '08) i późniejszych powtórzonych pomiarów (z września '08). Różnice są szczególnie wyraźne dla trybu jądrowego ($d < 30$ nm), dla którego spontaniczna kondensacja jest dominującym efektem. Tryb jądrowy stanowi bardzo czuły wskaźnik różnych wpływów, takich jak: różnice ustawienia mieszanki, nieregularności w dozowaniu oleju i mieszania z powietrzem, osadzania się oleju w skrzyni korbowej lub w tłumiku (przy zimnym starcie), nieregularności w gaźniku (dozowanie i przygotowanie mieszanki) itd.

We wcześniejszych badaniach stwierdzono, że skutery z silnikami 2-suwowymi nie są stabilne ze względu na emisje

5.2. Kreidler Florett

Before, during and after tests the mixture tuning was controlled at idling. There were following values:

Before tests	CO idl. 4.36%	n = 1630 rpm
After tests	CO idl. 5.97%	n = 1750 rpm

The tuning of engine mixture is very rich and there is no possibility to change it.

Figure 11 gives an overview of all limited gaseous emission components in the driving cycles.

Regarding CO, HC and NO_x following effects are visible:

- leaning of mixture by increasing ethanol portion (by lowering CO and HC),
- increasing the combustion peak temperatures and NO_x formation with increasing ethanol portion and strengthening of these effects with hydrous ethanol, (moving from low Lambda, very rich towards Lambda 1, less rich).

According to the driver there was no problem of drivability with the highest ethanol share E15, or EH15.

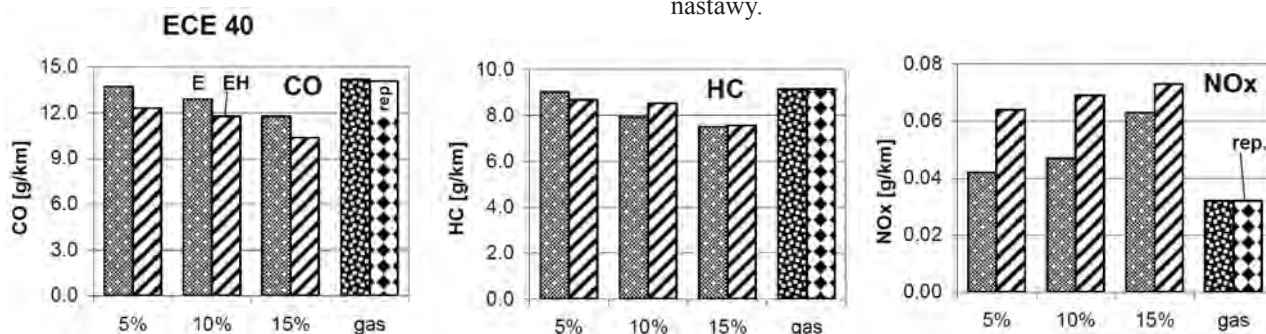


Fig. 11. Comparison of limited emissions with different fuels. Kreidler Florett, CO, HC, NO_x bag values

Rys. 11. Porównanie ograniczonych emisji dla różnych paliw

The volumetric fuel consumption is reduced due to the leaning of mixture and increased efficiency with the ethanol blend fuels, Fig. 12. There is in particular an advantage of EH15, over E15.

Also the exhaust temperature at constant speed generally decreases with higher ethanol rate. With hydrous ethanol this decrease is less pronounced, which is an effect of stronger

Na rysunku 11 zaprezentowano przegląd wszystkich gazowych elementów ograniczonej emisji dla cykli jezdnych.

W odniesieniu do CO, HC i NO_x widoczne są następujące efekty:

- zubożenie mieszanki przez zwiększeniu udziału etanolu (przez obniżenie emisji CO i HC),

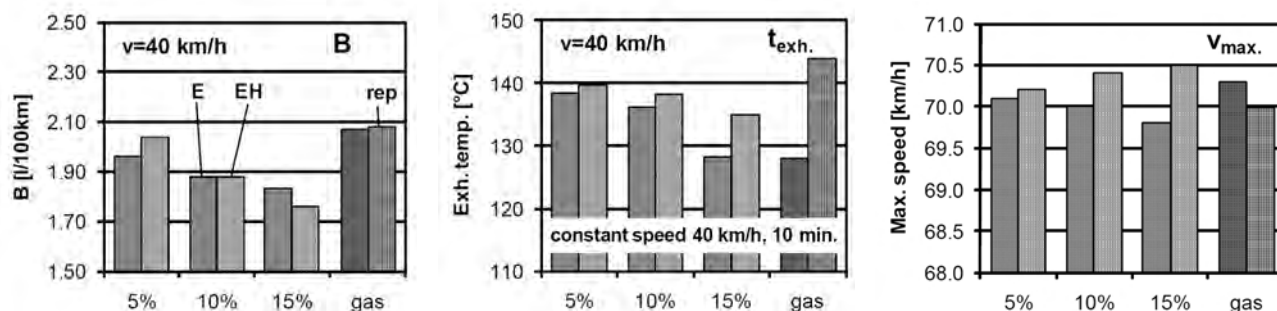


Fig. 12. Fuel consumption and exhaust temperatures (tailpipe) at 40 km/h and maximum speed with different fuels. Kreidler Florett

Rys. 12. Zużycie paliwa oraz temperatury spalin (w przewodzie wylotowym silnika) przy prędkości 40 km/h i prędkości maksymalnej dla różnych paliw. Skuter Kreidler Florett

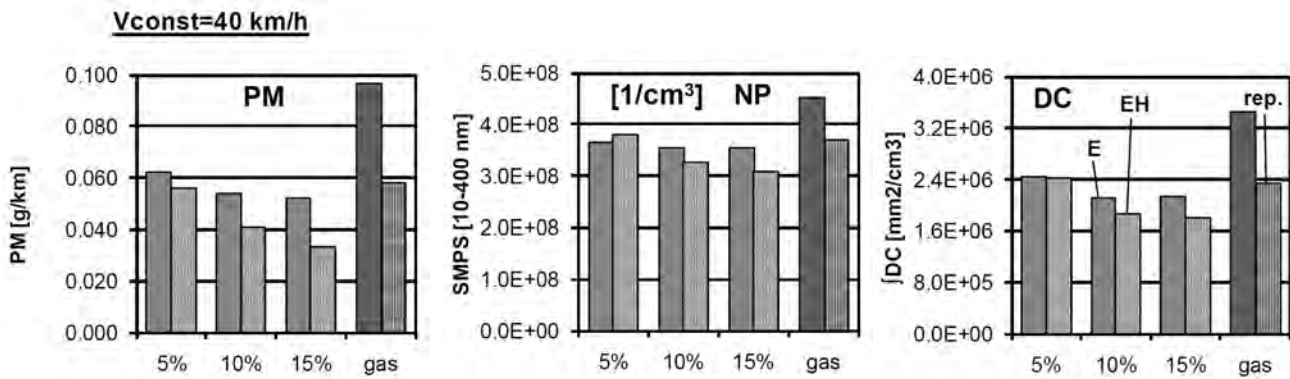


Fig. 13. Particle emissions with different fuels. Kreidler Florett
Rys. 13. Emisje cząstek dla różnych paliw. Skuter Kreidler Florett

leaning with EH. Interesting is the influence on the maximum speed (maximum power), which even gives some advantages with hydrous ethanol.

In Figure 13 there are comparisons of: PM-values, integrated DC-signals over the last 10 min of constant speed and integrated NP-count concentrations over the particle sizes in the SMPS measuring range 10–400 nm.

– zwiększenie wartości maksymalnych temperatur spalania oraz formowanie się NO_x przy wzroście udziału etanolu oraz wzmocnienie tych efektów dla wodnego etanolu (przesuwanie się od niskiego współczynnika lambda, poprzez bardzo bogate mieszanki w kierunku lambda 1, do mniej bogatych).

Zgodnie z opinią kierowcy pojazdu nie zaobserwowano problemu związanego z kierowaniem pojazdem przy najwyższym udziale etanolu E15 lub EH15.

Objętościowe zużycie paliwa jest obniżone wskutek zubożenia mieszanki i zwiększonej wydajności dla paliw zmieszanych z etanolem. Na rysunku 12 szczególnie widoczna jest przewaga EH15 nad E15.

Generalnie również temperatura spalin przy stałej prędkości maleje dla większych udziałów etanolu. W odniesieniu do wodnego etanolu ten spadek jest mniej wyraźny, co jest efektem silniejszego zubożenia mieszanki przy EH. Interesujący jest wpływ na prędkość maksymalną (maksymalna moc), który wskazuje nawet przewagę wodnego etanolu.

Na rysunku 13 przedstawiono następujące porównania: wartości PM, zintegrowanych sygnałów czujnika rozcieńczenia ładunku DC podczas ostatnich 10 min stałej prędkości oraz zintegrowanych stężeń zliczeń nanocząstek NP-count analizatora SMPS dla rozmiarów cząstek z zakresu pomiarowego 10–400 nm.

Można stwierdzić, że przy wzrastającym udziale etanolu sumaryczna powierzchnia nanocząstek NP (DC) maleje. DC maleje również w przypadku dodania wody. Taka sama zależność obowiązuje dla cząstek stałych PM (całkowita masa cząstek) oraz dla zintegrowanych zliczeń nanocząstek NP-counts.

Można także stwierdzić, że przy ustawieniu bogatej mieszanki etanol pomaga w utlenieniu prekursorowych substancji cząstek odpowiednio do zwiększonego stopnia mieszania. Zastosowanie uwodnionego etanolu (EH) nieznacznie zwiększa taką tendencję dzięki obecności wody.

Pomiary z użyciem analizatora SMPS rozpoczęto po cyklach jezdnych i po 5 minutach kondycjonowania przy takiej samej stałej prędkości (40 km/h).

Na rysunku 14 przedstawiono wybrane widma rozkładu wymiarowego cząstek w skali logarytmicznej i liniowej. Widoczne jest, że zastosowanie etanolu przesunęło mak-

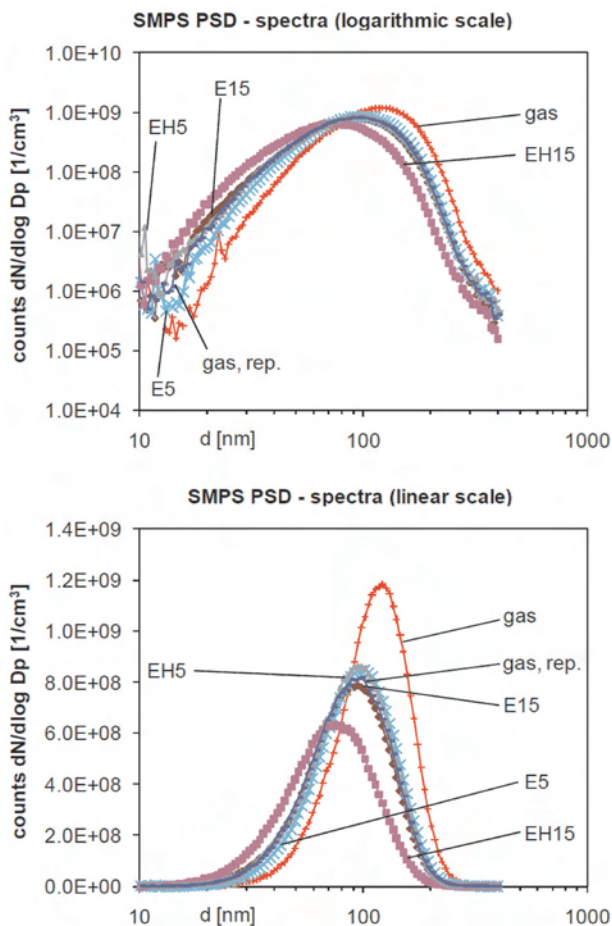


Fig. 14. SMPS particle size distribution spectra at constant speed 40 km/h, warm, with different fuels. Kreidler Florett

Rys. 14. Widma rozkładu wymiarowego cząstek przy stałej prędkości SMPS 40 km/h, dla ciepłego silnika dla różnych paliw. Skuter Kreidler Florett

It can be stated, that with increasing share of ethanol the summary surface of NP's (DC) decreases. DC decreases also with addition of water. The same is valid for the PM (total particle mass) and for integrated NP-counts.

It can be said, that for the rich tuning ethanol helps to oxidize the precursor substances of particles (according to the increased blend ratio). The application of hydrous ethanol (EH) increases slightly this tendency thanks to the presence of water.

The measurements with SMPS were started after the driving cycles and after 5 min conditioning at the same constant speed (40 km/h).

Figure 14 represents some chosen PSD's in logarithmic and in linear scale. It is visible that the application of ethanol moves the maxima of the PSD's to lower counts and to lower median diameters (CMD). The influence of hydrous ethanol comparing to the pure ethanol is not visible, it is overlapped by the emission variability.

5.3. Honda Zoomer

Also for this 4-S scooter the mixture tuning was controlled at idling (with SAS) before and after tests. There were following values:

sima widm PSD w stronę niższych zliczeń i mniejszych obliczonych średkowych wartości średnic (CMD). Wpływ wodnego etanolu w porównaniu do czystego etanolu nie jest zauważalny; wartości te zazębiają się wskutek zmienności emisji.

5.3. Skuter Honda Zoomer

Również dla tego 4-suwowego skutera ustawienie mieszanki było kontrolowane na biegu luzem (z systemem powietrza wtórnego SAS) przed i po badaniach. Otrzymano następujące wartości:

Przed badaniami	CO dla biegu luzem 2,5%	n = 2020 obr/min
Po badaniach	CO dla biegu luzem 3,1%	n = 1950 obr/min

Na rysunkach 15, 16 i 17 przedstawiono najważniejsze wyniki: elementy gazowe wskazują na występowanie uboższego ustawienia przy wzrastającym udziale alkoholu – zmniejszonych emisji CO i HC, wzrost emisji NO_x, tam gdzie wpływ uwodnionego etanolu jest nieznacznie większy.

Zużycie paliwa obniżone jest wskutek zubożenia mieszanki i wzrostu sprawności ogólnej silnika.

Istnieje niewielki wpływ zastosowanych paliw z etanolem na temperaturę spalin (przy 40 km/h) i na maksymalną prędkość. Przy zastosowaniu wodnego etanolu taki wpływ prawie nie występuje.

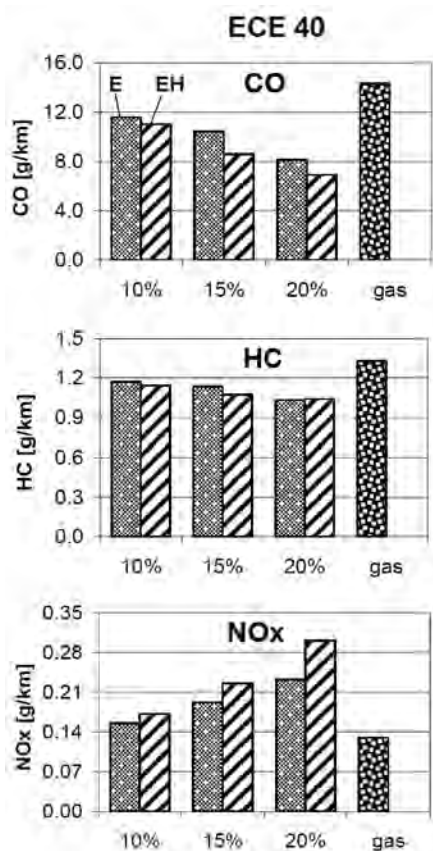


Fig. 15. Limited emissions with different fuels. Honda Zoomer, CO, HC, NO_x bag values

Rys. 15. Obniżone emisje dla różnych paliw. Skuter Honda Zoomer, wartości rozcieńczone CO, HC, NO_x

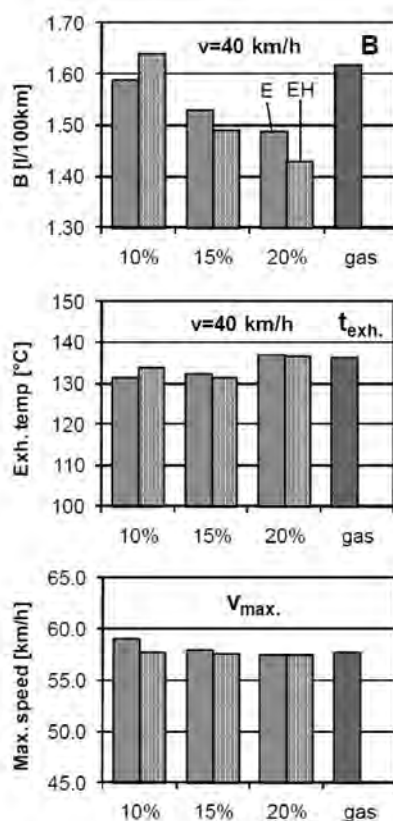


Fig. 16. Fuel consumption and exhaust temperatures (tailpipe) at 40 km/h and maximum speed with different fuels. Honda Zoomer

Rys. 16. Zużycie paliwa i temperatury spalin (w przewodzie wylotowym silnika) przy prędkości 40 km/h i prędkości maksymalnej dla różnych paliw. Skuter Honda Zoomer

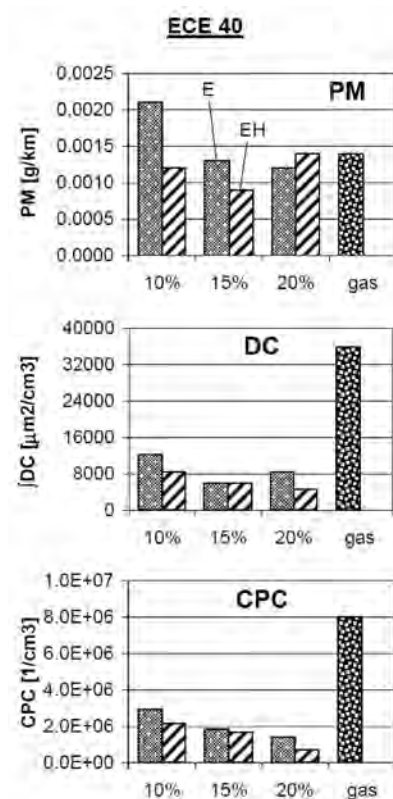


Fig. 17. Particle emissions with different fuels. Honda Zoomer

Rys. 17. Emisje cząstek stałych dla różnych paliw. Skuter Honda Zoomer

Before tests	CO idl. 2.5%	n = 2020 rpm
After tests	CO idl. 3.1%	n = 1950 rpm

Figures 15, 16 & 17 display the most important results: The gaseous components indicate the leaner tuning with increasing share of alcohol – reduction of CO & HC, increase of NO_x , where the effect of hydrous ethanol is slightly stronger.

The fuel consumption is reduced due to the leaning and increase of the effective engine efficiency.

There is a little impact of the used fuels with ethanol on the exhaust gas temperature (at 40 km/h) and on the maximum speed. With hydrous ethanol there is almost no impact.

The application of fuels with a lower heat value and the shift to leaner air/fuel ratio does not reduce the maximum power very much, because there is an effect of improved engine efficiency.

The PM-emissions are in average much lower, than for the 2-strokers (10–40 times). In this context the indicated differences between “E, EH & gas” (Fig. 17) cannot be regarded as significant. Nevertheless the higher value with E10 (here in ECE 40) belongs to the first measuring series with ethanol, which at the constant speed indicated much higher PM- & NP-values with E10. The driving cycle was performed after the constant speed and the effects of higher emissions with E10 are not strong any more. During the repetition of this stationary measurement much lower values with E10 were proved, Fig. 18.

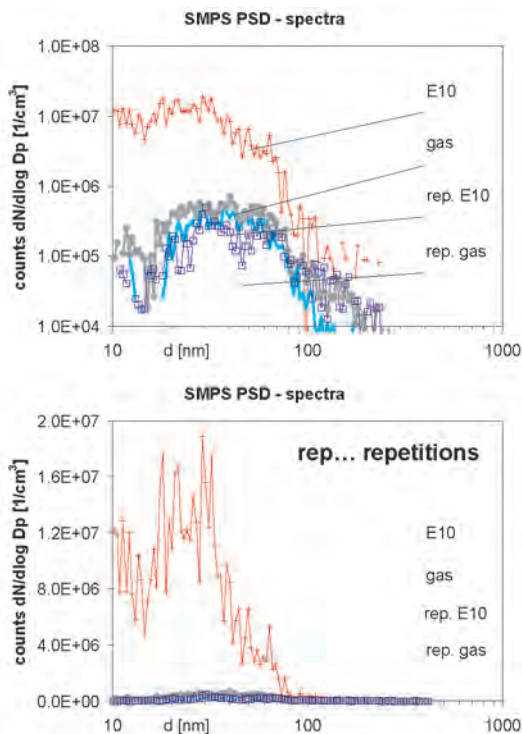


Fig. 18. SMPS particle size distribution spectra at constant speed 40 km/h, warm, with different fuels. Honda Zoomer – repeated test series
 Rys. 18. Widma rozkładu wymiarowego cząstek SMPS dla stałej prędkości 40 km/h, dla rozgrzanego silnika przy różnych paliwach. Skuter Honda Zoomer – powtórzone serie badawcze

Zastosowanie paliw z dolną wartością opałową i przesuniętym stężeniu mieszanki powietrzno-paliwowej w stronę uboższych mieszanek nie powoduje znacznego spadku mocy maksymalnej, ponieważ występuje efekt zwiększonej sprawności silnika.

Średnie wartości emisji PM są znacznie mniejsze niż dla silników 2-suwowych (10–40 razy). W takim kontekście zaznaczone różnice między “E, EH i paliwo gazowe” (rys. 17) nie mogą być uważane za znaczące. Niemniej jednak wyższa wartość dla E10 (w tym przypadku ECE 40) należy do pierwszej pomiarowej serii z etanolem, który przy stałej prędkości wskazywał znacznie wyższe wartości dla cząstek stałych PM i nanocząstek NP dla E10. Cykl jezdny został wykonany przy stałej prędkości i efekt wyższej emisji dla E10 już się więcej nie pojawił. Podczas powtarzania tego stacjonarnego pomiaru dla E10 wystąpiły znacznie niższe wartości (rys. 18). Stało się oczywiste, że wyższe emisje i wyższe stężenia zliczeń nanocząstek w trybie jądrowym dla E10 (w pierwszej serii pomiarowej) były powodowane przez inne czynniki, a nie tylko przez paliwo.

Kondensaty powstałe w sposób niewymuszony mogą pochodzić od siarczanów osadzonych w układzie podczas wcześniejszej pracy silnika zasilanego benzyną, następnie uwolnionych przez etanol (rozpuszczalnik, efekty wymywania) i ostatecznie skroplonych. Przypuszczenie, że w tym zakresie wielkości mogą uwalniać się cząstki stałe należy wykluczyć.

Niezależnie od tego, można stwierdzić, że:

- nie istnieje wpływ paliw alkoholowych na PM,
- emisje nanocząstek NP dla stanów przejściowych są znacznie wyższe niż dla pracy w warunkach ustalonych,
- paliwa zmieszane z etanolem pomagają zredukować emisje nanocząstek, szczególnie dla stanów przejściowych.

Odnośnie do powtarzalności wszystkich parametrów występujących w pierwotnych badaniach, w badaniach powtórzonych (niezamieszczonych w niniejszej pracy) należy stwierdzić, że dla wybranych parametrów, jak zużycie paliwa i masa cząstek PM, zmierzone różnice dla różnych paliw mieszczą się w zakresie błędów pomiarowych.

6. Porównania

Na rysunku 19 przedstawiono porównanie emisji z silników dwusuwowych i czterosuwowych zasilanych benzyną przy prędkości 40 km/h. Po raz kolejny przedstawiona jest dobrze znana, wywierająca duże wrażenie, różnica w emisji cząstek. Silnik 2-suwowy ze swoim systemem oleju smarującego ma znacznie wyższe emisje cząstek stałych (PM), zliczenia nanocząstek (NP) oraz sumaryczną powierzchnię aerozolu (DC); to porównanie jest prawdziwe nawet wtedy, gdy silnik 2-suwowy ma ustawioną uboższą mieszankę niż silnik 4-suwowy.

Na rysunku 20 przedstawiono zestawienie najważniejszych efektów spowodowanych przez różne udziały etanolu w trzech badanych skuterach. Zubożenie mieszanki przez etanol wywołuje w skuterze ustawionym na ubogą mieszankę redukcję emisji NO_x , wzrost emisji PM i zużycia paliwa (wskutek nieregularności spalania). W przypadku skuterów, które są ustawione na spalanie bogatej mieszanki

It became clear, that the higher emissions and the higher NP count concentrations in nuclei mode with E10 (in the primary measuring series) were caused by other effects, than the fuel only.

Spontaneous condensates can originate from the sulfates deposited in the system during previous operation with gasoline, than released by ethanol (solvent, washing effects) and finally condensated. A supposition of release of solid particles in this size range must be excluded.

Apart from this fact it can be stated, that:

- there is no influence of alcohol-fuels on PM,
- the NP-emissions at transient operation are much higher, as at steady state operation,
- ethanol blend fuels help to reduce the NP-emissions especially at transient operation.

Regarding the repeatability of all parameters between the original test and the repetitions test (not represented here) it can be stated, that for some parameters, like fuel consumption and particle mass PM the differences measured with different fuels are in the range of measuring dispersion.

6. Comparisons

Figure 19 shows the comparison of emissions 2-S & 4-S with gasoline at 40 km/h. Once again the very well known impressive difference of particle emissions is demonstrated. The 2-S engine with lost-oil lubrication has much higher emission of particle mass (PM), particle counts (NP) and summary surface of aerosol (DC); this even if the 2-S in this comparison is with leaner tuning, than the 4-S engine.

Figure 20 puts together the most important effects of ethanol rate on the three investigated scooters. The leaning of the mixture by ethanol provokes by the lean tuned scooter a reduction of NO_x and increase of PM and fuel consumption (due to irregularities of combustion). By the scooters with rich basic tuning the leaning by ethanol increases NO_x and reduces PM and fuel consumption.

The average basic λ – tuning (calculated according to SAE J1088) was:

- for Piaggio Typhoon $\lambda = 1.0$
- fore Kreidler Florett $\lambda = 0.8$
- for Honda Zoomer $\lambda = 0.9$

The leaning by use of E15 provokes an increase of the air excess factor $\Delta\lambda = 0.05$ to 0.10

7. Conclusions

2-S (Piaggio Typhoon – lean)

The original tuning of the mixture preparation and dosing is influenced by the ethanol containing fuels in the sense of leaner operation. This caused an irregular operation of the engine and a very much deteriorated load response, which would be unacceptable for the market. Generally a lower ethanol rate has to be recommended.

Regarding the legally limited components CO, HC and NO_x three overlapping effects are visible:

- leaning of mixture by increasing ethanol portion,
- lowering the combustion peak temperatures and NO_x formation with increasing ethanol portion and strengthening of these effects with hydrous ethanol,

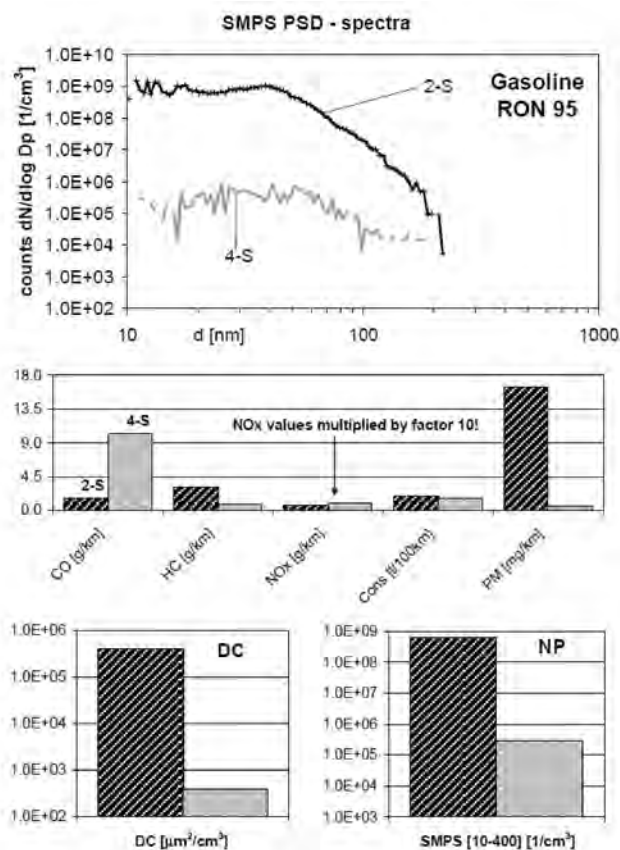


Fig. 19. Comparison of emissions 2-S & 4-S at 40 km/h, warm. 2-S: Piaggio Typhoon, carb. no ox. cat; 4-S: Honda Zoomer, carb. no ox. cat
Rys. 19. Porównanie emisji z silników 2-suwowego oraz 4-suwowego przy prędkości 40 km/h; silniki ciepłe; 2-S: skuter Piaggio Typhoon, gaźnik bez reaktora katalitycznego; 4-S: skuter Honda Zoomer, gaźnik bez reaktora katalitycznego

zubożenie przez etanol zwiększa emisję NO_x , obniża emisję PM i zużycie paliwa.

Średnie podstawowe ustawienie λ (obliczone wg przepisów SAE J1088) było następujące:

- dla skutera Piaggio Typhoon $\lambda = 1,0$
- dla skutera Kreidler Florett $\lambda = 0,8$
- dla skutera Honda Zoomer $\lambda = 0,9$

Zubożenie spowodowane przez zastosowanie E15 wywołuje wzrost współczynnika nadmiaru powietrza $\Delta\lambda = 0,05$ do $0,10$.

7. Wnioski

Silnik dwusuwowy (skuter Piaggio Typhoon – uboga mieszanka)

Początkowe ustawienie przygotowania mieszanki i dozowania ulega wpływowi paliw zawierających etanol w znaczeniu uzyskania pracy silnika na zubożonej mieszance. Spowodowało to nieregularną pracę silnika i znaczne pogorszenie odpowiedzi silnika na obciążenia, co nie może być zaakceptowane przez rynek. Należy zalecać stosowanie mniejszych udziałów etanolu w paliwie.

W odniesieniu do prawnie limitowanych składników emisji CO, HC i NO_x widoczne są trzy ząbujące się efekty:

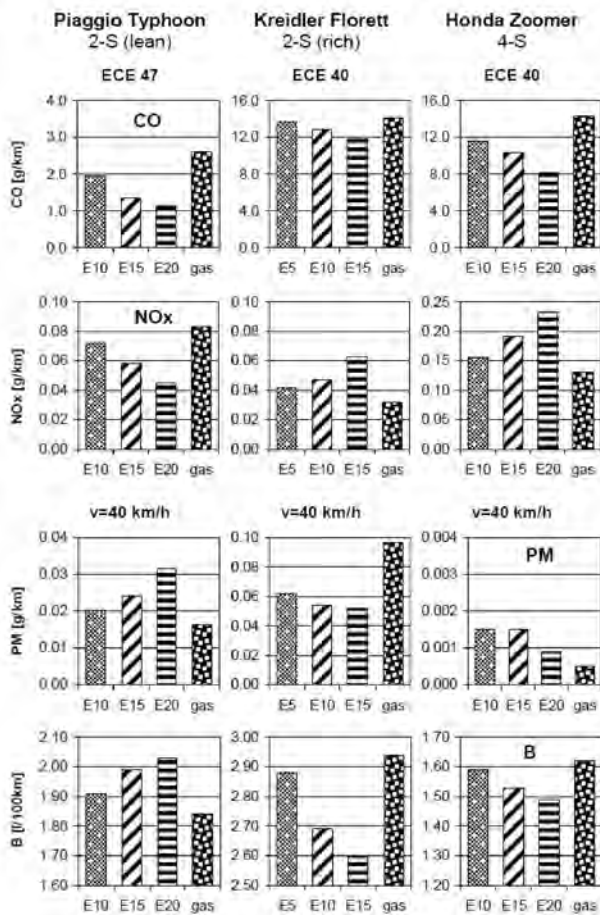


Fig. 20. Influences of ethanol on emission and fuel consumption of the investigated motorbikes

Rys. 20. Wpływ etanolu na emisję i zużycie paliwa dla badanych skuterów

– retarded combustion, increased cyclic irregularities of combustion and increasing HC-emissions with ethanol and with growing ethanol share.

The volumetric fuel consumption increases according to the lower heat value of the blend fuels and the deteriorated irregular combustion.

Particle mass PM and particle counts generally increase with the ethanol fuels, with some tendencies of more increase for hydrous ethanol.

2-S (Kreidler Florett – rich)

The original tuning of the mixture preparation and dosing is influenced by the ethanol containing fuels in the sense of leaner operation. This caused by this quite rich tuned motorbike advantages in regard of emissions and fuel consumption.

Regarding the legally limited components CO, HC and NO_x following effects are visible:

- leaning of mixture by increasing ethanol portion,
- increasing the combustion peak temperatures and NO_x formation with increasing ethanol portion and strengthening of these effects with hydrous ethanol.

The volumetric fuel consumption is reduced due to the leaning of mixture and increased efficiency with the ethanol blend fuels.

- zubożenie mieszanki przez zwiększenie udziału etanolu,
- obniżenie maksymalnych temperatur spalania i tworzenia się NO_x przy zwiększaniu udziału etanolu oraz nasilenie tych efektów w przypadku wodnego etanolu,
- opóźnione spalanie, zwiększone okresowe nieregularności spalania przy wzrastającej emisji HC dla etanolu i rosnącego udziału etanolu w paliwie.

Objętościowe zużycie paliwa wzrasta odpowiednio do dolnej wartości opałowej mieszanek paliw i zwiększonej nieregularności spalania.

Masa cząstek PM i liczba cząstek wzrastają przy paliwach zmieszanych z etanolem, przy czym występuje tendencja większego wzrostu dla wodnego etanolu.

Silnik dwusuwowy (skuter Kreidler Florett – bogata mieszanka)

Początkowe ustawienie przygotowania mieszanki i dozwolenie ulegają wpływowi paliw zawierających etanol w rozumieniu pracy na mieszance uboższej. Efekt ten spowodowany przez ustawienie skutera do pracy na bogatej mieszance daje korzyść w odniesieniu do emisji i zużycia paliwa.

W odniesieniu do prawnie limitowanych składników emisji CO, HC i NO_x widoczne są następujące efekty:

- zubożenie mieszanki przez zwiększenie udziału etanolu,
- zwiększenie maksymalnych temperatur spalania i tworzenia się NO_x przy zwiększaniu udziału etanolu oraz nasilenie się tych efektów w przypadku wodnego etanolu.

Objętościowe zużycie paliwa ograniczone jest wskutek zubożenia mieszanki i zwiększonej sprawności w przypadku paliw zmieszanych z etanolem.

Masa cząstek PM i liczba cząstek maleją w przypadku paliw etanowych przy tendencji do większego spadku dla wodnego etanolu.

Silnik czterosuwowy (skuter Honda Zoomer – bogata mieszanka)

Zdolności trakcyjne badanego skutera były dobre dla wszystkich paliw zmieszanych z etanolem.

Ograniczone elementy gazowe wskazują na ustawienie uboższej mieszanki przy rosnącym udziale alkoholu – redukcja CO i HC, wzrost NO_x.

Zużycie paliwa jest zmniejszone wskutek zubożenia mieszanki i wzrostu sprawności ogólnej silnika. Nie występuje znaczące obniżenie mocy maksymalnej w badanej dziedzinie dla równoważnego współczynnika.

Odnosnie do emisji PM i NP można stwierdzić, że:

- paliwa alkoholowe nie wpływają na PM,
- emisje NP w stanach przejściowych pracy silnika są znacznie większe niż przy pracy w stanach ustalonych,
- paliwa zmieszane z etanolem pomagają ograniczać emisje NP szczególnie w stanach przejściowych. Oznacza to, że alkohol pomaga w lepszym utlenianiu cząstek.

Na początku cyklu roboczego przy paliwach etanowych występuje uwolnienie pozostałości po wcześniejszej pracy silnika zasilanego benzyną. Te pozostałości zawierające siarczany (z oleju smarującego) są źródłem prekursorów dla niewymuszonej kondensacji w trybie jądrowym, są łatwo wykazywane przez zastosowane metody pomiarowe NP i również widoczne w emisji PM.

Particle mass PM and particle counts generally decrease with the ethanol fuels, with some tendencies of more decrease for hydrous ethanol.

4-S (Honda Zoomer – rich)

There was a good drivability of the investigated scooter with all ethanol blends.

The limited gaseous components indicate the leaner tuning with increasing share of alcohol – reduction of CO & HC, increase of NO_x.

The fuel consumption is reduced due to the leaning and increase of the effective engine efficiency. There is no remarkable reduction of maximum power in the investigated domain of equivalence ratio.

Regarding the PM- and NP-emissions it can be stated, that:

- there is no influence of alcohol fuels on PM,
- the NP-emissions at transient operation are much higher, as at steady state operation,
- ethanol blend fuels help to reduce the NP-emissions especially at transient operation. That means, that alcohol helps to better oxidize the particles.

At the beginning of working period with ethanol fuels there is a release (“washing out”) of residues from the previous operation with gasoline. These residues containing sulfates (from lube oil) offer precursors for the spontaneous condensates in the nuclei mode (nano range), which is sensitively indicated by the NP measuring methods and is also visible in the PM emissions.

8. General

From the present results it can be concluded, that the basic tuning of the engine – not too lean – decides if the influence of leaning by means of ethanol blends has positive, or negative effects. The 2-stroker can be eventually improved by richer basic tuning. The 4-stroker can be deteriorated by the irregularities of combustion, if the basic tuning would be too lean (this can be the case of a modern 4-stokers).

Summarizing: the success of ethanol blend fuels depends on: the engine type (2-S, 4-S), the basic tuning of the engine (air-fuel-ratio) and the ethanol content.

There are no significant differences of results between the blends with pure ethanol (E), or hydrous ethanol (EH), except of some cases, where EH improves slightly the emissions (CO, HC, PM, NP) and reduces the fuel consumption.

The present investigations did not concern the durability of parts exposed to the chemical influences of ethanol. Also the cold startability, particularly in extreme conditions and the lube oil dilution were not addressed.

According to the fuel supplier, there is no danger of phase separation of the hydrous ethanol in the used temperature range.

Acknowledgements

The authors would like to express their gratitude for the support of the project to BAFU (Swiss EPA), Dr. M. Schiess and to the Process Design Center B.V.NL and TU Delft.

8. Ogólne podsumowanie

Na podstawie przedstawionych wyników można wnioskować, że podstawowe ustawienie silnika – na niezbyt ubogą mieszankę – decyduje, czy uzyskane zubożenie mieszanki za pomocą paliw zmieszanych z etanolem ma pozytywne bądź negatywne skutki. Silnik dwusuwowy można usprawnić przez bazowe ustawienie bogatszej mieszanki. Praca silnika czterosuwowego może ulegać pogorszeniu przez nieregularności spalania wtedy, gdy podstawowe ustawienie byłoby zbyt ubogie (może to dotyczyć współczesnych silników czterosuwowych).

Podsumowując: sukces stosowania paliw mieszanych z etanolem zależy od: typu silnika (dwu- lub czterosuwowy), podstawowego ustawienia silnika (stężenia mieszanki paliwowo-powietrznej) oraz zawartości etanolu.

Nie występują znaczące różnice w wynikach uzyskanych dla mieszanin paliwowych z czystym etanolem (E) lub z etanolem uwodnionym (EH), z wyjątkiem przypadków, w których EH nieznacznie poprawia emisję (CO, HC, PM, NP) oraz obniża zużycie paliwa.

Obecne badania nie uwzględniały trwałości części narażonych na chemiczne działanie etanolu. Badania nie były ukierunkowane również na zagadnienia stabilności zimnego startu w warunkach ekstremalnych oraz rozcieńczania oleju smarującego.

Zgodnie z opinią dostawcy paliwa nie występuje niebezpieczeństwo rozdzielania faz uwodnionego etanolu przy stosowanym zakresie temperatur.

Podziękowania

Autorzy wyrażają wdzięczność za pomoc przy realizacji projektu następującym osobom i instytucjom: Federalnemu Urzędowi ds. Środowiska BAFU (Szwajcarski oddział EPA) i dr. M. Schiessowi, Ośrodkowi Process Design Center B.V.NL, a także TU Delft.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

AFHB	Abgasprüfstelle der Fachhochschule, Biel CH (Lab. For Exhaust Gas Control, Univ. of Appl. Sciences, Biel-Bienne, CH)/Laboratorium Kontroli Emisji Spalin Uniwersytetu Nauk Stosowanych w Biel-Bienne, Szwajcaria
BAFU	Bundesamt für Umwelt (Swiss EPA)/Federalny Urząd ds. Środowiska (Szwajcarski oddział EPA)
C	Carburetor/gaźnik
Carb	Carburetor/gaźnik
CMD	count median diameter/obliczona środkowa wartość średnicy
CPC	condensation particle counter/kondensacyjny licznik cząstek stałych
CVS	constant volume sampling/stala objętość próbkowanych spalin

DC	diffusion charging sensor/czujnik rozcieńczenia ładunku	PAS	photoelectric aerosol sensor/fotoelektryczny czujnik aerozolu
DF	dilution factor/współczynnik rozcieńczenia	PM	particulate matter, particulate mass/cząstka stała
DMA	differential mobility analyser/różnicowy analizator rozmiaru cząstek oparty na ocenie ich zmienności ruchowej	PMP	particle measuring program (of the ECE GRPE)/program pomiaru cząstki (wg ECE GRPE)
E	pure ethanol (energy only Fig. 6a)/czysty etanol (jedynie energia rys. 6a)	PSD	particles size distribution/rozkład wymiarowy cząstek
EC	elemental carbon/węgiel pierwiastkowy	r	rich basic tuning/tuning podstawowy w kierunku wzbogacenia mieszanki
EH	hydrous ethanol/etanol uwodniony	SAS	secondary air system/system powietrza wtórnego
FHB	Fachhochschule Biel/Uniwersytet Nauk Stosowanych w Biel-Bienne	SMPS	scanning mobility particles sizer/skaningowy analizator wymiarowy cząstek stałych oparty na analizie ruchliwości elektrycznej cząstek
Gas	gasoline lead-free, RON 95 (base fuel)/benzyna 95	SOF	soluble organic fraction/frakcja rozpuszczalna cząstki stałej
MD	minidiluter/minitunel rozcieńczający	TC	thermoconditioner, total carbon/termoklimatyzator; całkowita ilość węgla
ME	Matter Engineering, CH/Inżynieria Materiałowa, Szwajcaria	TP	tailpipe/przewód wylotowy silnika
NanoMet	minidiluter + PAS + DC (+TC)/minitunel rozcieńczający + fotoelektryczny czujnik aerozolu + czujnik rozcieńczenia ładunku (+ termoklimatyzator)	TPN	total particle number [#km]/całkowita liczba cząstek [#km]
NP	nanoparticulate (< 1 µm)/nanocząstki (< 1 µm)	2-S	2 stroke engine/silnik dwusuwowy
OC	organic carbon/węgiel organiczny	4-S	4 stroke engine/silnik czterosuwowy

Bibliography/Literatura

- [1] Czerwinski J., Comte P., Napoli S., Wili Ph.: Summer Cold Start and Nanoparticulates of Small Scooters. Report B086 for BUWAL (SAEFL) Bern, Lab. For Exhaust Gas Control, Univ. of Appl. Sciences, Biel-Bienne, Switzerland, Nov. 2000. SAE Techn. Paper 2002-01-1096.
- [2] Czerwinski J., Comte P.: Limited Emissions and Nanoparticles of a Scooter with 2-stroke Direct Injection (TSDI). SAE Techn. Paper 2003-01-2314.
- [3] Czerwinski J., Comte P., Reutimann F.: Nanoparticle Emissions of a DI 2-Stroke Scooter with varying Oil- and Fuel Quality. SAE Techn. Paper 2005-01-1101.
- [4] Czerwinski J., Comte P., Larsen B., Martini G., Mayer A.: Research on Particle Emissions of modern 2-S Scooters. SAE Techn. Paper 2006-01-1078.
- [5] Czerwinski J., Comte P., Astorga C., Rey M., Mayer A., Reutimann F.: (Nano) Particle from 2-S Scooters: SOF / INSOF; Improvements of Aftertreatment; Toxicity. AFHB, JRC, TTM, BAFU, SAE Techn. Paper 2007-01-1089.
- [6] Czerwinski J., Comte P., Violetti N., Landri P., Mayer A., Reutimann F.: Catalyst Aging and Effects on Particle Emissions of 2-Stroke Scooters. SAE Techn. Paper 2008-01-0455.
- [7] Bergström K., Melin S-A., Coleman J.: General Motors Powertrain: The New ECOTEC Turbo BioPower Engine from GM Powertrain – Utilizing the Power of Nature’s resources. 28. Internationales Wiener Motorensymposium 2007, Bd.2, S. 47.
- [8] Bergström K., Nordin H., Königstein A., Marriott C.D., Wiles M. A.: ABC – Alcohol Based Combustion Engines – Challenges and Opportunities. 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2007, Bd.2, S. 1031.
- [9] Kawai T., Tsunooka T., Chiba F., Uda H., Sonoda, Y., Toyota Motor Corporation, Japan: Effect of high Concentration Ethanol on SI Engine Cold Startability and Emissions. 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2007.
- [10] DuMont R. J., Cunningham L.J., Oliver M.K., Studzinski W.M., Galante-Fox J.M.: Controlling Induction System Deposits in Flexible Fuel Vehicles Operating on E85. SAE Techn. Paper 2007-01-4071.
- [11] Galante-Fox J.M., Von Bacho P., Notaro C., Zizelman J.: E-85 Fuel Corrosivity: Effects on Port Fuel Injector Durability Performance. SAE Techn. Paper 2007-01-4072.
- [12] CONCAWE ... Conservation of Clean Air und Water in Europe, Brussel, www.concawe.org.
- [13] Gottschalk A.: Gasoline Blending with Hydrous Ethanol. 7th International Colloquium “Fuels”, Technische Akademie Esslingen TAE, Jan. 14-15, 2009.
- [14] Hydrous Ethanol Blends. HE Blends B.V. www.heblends.com
- [15] Czerwinski J., Comte P., Mayer A., Reutimann F., Zürcher D.: Reduction Potentials of Particle Emissions of 2-S Scooters with Combinations of Technical Measures. FISITA, Paper F2008-09-014, Congress Proceedings Vol. IV, p. 100, ATZ/ATZ auto technology, Springer Automotive Media, Wiesbaden, D.

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



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

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

e-mail: pierre.comte@bfh.ch



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

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

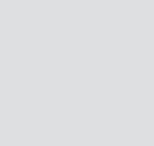
e-mail: tm.a.mayer@bluewin.ch



Felix Reutimann – BAFU, Federal Office of Environment, Switzerland.

Felix Reutimann – BAFU, Federalne Biuro Ochrony Środowiska, Szwajcaria.

e-mail: felix.reutimann@bafu.admin.ch



Distribution of piston compression ring pressure against the deformed cylinder wall

The following study presents typical cylinder deformations that come up during engine assembly and operation and provides results of analysis of how these changes affect the operation of the compression ring. Special attention has been paid to the effect of cylinder diameter increase on the distribution of the circumferential wall pressure and the cause of light gaps formation has been explained.

The analyses presented in the following paper have been carried out using a computer program that has been formulated based on a compression ring mathematical model. Exemplary results of simulation have been obtained for a medium speed generator engine of a cylinder diameter of 0.48 m.

Key words: marine combustion engine, piston ring, oil film, ring wall pressure

Rozkład nacisku tłokowego pierścienia uszczelniającego na gładź zdeformowanego cylindra

W opracowaniu opisano typowe deformacje cylindra pojawiające się podczas montażu i eksploatacji silnika oraz przedstawiono wyniki analizy wpływu tych zmian na pracę pierścienia uszczelniającego. W szczególności omówiono wpływ wzrostu średnicy cylindra na rozkład obwodowego nacisku pierścienia oraz wyjaśniono przyczyny powstawania tzw. szczelin świetlnych.

Prezentowane w opracowaniu analizy przeprowadzono przy wykorzystaniu programu obliczeniowego powstałego na podstawie modelu matematycznego uszczelniającego pierścienia tłokowego. Zaprezentowane w artykule przykładowe wyniki symulacji uzyskano dla agregatowego silnika średnioobrotowego o średnicy cylindra równej 0,48 mm.

Słowa kluczowe: silnik okrętowy, pierścień tłokowy, film olejowy, rozkład nacisków pierścienia

1. Introduction

Even minor deformations of cylinder wall can cause a loss of light-tightness between the ring face and the cylinder liner influencing the tightness of the combustion chamber, deterioration of the engine parameters and increase in the wear of piston-cylinder assembly elements.

Deformations of cylinder could occur both at the stage of engine assembly and during its operation. Deformations which could occur during installation of the cylinder head or the cylinder liner are dependent to a considerable extent on the design of the elements and the materials. Figure 1 presents layouts of cylinder exemplary deformations caused by different ways the head is installed into the cylinder block. More examples of such deformations can be found in [1].

Nevertheless, the major changes in geometry and inner diameter of cylinder take place during engine operation. A typical profile of the liner (Fig. 2a) shows that its maximal wear occurs at the liner upper part where the first compression ring contacts the cylinder wall when the piston moves close to the TDC. This can be explained by the effect of high temperature and high wall pressure (curves of wear are very similar to the curves of temperature and pressure). Precise measurements of the cylinders show that this wear is more complicated, which could not be explained directly by the phenomena described by the hydrodynamic theory of lubrication.

It is generally believed that during engine operation the following factors most significantly affect the differentiation

1. Wprowadzenie

Nawet niewielkie zmiany kształtu cylindra mogą spowodować pojawienie się tzw. szczelin świetlnych pomiędzy powierzchniami ślizgowymi pierścienia i cylindra, wpływających na zmniejszenie szczelności komory spalania, pogorszenie parametrów pracy silnika oraz na wzrost zużycia elementów układu tłokowo-cylindrowego.

Odkształcenia cylindra mogą powstawać zarówno w fazie montażu silnika, jak i podczas jego eksploatacji. Do grupy odkształceń montażowych zalicza się deformacje powstałe podczas mocowania głowicy lub osadzania tulei w bloku cylindrowym, a na ich wielkość i kształt istotny wpływ wywierają ich konstrukcja oraz materiały, z jakich wykonano te elementy. Na rysunku 1 pokazano szkice przedstawiające przykładowe odkształcenia cylindra, spowodowane odmiennym sposobem łączenia głowicy z blokiem cylindrowym. Więcej przykładów tego typu odkształceń można znaleźć w pracy [1].

Jednak największe zmiany geometrii i średnicy wewnętrznej cylindra zachodzą podczas eksploatacji silnika. Typowy profil eksploатовanej tulei (rys. 2a) wskazuje, że jej maksymalne zużycia pojawią się w górnej części, w obszarze styku pierwszego pierścienia uszczelniającego z gładzią cylindra w ZZ tłoka. Zjawisko to tłumaczy się działaniem w tym obszarze wysokiej temperatury i występowaniem dużych nacisków pierścienia (potwierzeniem tego spostrzeżenia jest to, że krzywe zużycia wykazują dużą zbieżność z krzywymi obrazującymi rozkłady tem-

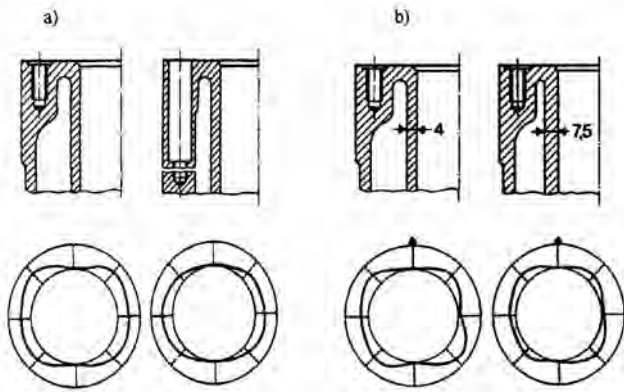


Fig. 1. Changes in deformations of cylinder wall working surface caused by: a) different fixing of cylinder head, b) different thickness of cylinder wall [1]

Rys. 1. Zmiany w obrazie odkształcenia powierzchni ślizgowej cylindra spowodowane: a – odmiennym sposobem osadzenia śrub mocujących głowicę, b – różną grubością ścianek cylindra [1]

of the wear (circumferential in particular) of the cylinder liner [5]:

- design of the lubrication system and the use of different lube oils,
- different operating conditions of some elements within the piston-cylinder group caused by faulty assembly and adjustment of the engine,
- different operating conditions of a group of cylinders, e.g. common turbocharger,
- individual constructional, material, technologic and assembly differences in cylinders.

The lubrication system as the cause of irregular wear, mentioned in the first place, comes from the fact that a certain volume of lube oil is necessary for a formation of continuous oil film between the working surfaces. Opposite to engines of lower power output, where the working surfaces of the liner are lubricated with the oil mist, marine engines oil is supplied directly to the spots of the cylinder surface. In earlier solutions the oil was supplied by lubricating nozzles positioned along the cylinder circumference and was distributed by special lubricating grooves. Such a way of lubricating was highly inefficient.

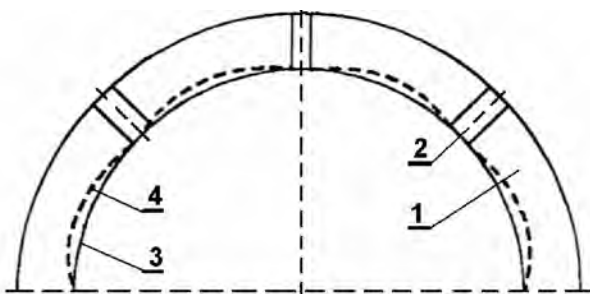


Fig. 3. "Clover leaf" pattern of cylinder surface wear: 1 – cylinder liner, 2 – lubricating nozzle, 3 – ideal profile of the cylinder surface, 4 – profile of the worn cylinder surface [10]

Rys. 3. Zużycie gładzi cylindra w kształcie „liścia koniczynki”: 1 – tuleja cylindrowa, 2 – króciec smarny, 3 – idealny profil gładzi cylindra, 4 – zużyty profil gładzi [10]

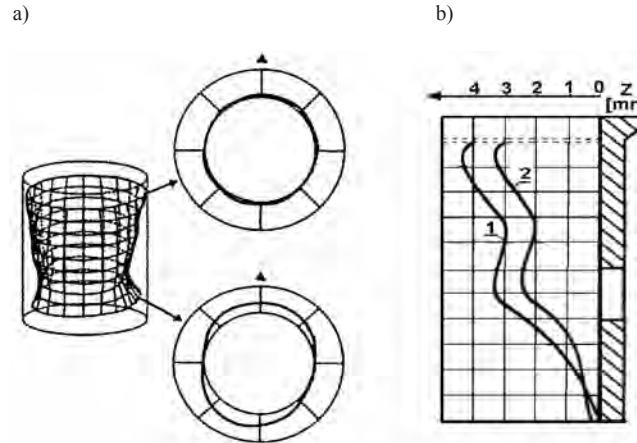


Fig. 2. A sketch of the deformed cylinder (a) profile of the working surface measured in two perpendicular planes of the cylinder cross section (b)

Rys. 2. Szkic odkształconego cylindra (a) oraz profil powierzchni ślizgowej mierzonej w dwóch wzajemnie prostopadłych płaszczyznach przekroju cylindra (b)

peratury i nacisku). Dokładne pomiary eksploatowanych tulei cylindrowych wykazują jednak, że zużycie to ma bardziej złożoną postać, niedającą się bezpośrednio wyjaśnić zjawiskami opisanymi przez hydrodynamiczną teorię smarowania.

Uważa się, że najważniejszy wpływ na zróżnicowanie zużycia (szczególnie obwodowego) gładzi cylindra podczas eksploatacji silnika okrętowego mają [5]:

- konstrukcja układu smarowania i stosowanie różnych gatunków olejów smarowych,
- odmienne warunki pracy niektórych elementów układu tłokowo-cylindrowego spowodowane różnego rodzaju błędami powstającymi podczas montażu i regulacji silnika,
- odmienne warunki współpracy dla pewnej grupy cylindrów (np. wspólna turbosprężarka),
- indywidualne różnice konstrukcyjne, materiałowe, technologiczne i montażowe poszczególnych cylindrów.

Wymienienie na pierwszym miejscu jako przyczyny nierównomiernego zużycia układu smarowania wynika z faktu, że do utworzenia ciągłego filmu olejowego pomiędzy współpracującymi powierzchniami wymagana jest odpowiednia ilość oleju smarowego. W odróżnieniu od silników mniejszej mocy, w których powierzchnie cylindrów są smarowane mgłą olejową, w silnikach okrętowych olej doprowadzany jest punktowo na gładź cylindra. W starszych systemach olej dostawał się na gładź cylindra za pomocą tzw. króćców smarnych, rozmieszczonych na obwodzie cylindra, a następnie był rozprowadzany obwodowo dzięki istnieniu specjalnych rowków smarowych. Taki sposób smarowania gładzi był mało skuteczny. Pomimo stosowania bardzo dużych dawek oleju pojawiały się obszary, w których dochodziło do zrywania ciągłości filmu olejowego i nadmiernego zużycia gładzi. Spostrzeżenie to potwierdzają wyniki pomiarów eksploatowanych tulei (rys. 3). W obszarach gładzi położonych między punktami smarowymi występ-

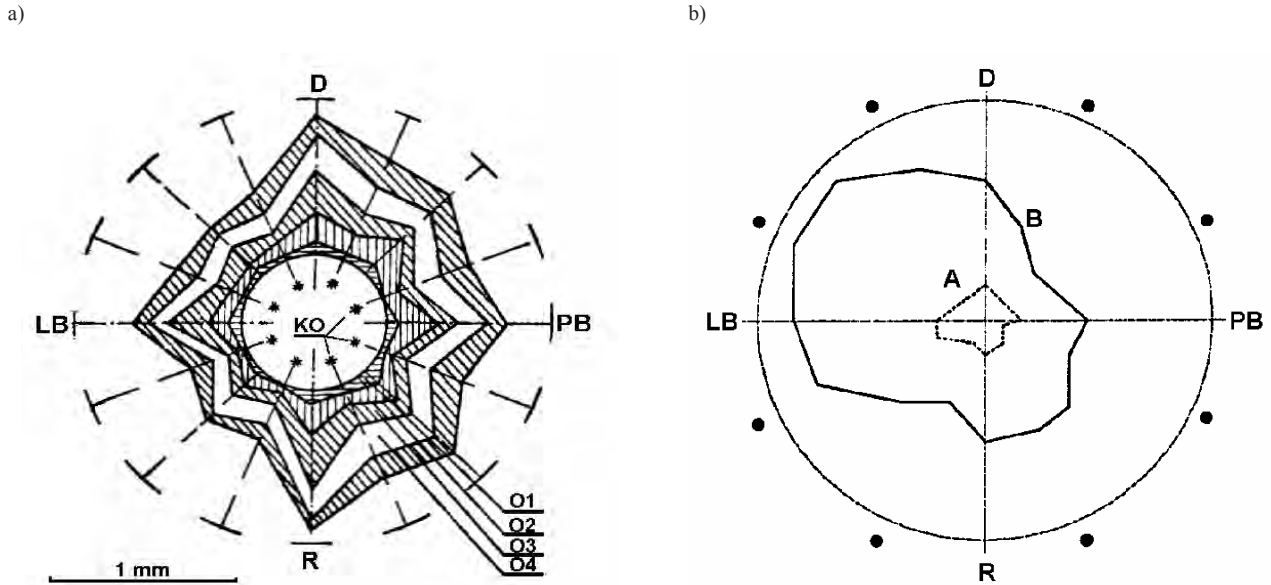


Fig. 4. Diagrams of cylinder liner wear: a – depending on the lubricating oil TBN (O1 – O4), b – depending on the period of operation with a faulty injector: A – after 2000 hours, B – after 5000 hours, D – bow, R – stern, LB and PB port and starboard, respectively, KO – lubricating oil nozzle [9, 10]

Rys. 4. Wykresy zużycia gładzi tulei cylindrowej: a – w zależności od zasadowości zastosowanego oleju smarowego (O1 – O4), b – w zależności od czasu pracy silnika przy wadliwie pracującym wtryskiwaczu: A – po 2000 h pracy, B – po 5000 h pracy, D – dziób, R – rufa, LB, PB – lewa i prawa burta, KO – króćce olejowe [9, 10]

In spite of using much oil in some regions lubricating was inadequate which led to oil film ruptures and liner excessive wear. This observation is confirmed by the results of measurements of the liners (Fig. 3). An increased wear called “clover leafing” occurs at regions of liner located between the lubricating spots.

In order to avoid such unfavorable incidents in modern lubrication systems of marine engines (e.g. the PLS system) oil is splashed over cylinder surface by a number of jets creating an almost evenly distributed layer.

Besides uneven lubrication excessive wear of marine engine cylinder wall can be caused by other reasons. For example, Fig. 4a shows a form of surface wear much higher along the bow-stern axis than along the port-starboard axis (difference is almost 50%) which is explained by the deflection of the crankshaft or engine foundation frame. On the other hand, Fig. 4b shows another case of excessive wear caused by a faulty injector.

The measurements of a partially worn cylinder allow an evaluation whether the boundary values have been exceeded, i.e. maximum admissible diameter and deviation from true circle (measured in each measuring planes) and cylindricity (measured in the planes crossing the measurement directions and the axis of the liner). The graph presented in Fig. 5 shows the approximate values of admissible cylinder wear and oval deformation vs. cylinder diameter for low speed marine engines, developed according to the data provided by [9].

The increase in the cylinder diameter and the changes in its form occurring during engine operation result in a decrease in the ring wall pressure. In order to define the effect of such a drop in the ring wall pressure on the parameters of oil film formed over the cylinder surface certain

puje zwiększone zużycie, nazywane zużyciem „w liść koniczyny” (clover leafing).

W celu uniknięcia tego niekorzystnego zjawiska w najnowszych systemach smarowania silników okrętowych (np. w systemie PLS) olej jest natryskiwany na gładź cylindra wieloma strumieniami, tworząc w miarę równomiernie rozłożoną warstwę.

Poza nierównomiernym smarowaniem w silnikach okrętowych dochodzi również do nadmiernego zużycia gładzi spowodowanego innymi przyczynami. Przykładowo, na rys. 4a pokazano kształt zużycie gładzi o wartościach znacznie większych w osi dziób statku–rufa niż w osi lewa burta–prawa burta (różnica dochodzi do 50%), co badacze tłumaczą ugięciem wału korbowego lub ramy

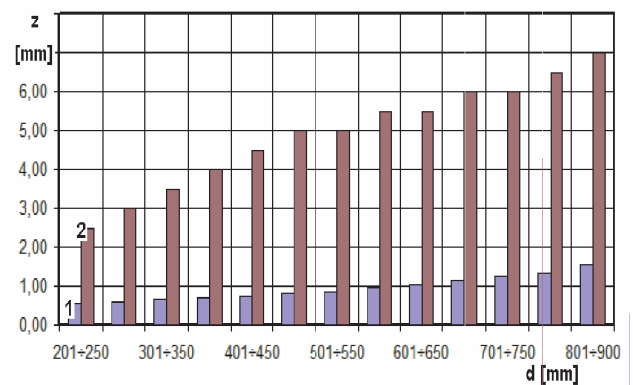


Fig. 5. Approximate values of boundary ovality (1) and boundary wear (2) of low speed marine engine liners depending on their diameter [5]

Rys. 5. Orientacyjne wartości granicznej owalności (1) i granicznego zużycia (2) tulei silników okrętowych wolnoobrotowych w zależności od ich średnicy [5]

investigations should be performed. These investigations the presented paper are substituted by simulations using a mathematical model of the piston ring because of specific measuring difficulties.

2. Investigations of the change in the ring wall pressure inside the cylinder of an enlarged diameter

A method of determination of the ring elastic wall pressure against an ideally cylindrical and deformed cylinder liner was proposed by Iskra [1]. The mathematical model formulated according to this method, eventually developed and implemented by the authors was described in [6–8]. It is worth mentioning that the essence of this method lies in the substitution of the real ring with a model one, consisting of a number of articulated rigid straight-line sections (Fig. 6). Moreover, it has been assumed that bending of a substitute ring occurs only at joints and their substitutive stiffness corresponds to the stiffness of a real ring distributed along the entire circumference.

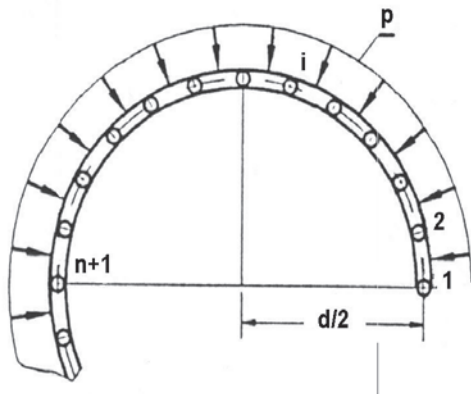


Fig. 6. Schematics of the substitutive model of a piston ring [1]

Rys. 6. Schemat modelu zastępczego pierścienia tłokowego [1]

The above described computer program developed by the authors has been applied to the computations aiming at the principal goal, i.e. at a determination of the shape change and circumferential distribution of the wall pressure inside the cylinder of different wear level. Additionally, it has been assumed that:

- the ring touches the wall along the entire circumference with the preliminary pressure in new, ideally cylindrical liner,
- despite the increase in the diameter, the cylinder cross section remains circular,
- independently of the cylinder diameter, an increased ratio ring contacts the liner opposite the ring gap,
- the surfaces of the ring face and the cylinder are ideally smooth, i.e. the micro roughness is not taken into account in the computations,
- the working surfaces of the ring and the cylinder are not separated with oil film,
- the external forces acting on the ring (e.g. gas forces) are not taken into consideration.

fundamentowej silnika. Z kolei za przyczynę powstania nadmiernego zużycia gładzi o kształcie pokazanym na rys. 4b uważa się wadliwie pracujący wtryskiwacz.

Pomiary geometrii eksploataowanej tulei pozwalają ocenić, czy nie zostały przekroczone wartości graniczne, tj. maksymalnie dopuszczalna średnica oraz odchyłki okrągłości (mierzone w każdej z płaszczyzn pomiarowych) i odchyłki walcowości (mierzone w płaszczyznach przechodzących przez kierunki pomiarów i oś tulei). Na wykresie rys. 5 pokazano opracowane na podstawie danych zestawionych w pracy [9] orientacyjne wartości granicznego zużycia i granicznej owalności tulei dla silników okrętowych wolnoobrotowych w zależności od średnicy cylindra.

Wzrost średnicy i zmiany kształtu cylindra pojawiające się w czasie eksploatacji silnika powodują rozprężanie się pierścienia i spadek jego nacisku na gładź. Dla określenia wpływu zmian wartości tego nacisku na parametry tworzącego się na gładzi cylindra filmu olejowego konieczne jest wykonanie badań, które, ze względu na problemy pomiarowe, w tym opracowaniu zostały zaplanowane jako badania symulacyjne realizowane przy wykorzystaniu modelu matematycznego pierścienia.

2. Badania zmiany nacisku sprężystego pierścienia w cylindrze o powiększonej średnicy

Metodę wyznaczenia rozkładu nacisku sprężystego pierścienia na ścianki idealnie okrągłego oraz zdeformowanego cylindra zaprezentował A. Iskra [1]. Opracowany na podstawie tej metody model matematyczny, wykorzystany i rozbudowany przez autorów niniejszego opracowania, opisano m.in. w pracach [6–8]. W tym miejscu należy jedynie wspomnieć, że jej istota polega na zastąpieniu pierścienia rzeczywistego jego modelem obliczeniowym, składającym się z pewnej liczby sztywnych odcinków prostoliniowych połączonych przegubami (rys. 6). Założono, że zginanie pierścienia zastępczego jest możliwe tylko w przegubach, przy czym ich zastępcza sztywność odpowiada rzeczywistej sztywności rozproszonej na całym obwodzie pierścienia.

Do realizacji obliczeń, których podstawowym celem jest określenie zmiany kształtu oraz obwodowego rozkładu nacisku pierścienia osadzonego wewnątrz cylindra o różnym stopniu zużycia gładzi, wykorzystano program obliczeniowy opracowany przez Autorów na podstawie wcześniej wspomnianych założeń. Dodatkowo przyjęto, że:

- w nowym, idealnie okrągłym cylindrze pierścień całym obwodem przywiera do gładzi z określonym wstępnie naciskiem,
- pomimo wzrostu średnicy przekrój cylindra pozostaje nadal okrągłym,
- niezależnie od wielkości wzrostu średnicy cylindra pierścień zawsze przywiera do gładzi cylindra w punkcie położonym naprzeciw zamka pierścienia,
- powierzchnie pierścienia i cylindra są idealnie gładkie, tzn. w obliczeniach nie uwzględnia się mikronierówności na powierzchniach współpracy,

To begin the model investigation one should know the technical data of the ring and the liner. For exemplary calculations that will be presented later the assumed ring is characterized by the following data of a real ring used in medium speed engine L48/60CR type [2]:

- ring radius $r_p = 0.24$ m, (equal to R_c – the radius of a new cylinder),
- axial height $h_p = 15$ mm,
- radial thickness $g_p = 16$ mm,
- modulus of elasticity $E = 1.2 \cdot 10^5$ MPa.

The test have been carried out for three cases of pressure circumference distribution, i.e. for balanced distribution, increased and reduced pressure close to the free gap (however, the average value of the pressure remained constant and was $p_s = 0.063$ MPa which corresponds to the catalogue value for the ring of this kind). The ring circumferential pressure distribution has been presented as the sum of 10 Fourier harmonics. The maximum wear of the liner surface was limited to $Z = 0.5$ mm.

3. The results of the simulation tests and their analysis

The results of the tests carried out, after preliminary processing, have been presented in Figs. 8, 9 and 10.

The shape analysis of a ring installed in the liner of a growing diameter proved that the ring contacts the cylinder surface along the whole circumference only in a new liner (its wear $Z = 0$). Along with the increase in the liner wear (which is synonymous to the increase in the liner diameter) the expanding ring presses against the cylinder surface less intensely (Fig. 8a).

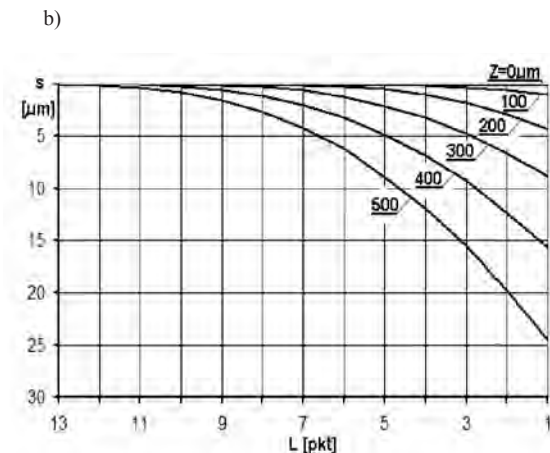
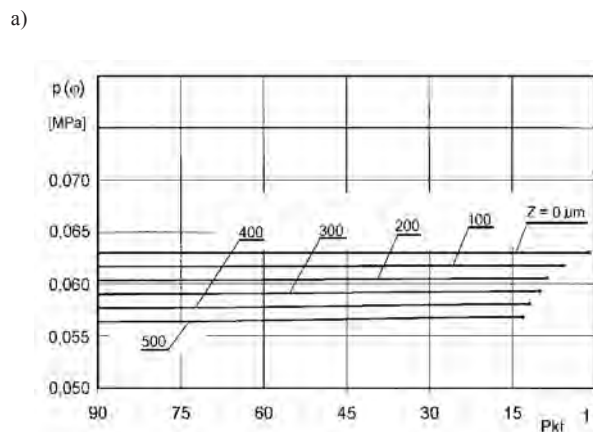


Fig. 8. Variations in (a) ring circumferential pressure $p(\varphi)$ and (b) slit widthness s dependent on liner surface wear Z ; constant pressure distribution: $p_s = 0.063$ MPa, $p_{zam} = 0.063$ MPa

Rys. 8. Zmiany nacisku obwodowego $p(\varphi)$ pierścienia (a) oraz szerokości s szczeliny (b) w zależności od zużycia Z gładzi cylindra; rozkład nacisków stały: $p_s = 0,063$ MPa, $p_{zam} = 0,063$ MPa

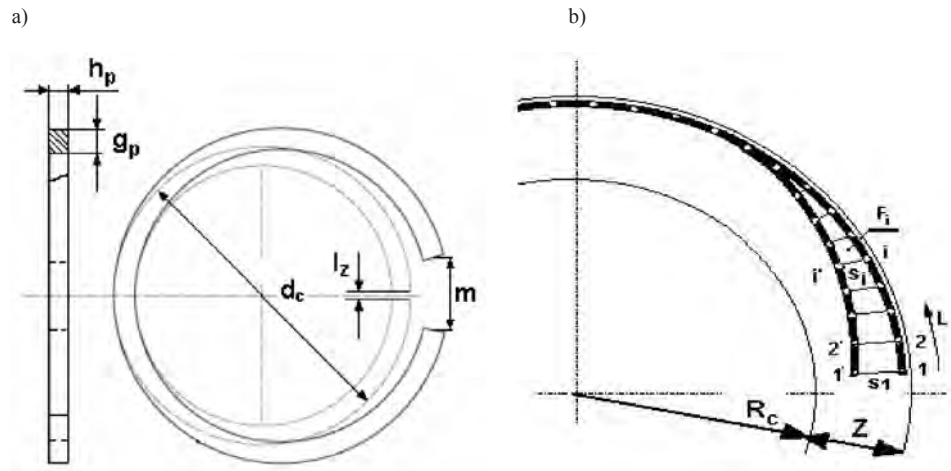


Fig. 7. A sketch of a piston compression ring (a) and an approximate shape of the ring inside the cylinder of and increased diameter (b)

Rys. 7. Szkic uszczelniającego pierścienia tłokowego (a) oraz orientacyjny kształt przyjmowany przez pierścień w cylindrze towarzyszący wzrostowi jego średnicy (b)

- powierzchnie współpracy pierścienia i cylindra nie są rozdzielone warstwą oleju,
- w czasie obliczeń nie uwzględnia się sił zewnętrznych działających na pierścień (np. sił gazowych).

Rozpoczęcie badań modelowych wymaga dysponowania informacjami o parametrach pierścienia i cylindra. Do przykładowych, prezentowanych dalej, obliczeń przyjęto pierścień uszczelniający odpowiadający parametrom pierścienia silnika średnioobrotowego L48/60CR o następujących parametrach (pierścień o identycznych parametrach wykorzystano podczas badań opisanych w pracy [2]):

- promień pierścienia $r_p = 0,24$ m, (równy promieniowi nowego cylindra R_c)
- wysokość osiowa $h_p = 15$ mm
- grubość promieniowa $g_p = 16$ mm
- moduł sprężystości $E = 1,2 \cdot 10^5$ MPa

Badania przeprowadzono dla trzech przypadków obwodowego rozkładu nacisków, tzn. rozkładu zrównoważonego,

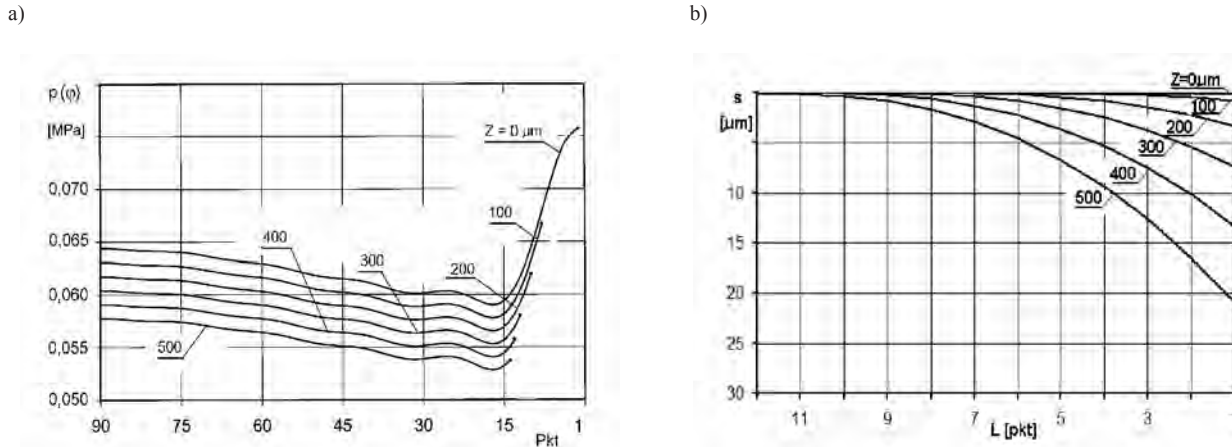


Fig. 9. Variations in (a) ring circumferential pressure $p(\varphi)$ and (b) slit wideness s dependent on liner surface wear Z ; increased pressure distribution in the vicinity of the ring gap: $p_s = 0.063$ MPa, $p_{zam} = 0.076$ MPa

Rys. 9. Zmiany nacisku obwodowego $p(\varphi)$ pierścienia (a) oraz szerokości s szczeliny (b) w zależności od zużycia Z gładzi cylindra; rozkład nacisków zwiększony w obszarze zamka: $p_s = 0,063$ MPa, $p_{zam} = 0,076$ MPa

At the same time the area of ring to wall contact diminishes (Fig. 8b) which results from the ring ends drifting apart (as shown in Fig. 7b). This phenomenon leads to a loss of light tightness which increases along with the cylinder wear (Fig. 11).

Piston ring designers are familiar with the drop in the ring wall pressure within the area of free gap, which is caused by different deformations of liners (thermal, mechanical and relative to wear). In order to prevent the consequences of this phenomenon (increase in the cylinder blow-bys) new rings exert a higher pressure in this region already at the design stage. On the other hand, in engines where the ring works with scavenging ports (two-stroke engines) this pressure should be reduced to avoid the ring ends break-offs. To evaluate the effect of increased or reduced ring wall pressure (p_{zam}) in the region of free gap on the light tightness computations were carried out and results are presented in Figs. 9 and 10.

A drop in the ring wall pressure, evenly distributed along the ring circumference is observed and it is the quickest for a unloaded ring (Fig. 11).

a także powiększonego i pomniejszonego w obszarze zamka (jednak we wszystkich przypadkach średnia wartość nacisku pozostawała stała i wynosiła $p_s = 0,063$ MPa, co odpowiada wartości katalogowej dla tego pierścienia). Obwodowy rozkład nacisków pierścienia przedstawiono jako sumę 10 harmonik rozkładu Fouriera. Maksymalne zużycie gładzi cylindra ograniczono do wartości $Z = 0,5$ mm.

3. Wyniki badań symulacyjnych i ich analiza

Ważniejsze wyniki przeprowadzonych badań, już po wstępnym opracowaniu, przedstawiono na wykresach na rys. 8, 9 i 10.

Analiza kształtu pierścienia osadzonego w cylindrze o coraz większej średnicy wykazała, że tylko w nowym cylindrze (dla którego zużycie $Z = 0$ μm) pierścień całym obwodem przylega do gładzi cylindra. Wraz ze wzrostem zużycia gładzi (co jest równoznaczne ze wzrostem promienia cylindra) rozprężający się pierścień coraz słabiej naciska na gładź cylindra (rys. 8a). Jednocześnie obszar jego kontaktu z gładzią ulega zmniejszeniu (rys. 8b), co jest związane z oddalaniem się

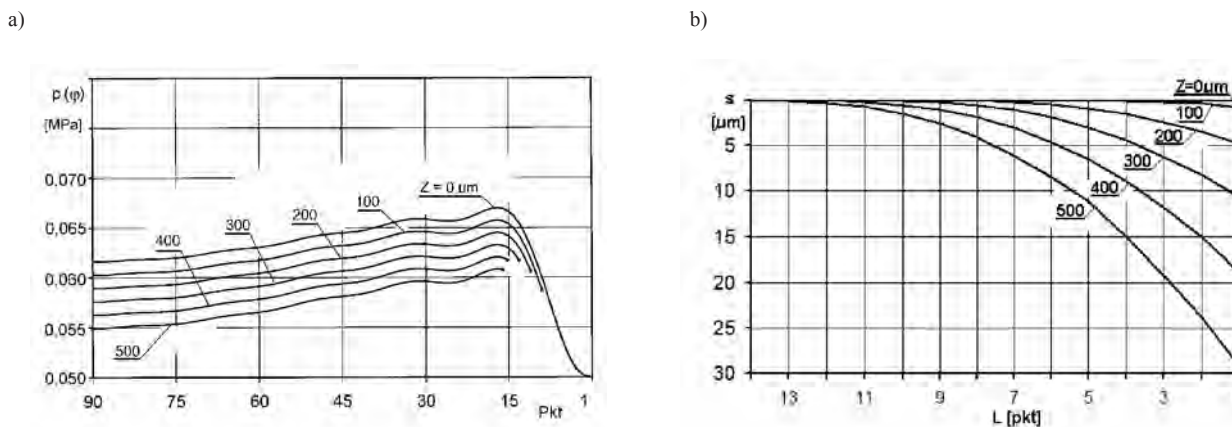


Fig. 10. Variations in (a) ring circumferential pressure $p(\varphi)$ and (b) slit wideness s dependent on liner surface wear Z ; reduced pressure distribution in the vicinity of the ring gap: $p_s = 0.063$ MPa, $p_{zam} = 0.050$ MPa

Rys. 10. Zmiany nacisku obwodowego $p(\varphi)$ pierścienia (a) oraz szerokości s szczeliny (b) w zależności od zużycia Z gładzi cylindra; rozkład nacisków zmniejszony w obszarze zamka: $p_s = 0,063$ MPa, $p_{zam} = 0,050$ MPa

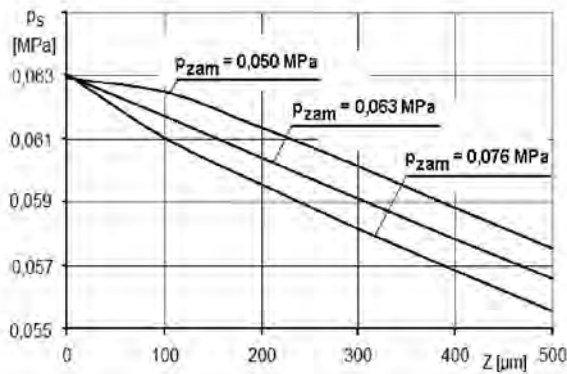


Fig. 11. Drop in the ring average pressure along with the wear of the cylinder surface for various types of pressure distribution in the vicinity of the gap

Rys. 11. Spadek średniego nacisku pierścienia wraz ze zużyciem gładzi cylindra dla różnych rodzajów rozkładu nacisku w obszarze zamka

The light tightness loosens when the wall pressure drops. To evaluate this quantitatively the relation between the Z liner wear and F area of light slit should be determined. One can conclude from the courses in Fig. 12 that the increase in the slit area is most rapid for an unloaded ring.

The results presented earlier have been obtained in a course of tests carried out using mathematical models, developed using simplifying assumptions adopted earlier. It has been assumed that calculations concern a ring installed on a piston of unfired engine, which leads to a lack of gas forces and oil film.

The basic task for the oil film is the separation of the working surfaces of the ring and the liner and the oil film thickness depends on a number of parameters connected with the geometry of the working elements, the working conditions as well as the properties of the lubricating oil. The exemplary courses of the oil film thickness have been calculated for the first compression ring of a medium speed engine. The acquired courses of the oil film thickness (Fig. 13) are comparable with the thickness of the

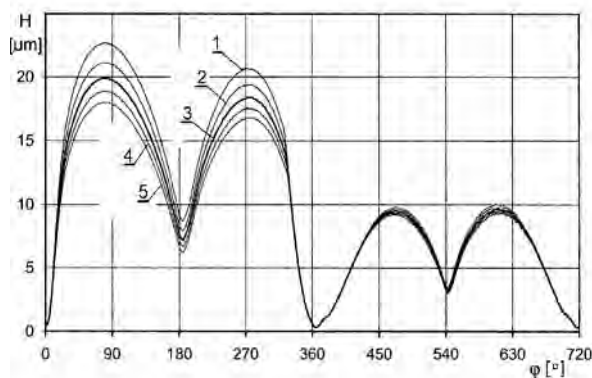


Fig. 13. Exemplary distribution of oil film thickness set for the first compression ring

Rys. 13. Przykładowy rozkład grubości filmu olejowego wyznaczony dla pierwszego pierścienia uszczelniającego

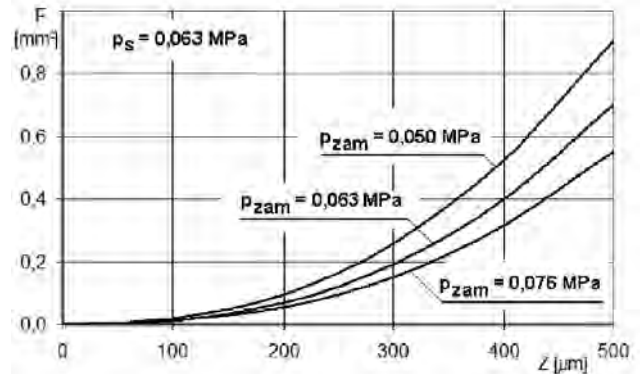


Fig. 12. Variations in light slit area F accompanying the cylinder surface wear Z for three types of pressure distribution in the vicinity of the gap: 1 – increased, 2 – even and 3 – reduced one

Rys. 12. Zmiany pola powierzchni F szczeliny świetlnej towarzyszące zużyciu Z gładzi cylindra dla trzech rodzajów rozkładu nacisków w obszarze zamka: typów nacisku pierścienia: 1 – zwiększonego, 2 – równomiernego, 3 – zmniejszonego

końców pierścienia od gładzi cylindra (w sposób zbliżony do pokazanego na rys. 7b). Efektem tego zjawiska jest powstawanie tzw. szczeliny świetlnej, której wymiary powiększają się wraz ze wzrostem zużycia cylindra (rys. 11).

Zjawisko spadku nacisku w obszarze zamka, spowodowane różnego typu deformacjami cylindra (termicznymi i mechanicznymi oraz związanymi ze zużyciem), znane jest konstruktorom pierścieni tłokowych. W celu zapobieżenia skutkom tego zjawiska (w tym przede wszystkim wzrostowi przedmuchów gazów do przestrzeni podtłokowej), już w fazie konstruowania w tym właśnie obszarze nadaje się pierścieniowi zwiększony nacisk. Z kolei w silnikach, w których pierścień współpracuje z cylindrami z oknami przepływającymi (silniki dwusuwowe) zmniejsza się ten nacisk w celu zapobieżenia zahaczeniu końców pierścienia o krawędzie okien. W celu oceny wpływu zwiększonego i zmniejszonego nacisku pierścienia w obszarze zamka (p_{zam}) na wielkość i kształt szczeliny świetlnej, wykonano obliczenia, których wyniki zestawiono na wykresach na rys. 9 i 10.

Zwiększeniu średnicy cylindra towarzyszy spadek nacisku pierścienia, równomierny na całym obszarze kontaktu pierścienia z gładzią cylindra, przy czym jest on najszybszy dla pierścienia odciążonego (rys. 11).

Zmniejszaniu się nacisku towarzyszy wzrost wielkości szczeliny świetlnej. Do ilościowej oceny tego zjawiska zbadano zależność pomiędzy powierzchnią szczeliny świetlnej F a zużyciem gładzi Z . Z analizy widocznych na rys. 12 przebiegów wynika, że wzrost powierzchni szczeliny następuje najszybciej dla pierścienia odciążonego.

Przedstawione wyżej wyniki uzyskano podczas badań realizowanych przy wykorzystaniu modeli matematycznych, opracowanych przy uwzględnieniu poczynionych wcześniej założeń upraszczających. Przyjęto m.in., że obliczenia dotyczą pierścienia osadzonego na tłoku niepracującego silnika, czego konsekwencją jest brak sił gazowych oraz filmu olejowego.

light slit, which means that those slits can be partially or fully filled with oil during the engine operation. This leads to the increase in the circumferential region of the ring load transmission and the reduction in the exhaust blow-by.

4. Conclusions

The research on the phenomena accompanying the ring operation on a running IC engine shows that the ring wall pressure caused by the gas pressure sometimes distinctly exceeds the pressure connected with the ring's own elasticity. This means that momentary distributions of ring wall pressure could differ considerably from those presented in this paper. In order to carry out at least approximate evaluation of the effect of the ring elastic pressure fluctuations on the course of the oil film thickness test were carried out for selected values of the ring elastic pressure. The obtained results confirmed earlier observations (Fig. 13). The most considerable effect of the changes in the ring elastic pressure is visible within the regions where the ring speed is the highest and this effect is negligible in the vicinity of TDC (region of the strongest gas forces).

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Podstawowym zadaniem filmu olejowego jest rozdzielenie powierzchni współpracy pierścienia i cylindra, a jego grubość zależy od wielu parametrów, związanych z geometrią współpracujących elementów, warunkami ich współpracy, a także z właściwościami oleju smarowego. Przykładowe przebiegi grubości filmu olejowego wyznaczono dla silnika średnioobrotowego, dla przypadku pracy tylko pierwszego pierścienia uszczelniającego. Uzyskane przebiegi wartości grubości filmu olejowego (rys. 13) są porównywalne z wartościami grubości szczeliny świetlnej, co oznacza, że podczas pracy w silniku mogą one być całkowicie lub częściowo wypełnione olejem. Efektem tego zjawiska będzie wzrost obwodowego obszaru przenoszenia obciążenia pierścienia oraz zmniejszenie przedmuchu gazów spalinowych.

4. Podsumowanie

Badanie zjawisk towarzyszących pracy pierścienia w silniku spalinowym wskazuje, że nacisk pierścienia, wywołany działaniem ciśnienia gazów, w niektórych obszarach drogi pierścienia znacznie przekracza nacisk wynikający ze sprężystości własnej pierścienia. W efekcie chwilowe rozkłady nacisków pierścienia na gładź będą się znacznie różnić od prezentowanych w tym artykule. W celu chociaż przybliżonej oceny wpływu zmiany nacisku własnego pierścienia na przebiegi grubości filmu olejowego wykonano obliczenia kontrolne dla wybranych wartości nacisku własnego pierścienia. Wyniki badań potwierdziły wcześniejsze spostrzeżenia (rys. 13). Największy wpływ zmian nacisku własnego pierścienia jest widoczny w obszarach największej prędkości przemieszczania się pierścienia, przy czym w obszarach działania największych sił gazowych (obszar ZZ) wpływ ten jest pomijalnie mały.

Bibliography/Literatura

- [1] Iskra A.: Studium konstrukcji i funkcjonalności pierścieni w grupie tłokowo-cylindrowej. Wydawnictwo PP, Poznań 1996.
- [2] Marine Engine Programme – MAN B&W, informator, 2008.
- [3] Merkisz J.: Zużycie oleju w szybkoobrotowych silnikach spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1994.
- [4] Piston Ring Manual. Published by Goetze.
- [5] Piaseczny L.: Technologia naprawy okrętowych silników spalinowych. Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 1992.
- [6] Serdecki W.: Badania współpracy elementów układu tłokowo-cylindrowego silnika spalinowego. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2002.
- [7] Serdecki W.: Wpływ zmian nacisku sprężystego pierścienia tłokowego na parametry filmu olejowego, Kones 2002.
- [8] Serdecki W., Krzymień P.: Compression rings of low-speed high power engines. Journal of Kones, Warsaw 2010.
- [9] Włodarski J.K.: Zużycie i smarowanie maszyn okrętowych. Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 1979.
- [10] Włodarski J.K.: Podstawy eksploatacji maszyn okrętowych. Tarcie i zużycie. Akademia Morska, Gdynia 2006.

Wojciech Serdecki, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Poznan University of Technology.

Dr hab. inż. Wojciech Serdecki – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: wojciech.serdecki@put.poznan.pl



Piotr Krzymień, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Poznan University of Technology.

Dr inż. Piotr Krzymień – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: piotr.krzymien@put.poznan.pl



A study of charge exchange in a residual-effected HCCI gasoline engine

An in-cylinder charge exchange process in a gasoline homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine operated in a negative valve overlap (NVO) mode was studied. Research was performed using a single-cylinder research engine with fully variable valve actuation. Combination of in-cylinder pressure traces processing and fluid flow model enables cycle-by-cycle analysis of charge composition and temperature. It allows forecasting of in cylinder pressure-volume and temperature-volume histories and can be used for physical-based engine control. In this paper influence of valves timings and valves lifts on the gas exchange process was analyzed. Special attention was paid to the effects of backflows of the in cylinder charge to an intake port.

Key words: HCCI, gasoline, negative valve overlap, variable valve actuation

Analiza procesu wymiany ładunku w benzynowym silniku HCCI z wewnętrzną recyrkulacją spalin

W artykule przedstawiono wyniki analizy procesu wymiany ładunku w benzynowym silniku HCCI (ang. homogeneous charge compression ignition) działającym z ujemnym współotwarcie zaworów. Badania eksperymentalne zostały przeprowadzone na jednocylindrowym silniku badawczym wyposażonym w układ zmiany faz rozrządu i wzniosu zaworów. Połączenie analizy ciśnienia indykowanego w cylindrze i modelu przepływu czynnika roboczego pozwala na określanie składu oraz temperatury czynnika w cylindrze z rozdzielczością cyklową. Dzięki temu możliwe jest przewidywanie przebiegów krzywych temperatury i ciśnienia sprężania, co może być wykorzystane do sterowania silnika w oparciu o model fizyczny. W niniejszej pracy dokonano analizy wpływu zmiennych faz rozrządu i zmiennego wzniosu zaworów na proces wymiany ładunku. Szczególną uwagę zwrócono na efekty przepływów zwrotnych z cylindra do kanału dolotowego.

Słowa kluczowe: HCCI, silnik benzynowy, ujemne współotwarcie zaworów, zmienny układ rozrządu

1. Introduction

Auto-ignition of homogeneous charge is an alternative to spark ignition engines, both with homogeneous and stratified charge combustion. Spontaneous commencement of combustion in a whole in-cylinder volume results in a thermal efficiency comparable to stratified mixture combustion. A decrease in the in-cylinder temperature allows a substantial reduction of the emission of nitrogen oxides. An engine able to realize HCCI (homogeneous charge compression ignition) in some part of the load-speed map can be equipped with a 3-way catalytic converter, even if the engine is fed with a lean mixture.

Recently, a rapid development of this combustion system has been observed. The most production-feasible solution for a HCCI engine is the use of internal exhaust re-circulation (residual effect) obtained by a negative valve overlap (NVO). The combination of a fully variable valvetrain system with a direct gasoline injection allows controlling of the combustion course and exhaust emissions.

The idea of the HCCI engine with internal exhaust re-circulation is based on the organization of the charge exchange process. As a result, auto-ignition temperature of the mixture occurs at the same crank angle position, independently of engine load and speed conditions.

The aim of this study is a presentation of the mechanism, which is the key to stable operation of HCCI engines. Such an engine does not need active, closed loop control of the heat release rate. This paper is a continuation of author's previous works in this field [4, 5].

1. Wprowadzenie

Samozapłon mieszanek jednorodnych stanowi alternatywę dla silników o zapłonie iskrowym, spalających zarówno ładunek homogeniczny, jak i uwarstwiony. Zapłon mieszanki w wielu miejscach komory spalania jednocześnie sprawia, że sprawność silnika jest porównywalna z systemami spalania ładunku uwarstwowanego. Dzięki obniżeniu temperatury spalania emisja tlenków azotu ulega radykalnemu obniżeniu. Taki silnik, który realizuje proces spalania HCCI (*homogeneous charge compression ignition*) może pracować przy ubogich mieszankach, współpracując z trójfunkcyjnym reaktorem katalitycznym spalin.

Obecnie trwają intensywne prace nad rozwojem tego systemu spalania. Jedynym rozwiązaniem, które nadaje się do praktycznego wykorzystania jest wewnętrzna recyrkulacja spalin uzyskana dzięki ujemnemu współotwarcie zaworów. Połączenie takiego sposobu wymiany ładunku (całkowicie zmienny układ rozrządu) z bezpośrednim wtryskiem paliwa pozwala na kontrolę przebiegu spalania i emisji toksycznych składników spalin.

Istota działania silnika HCCI z wewnętrzną recyrkulacją spalin oparta jest na unikalnym przebiegu procesu wymiany ładunku. W wyniku jego realizacji temperatura samozapłonu mieszanki osiągnięta jest przy odpowiednim położeniu wału korbowego, niezależnie od obciążenia silnika i prędkości obrotowej.

Celem pracy jest przedstawienie mechanizmu odpowiedzialnego za stabilną pracę silnika HCCI bez konieczności

The course of the charge exchange in the HCCI engine, operated in NVO mode, is significantly different than the course, typical of 4-stroke engines. In such engines, in the valve overlap the phase pressure in the manifolds and the cylinder tend to equalize. A relatively low amount of internally re-circulated exhaust in the 4-stroke engine results in a negligible influence of this factor on the engine operation. In the case of HCCI engine with a negative valve overlap the internal EGR rate often exceeds the level of 0.6. The EGR rate is defined as the mass of the exhaust in relation to the whole in-cylinder fluid mass at the start of combustion (SOC):

$$EGR = \left(\frac{m_{exh}}{m_{air} + m_{exh} + m_{fuel}} \right)_{cyl, SOC} \quad (1)$$

The enthalpy of the trapped residuals increases the temperature of the fluid at the moment of intake valve closure (IVC). As a result, at the end of the compression stroke, in-cylinder conditions enable auto-ignition of the air-fuel mixture. In order to provide sufficient mass of the recirculated exhaust, closing of the exhaust valve takes place several dozen degrees of crank angle before top dead center (TDC). Thermodynamic parameters of the trapped residuals are determined by the combustion course [7]. The temperature of the residuals and resulting density determine the amount of fresh air that enters the cylinder and the rate of backflows [10, 14]. Figure 1 presents the operating cycle of an HCCI engine with the internal exhaust re-circulation.

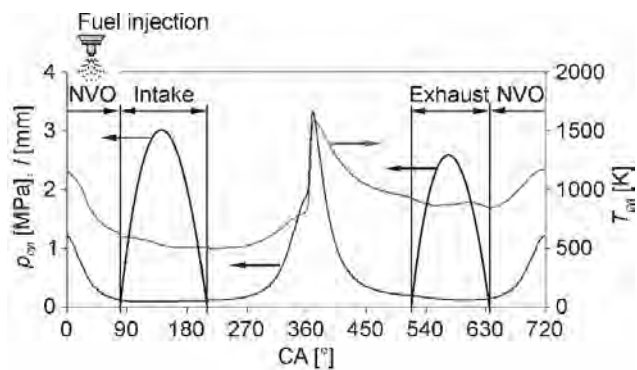


Fig. 1. In-cylinder pressure, temperature and valve lifts versus crank angle

Rys. 1. Ciśnienie i temperatura w cylindrze oraz wznios zaworów w funkcji kąta obrotu wału korbowego

Backflows of the fluid to the intake system play an important role in the charge exchange process. This phenomenon can take place at the beginning (early backflow) and at the end (late backflow) of the intake process. Considering the fact that the fuel is injected during the NVO phase, backflows can cause variability of in-cylinder fuel mass and result in cycle-to-cycle changes of air excess coefficient. Both, early and late backflows are the reasons for the decrease of the engine thermal efficiency due to the pumping losses and heat exchange [6]. Moreover, the cooling effect of the backflows arrests the auto-ignition of the mixture [2].

aktywnego sterowania procesem wywiązywania się ciepła w cylindrze. Niniejszy artykuł jest kontynuacją poprzednich prac autora w tym zakresie [4, 5].

Przebieg procesu wymiany ładunku w silniku HCCL, pracującym z ujemnym współtwarciem zaworów, znacząco różni się od tych, realizowanych w klasycznych silnikach 4-suwowych. W typowych silnikach, w okresie współtwarcia zaworów wartości ciśnienia w cylindrze oraz kolektorach dolotowym i wylotowym dążą do wyrównania. Niewielka ilość wewnątrznie recykulowanych spalin w silniku 4-suwowym sprawia, że wywiera ona niewielki wpływ na przebieg procesu roboczego. W silniku HCCL z ujemnym współtwarciem zaworów współczynnik recykulacji często przekracza wartość 0,6. Współczynnik ten wyrażony jest jako stosunek masy spalin do masy całego ładunku w cylindrze, w chwili poprzedzającej zapłon mieszanki – równanie (1).

Entalpia zatrzymanych w cylindrze spalin zwiększa temperaturę czynnika roboczego w chwili zamknięcia zaworu dolotowego, aby w końcowym etapie procesu sprężania umożliwić samozapłon mieszanki paliwowo-powietrznej. W celu zatrzymania w cylindrze odpowiednio dużej masy spalin, zamknięcie zaworu wylotowego następuje kilkadziesiąt stopni OWK przed górnym zwrotnym położeniem tłoka. Parametry termodynamiczne zatrzymywanych w cylindrze spalin kształtowane są przez przebieg procesu spalania [7]. Temperatura i wynikająca z niej gęstość spalin determinują ilość powietrza, która dostaje się do cylindra oraz ilość ładunku przepływającego z powrotem do kanału dolotowego podczas suwu dolotu [10, 14]. Na rysunku 1 przedstawiono przebieg cyklu roboczego silnika HCCL z wewnętrzną recykulacją spalin.

Istotnym czynnikiem wpływającym na przebieg procesu wymiany ładunku są przepływy zwrotne do układu dolotowego, które mogą występować w początkowej lub końcowej fazie dolotu. Ze względu na to, że paliwo wtryskiwane jest do komory spalania w trakcie ujemnego współtwarcia zaworów, przepływy zwrotne pod koniec dolotu powodują również znaczne zmiany masy paliwa w cylindrze, co skutkuje zmiennością współczynnika nadmiaru powietrza. Oba rodzaje przepływów zwrotnych obniżają sprawność cieplną silnika ze względu na pracę pompowania oraz straty ciepła [6]. Ponadto chłodzący efekt tego procesu opóźnia chwilę samozapłonu [2].

2. Stanowisko badawcze

Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku z jednocylindrowym silnikiem badawczym. Dokładny opis budowy stanowiska znajduje się w publikacji [5]. Istotną cechą wykorzystanego silnika jest to, że poza zmodyfikowanym układem rozrządu jest to typowy benzynowy silnik o zapłonie iskrowym z tworzeniem mieszanki w cylindrze. Aby zrealizować badania procesu kontrolowanego samozapłonu na obiekcie jak najbardziej zbliżonym do rozwiązań technicznych znajdujących się w produkcji, a jednocześnie umożliwić sterowanie samozapłonem, w silniku badawczym zastosowano następujące rozwiązania:

- niezależne sterowanie fazami rozrządu zaworu dolotowego i wylotowego,

2. Experimental test stand

Experiments were conducted on a test stand with a single-cylinder research engine. Detailed description of the test stand can be found in ref. [5]. The most important feature of the engine was the fact that apart from the modified valvetrain mechanism, it is a typical spark ignition engine with direct fuel injection. In order to perform the research on the engine (the engine can be operated in the spark ignition combustion mode allowing a control of the auto-ignition) the following technical solutions were applied:

- variable timing of inlet and exhaust valves,
- fully variable valve lifts,
- preheating of the intake charge using water jacket around the intake pipe,
- gasoline direct injection.

Variable valve timing was achieved via a rotational shift of the camshafts against the toothed wheels. The valvetrain mechanism was equipped with a hydraulic device, which allowed a fluent regulation of active parts of the cams. The design of this device was described in detail in ref. [4]. Technical data of the test engine has been presented in Table 1. Figure 2 presents the range of achievable valve timings and lifts.

Table 1. Technical data of the research engine SB 3.5

Tabela 1. Dane techniczne silnika badawczego SB 3.5

Displacement/pojemność	498.5 cm ³
Bore/średnica tłoka	84 mm
Stroke/skok tłoka	90 mm
Compression ratio/stopień sprężania	11.7
No. of valves/liczba zaworów	2
Fuel injector/wtryskiwacz	Solenoid actuated swirl type
Fuel pressure/ciśnienie wtrysku	9.6 MPa
Fuel/paliwo	Gasoline 95 RON

3. Determination of the internal EGR rate

In engines with external EGR the amount of re-circulated gas is estimated via simultaneous measurement of the CO₂ content in the exhaust and the intake manifolds [1]. The problem while determining the EGR rate in an engine with exhaust gas trapping is that the mixing takes place inside the cylinder.

The assessment of the trapped residual mass can be done with the use of indirect method. If the in-cylinder pressure and the temperature are known, mass can be calculated with the use of the ideal gas equation of state. However, direct measurement of the instantaneous temperature inside the cylinder is very difficult in practice. Fluid temperature at the exhaust valve closure (EVC) can also be provided by the temperature measurement in the exhaust port. This approach is often used for the assessment of the trapped residual amount [8]. Mass of the re-circulated exhaust can be calculated from the following equation:

$$m_{\text{exh,cyl,EVC}} = \frac{p_{\text{cyl,EVC}} V_{\text{cyl,EVC}}}{R_{\text{exh}} T_{\text{exh}}} \quad (2)$$

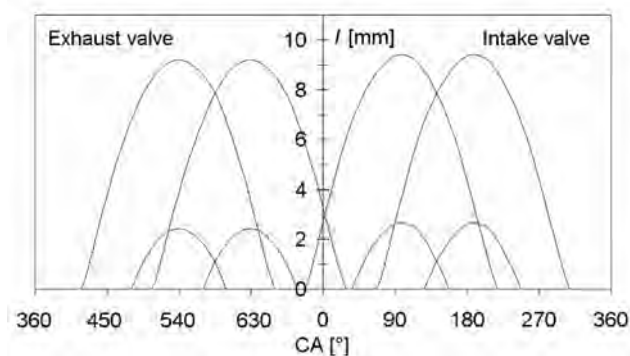


Fig. 2. The range of achievable valve timings and lifts

Rys. 2. Zakres zmian faz rozrządu i wzniosu zaworów

- niezależne, płynne sterowanie wzniosem zaworów,
- ogrzewanie powietrza dolotowego jedynie przez płaszczyznę wodną połączony z układem chłodzenia silnika,
- bezpośredni wtrysk benzyny.

Regulację faz rozrządu zrealizowano przez obracanie wałów rozrządu względem kół zębatach, natomiast zmianę wzniosu zaworów uzyskano za pomocą mechanizmu hydraulicznego. Budowę tego mechanizmu przedstawiono szczegółowo w innej pracy autora [4]. Dane techniczne silnika badawczego przedstawiono w tabeli 1. Na rysunku 2 przedstawiono zakres zmian wzniosu zaworów i faz rozrządu, jaki można uzyskać w silniku badawczym.

3. Określanie współczynnika wewnętrznej recykulacji spalin

W silnikach z zewnętrzną recykulacją spalin do oceny ilości spalin najczęściej wykorzystywane są pomiary stężenia CO₂ w układzie dolotowym [1]. Problem określania współczynnika EGR w silniku z ujemnym współotwarcieniem zaworów polega na tym, że proces mieszania powietrza i spalin odbywa się w cylindrze.

Ocena masy spalin w cylindrze może być także dokonana z wykorzystaniem metody pośredniej. Dysponując wartością ciśnienia oraz temperatury w komorze spalania w chwili zamykania zaworu wylotowego, możliwe jest określenie masy spalin na podstawie równania stanu gazu – równanie (2). Pomiar chwilowych wartości temperatury w cylindrze jest jednak trudny w praktycznej realizacji, dlatego można tu wykorzystać wyniki pomiarów temperatury wykonywanych w kanale wylotowym możliwie blisko zaworu. Praktyka ta jest często stosowana przy określaniu masy spalin pozostałych w cylindrze [8].

Powyższa metoda szacowania masy spalin została zwerifikowana przez Wildmana i in. [11]. Na rysunku 3 przedstawiono wyniki obliczeń stopnia recykulacji spalin metodą bezpośrednią oraz metodą pośrednią, według równania (2). Przy zastosowaniu metody bezpośredniej czynnik roboczy był pobierany bezpośrednio z cylindra.

Należy jednak pamiętać, że tak obliczona wartość nie jest masą spalin recykulowanych w kolejnym cyklu pracy silnika. Na skutek przepływów zwrotnych podczas procesu dolotu część spalin pozostanie w kolektorze dolotowym,

This method was verified by Wildman et al. [11]. Figure 3 presents in-cylinder residual fraction calculated based on the CO₂ balance and using equation (2). The in-cylinder CO₂ content was measured with the use of cylinder fluid sampling probe.

It is noteworthy that the calculated mass of the exhaust trapped in a single engine operation cycle is not equal to the re-circulated mass in the following cycle. Because of the backflows, during the intake stroke some amount of exhaust will flow into the intake port, while the residuals existing in the intake system will enter the cylinder.

4. Charge exchange model

The information about the volumetric efficiency and EGR rate is insufficient in the analysis of the working cycle of an HCCI engine operated in the NVO mode. In order to define thermodynamic properties of the in-cylinder fluid the whole charge exchange process should be known.

An elaborated hybrid model uses the results of the indicated pressure measurements as one of the boundary conditions. The mixture properties in the intake manifold are calculated based on the mass flow of the medium through the throttle and the intake valve and the heat exchange with the walls of the intake system. The aim of modeling was not to substitute the measurements with the simulated data but to support the experimental data analysis. Considering

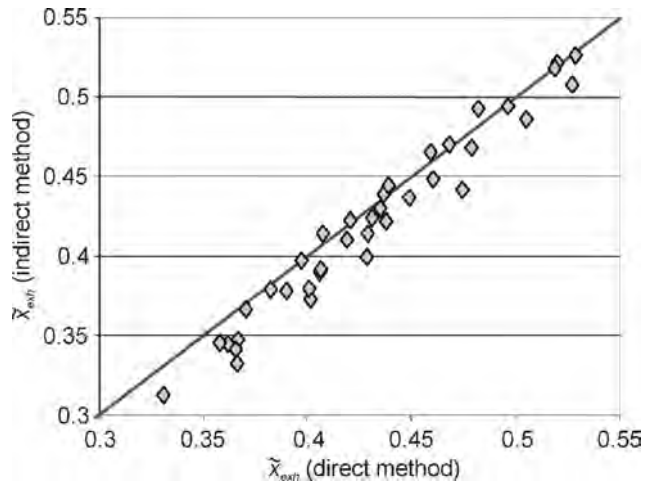


Fig. 3. The comparison of the exhaust molar fractions measured with the use of in-cylinder gas sampling system (direct method) and calculated from the ideal gas equation of state at the EVC (indirect method) [11]

Rys. 3. Porównanie frakcji molowych spalin w cylindrze określonych przez pomiar składu czynnika (metodą bezpośrednią) oraz obliczonych z równania stanu gazu (metodą pośrednią) [11]

natomiast część masy spalin znajdujących się w kolektorze dolotowym napływnie do cylindra.

4. Model wymiany ładunku

Aby przeprowadzić analizę procesu roboczego silnika HCCI, pracującego z ujemnym współtwarciem zaworów, nie wystarczy znajomość wyłącznie współczynnika napełnienia oraz współczynnika recykulacji spalin. W celu określenia parametrów termodynamicznych czynnika konieczna jest znajomość przebiegu wymiany ładunku.

Opracowany model hybrydowy wykorzystuje przebieg ciśnienia w cylindrze pochodzący z pomiarów. Parametry termodynamiczne czynnika w kolektorze dolotowym są obliczane na podstawie masy napływającego i wypływającego czynnika oraz ciepła wymienianego pomiędzy czynnikiem i ściankami rury dolotowej. Celem modelowania było wspomaganie analizy wyników badań eksperymentalnych, a nie odtworzenie przebiegu całego cyklu roboczego. W związku z tym uznano, że wystarczający będzie 1-wymiarowy model, powszechnie wykorzystywany w tego typu aplikacjach [9, 10]. Ze względu na znaczące różnice pomiędzy procesami zachodzącymi w typowych silnikach czterosuwowych a silnikiem o kontrolowanym samozapłonie, w proponowanym modelu dokonano podziału objętości kontrolnej układu dolotowego na strefy. Zależnie od rodzaju przepływów zwrotnych spaliny i paliwo zawrócone do układu dolotowego mogą się mieszać lub nie mieszać z powietrzem.

Proces wymiany ładunku podzielono na 4 etapy (rys. 4):
 a) przepływ zwrotny mieszanki spalin z paliwem do kolektora dolotowego,
 b) wlot do cylindra spalin i paliwa, które wypłynęły we wczesnej fazie dolotu,
 c) napływ do cylindra powietrza wraz z częścią spalin i paliwa, które wypłynęły z cylindra w poprzednich cyklach pod koniec procesu dolotu,

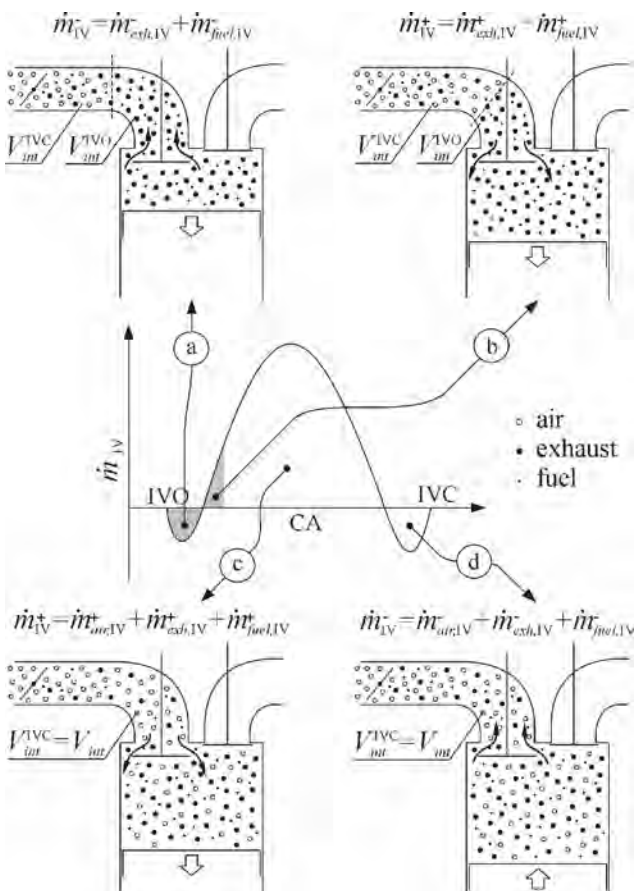


Fig. 4. Schematic presentation of the mass balance during the intake process

Rys. 4. Schematyczna prezentacja bilansu masy podczas procesu dolotu

that, a one-dimensional model was applied, which is widely used for data analysis or model-based engine control [9, 10]. Due to fundamental differences between the charge exchange process in classic 4-stroke engines and controlled auto-ignition engines, the intake duct was divided into two control volumes. Depending on the kind of backflows (early or late), the mixture of the exhaust and the fuel vapor can be isolated from the rest of the intake pipe or its whole content can create homogeneous mixture.

The intake process was divided into 4 stages (Fig. 4):

- backflow of the exhaust and the fuel mixture from the cylinder to the intake port (early backflow),
- flow of the exhaust and the fuel mixture into the cylinder,
- flow of fresh air and the mass of late backflow from the previous cycle,
- backflow of fresh air, the exhaust and the fuel before IVC (late backflow).

The course of the intake process depends on the valve timings and lifts, rotational speed and thermodynamic properties of the in-cylinder charge. At a relatively retarded intake valve timing, processes (c) and (d) take place. At early IVO processes (a), (b) and (c), or all of them are observed.

5. Experimental results and data analysis

5.1. Experimental conditions

The experiment was conducted at constant engine speed of 1500 rev/min and a constant throttle (37 mm diameter) position of 50%. The temperature of the coolant was constant and set to 87 °C. The engine was naturally aspirated. The average temperature in the intake pipe was approximately 40 °C, however it was affected by the backflow effect. The fuel was injected in the NVO stage, during the exhaust expansion process. Both valve timings and lifts were varied. The test at variable air excess coefficient (λ) was also conducted. All experiments were performed at engine operated in the autonomous HCCI mode (with ignition system switched off).

5.2. Charge exchange process

The mass flow rate of the fluid through the intake valve at variable valve timings is presented in Figure 5. At a retarded EVC the mass of the exhaust and the fuel before the commencement of the intake process was approximately 150 mg, while at an advanced EVC it was about 190 mg. Also, it should be noted that at late IVO the in-cylinder mass is insignificantly higher. It is related to a lower exhaust temperature (higher density) due to the cooling effect of the backflows.

The maximum mass flow rate and the amount of intake mass are dependent on the exhaust valve timing rather than on the intake valve phases (Fig. 5). Such a significant influence of the EVC event on the mass of the fresh charge is a result of a large amount of trapped residuals. The intake process in the engine operated in the NVO mode takes place at much higher temperatures than in typical 4-stroke SI engines. Heating up of fresh air, which determines the mass flow rate, is dependent on the enthalpy of the re-circulated

d) przepływ zwrotny mieszaniny powietrza, spalin i paliwa do kolektora dolotowego na końcowym etapie dolotu.

Zależnie od faz rozrządu, wzniosu zaworów, prędkości obrotowej wału korbowego silnika oraz parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w cylindrze mogą zachodzić różne warianty przepływu czynnika. Przy względnie późnych otwarciach zaworu dolotowego występują tylko etapy c i d, natomiast przy wczesnych otwarciach – procesy opisane w punktach a, b i c lub wszystkie z nich.

5. Analiza wyników badań eksperymentalnych

5.1. Warunki badań

Badania eksperymentalne przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej wynoszącej 1500 obr/min oraz stałym otwarciu przepustnicy (o średnicy 37 mm) wynoszącym 50%. Temperatura cieczy chłodzącej była stała i wynosiła 87 °C. Silnik pracował jako wolnossący przy temperaturze dolotu na poziomie 40 °C. Należy jednak zauważyć, że temperatura dolotu zmieniała się zależnie od natężenia przepływów zwrotnych. Paliwo wtryskiwane było do cylindra podczas rozprężania spalin w fazie ujemnego współotwarcia zaworów. Podczas eksperymentów zmieniano fazy rozrządu, wznios zaworów oraz współczynnik nadmiaru powietrza (λ). Wszystkie badania wykonano przy autonomicznej pracy silnika w trybie HCCI, z wyłączonym układem zapłonowym.

5.2. Przebieg procesu wymiany ładunku

Na rysunku 5 przedstawiono strumień masy ładunku przepływającego przez zawór dolotowy dla różnych kombinacji faz zaworu dolotowego i wylotowego. Przy późnym zamknięciu zaworu wylotowego masa spalin i paliwa w cylindrze przed rozpoczęciem procesu dolotu wynosiła 150 mg, natomiast przy wczesnym zamknięciu wzrastała do 190 mg. Masa czynnika była nieznacznie większa przy późnym otwarciu zaworu dolotowego. Wynika to z mniej-

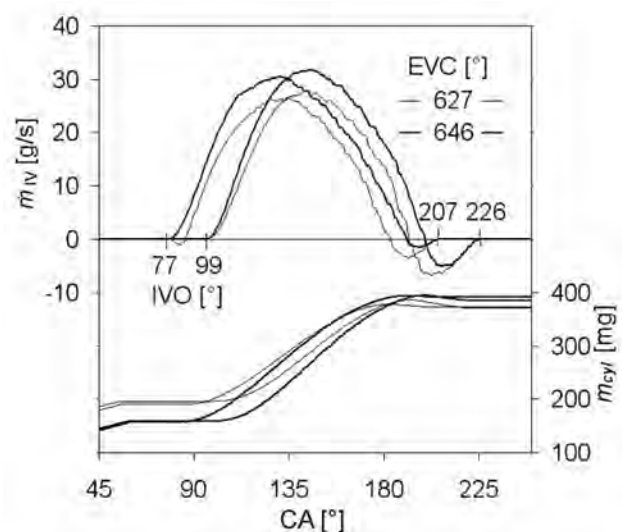


Fig. 5. The mass flow through the intake valve at variable valve timings; $l_{IV} = 3.6$ mm, $l_{EV} = 2.9$ mm, $\lambda = 1.08$

Rys. 5. Strumień masy przepływającej przez zawór dolotowy dla zmiennych faz rozrządu; $l_{IV} = 3,6$ mm, $l_{EV} = 2,9$ mm, $\lambda = 1,08$

exhaust. At the same time, the cooling effect of fresh air causes a decrease in the specific volume of the residuals. Considering the above, the volumetric efficiency will be larger where the exhaust gas has a higher temperature and a lower specific heat (lower content of CO_2 and H_2O).

5.3. Charge exchange at variable valvetrain settings

In the author's previous work [5] it was stated that the volumetric efficiency is dependent on the intake valve timings to a very limited extent. The delay of the intake valve timing insignificantly decreases the fresh charge mass, mainly due to late backflows at the end of the intake. Figure 6 presents the volumetric efficiency and EGR rate at variable timings and lifts of the exhaust valve. The lift of the intake valve was set to 3.6 mm, IVO and IVC took place at 83°CA and 213°CA respectively. Air excess coefficient (λ) was constant and equaled to 1.08.

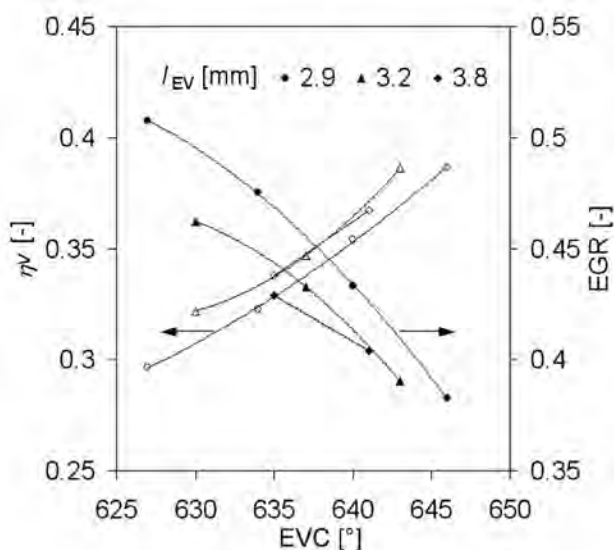


Fig. 6. The volumetric efficiency and EGR rate at variable timing and lift of the exhaust valve; $l_{IV} = 3.6$ mm, $l_{VO} = 83^\circ\text{CA}$, $\lambda = 1.08$

Rys. 6. Współczynnik napełnienia oraz współczynnik recyrkulacji spalin w funkcji kąta zamknięcia i wzniosu zaworu wylotowego; $l_{IV} = 3.6$ mm, $l_{VO} = 83^\circ\text{OWK}$, $\lambda = 1.08$

In the case of the exhaust valve lift $l_{EV} = 2.9$ mm, in the range of valve timings at which the engine was able to run in the auto-ignition mode, the volumetric efficiency was varied between 0.29 and 0.38, while the EGR rate was varied from 0.51 to 0.38. It allowed obtaining an indicated mean effective pressure (IMEP) in the range from 0.24 MPa to 0.35 MPa. The increase of exhaust valve lift to 3.2 mm decreased amount of the re-circulated exhaust and gave a higher volumetric efficiency (Fig. 6). At earlier EVC the influence of the exhaust valve lift is more noticeable. A further increase in the valve lift does not affect the EGR rate and the volumetric efficiency. It is a result of the fact that the volume of the exhaust is relatively low and even a reduced lift of the valve allows equalizing the pressures at both sides of the valve. Moreover, an advance of EVO and the resulting decrease in the thermodynamic expansion ratio results in a drop of

szej temperatury spalin, ze względu na chłodzące działanie przepływów zwrotnych.

Maksymalne wartości natężenia przepływu, jak również masa ładunku w cylindrze po zakończeniu procesu napełniania cylindra w większym stopniu zależą od faz zaworu wylotowego niż zaworu dolotowego. Tak istotny wpływ fazy zaworu wylotowego na proces napełniania wynika z dużej ilości pozostałych w cylindrze spalin. Proces dolotu w silniku z ujemnym współotwarciem zaworów odbywa się w znacznie wyższych temperaturach niż w typowych silnikach 4-suwowych. Ogrzewanie i rozprężanie powietrza w cylindrze zależne jest od entalpii pozostałych spalin. Jednocześnie, na skutek chłodzenia spalin podczas dolotu, zmniejsza się ich objętość właściwa. Wynika stąd, że większe napełnienia cylindra będą uzyskiwane przy większych temperaturach spalin o mniejszym cieple właściwym (o mniejszej zawartości CO_2 i H_2O).

5.3. Wymiana ładunku przy zmiennych fazach rozrządu i wzniosie zaworów

W pracy autora [5] wykazano, że napełnienie cylindra w nieznacznym stopniu zależy od faz zaworu dolotowego. Opóźnianie faz zaworu dolotowego w bardzo niewielkim stopniu zmniejsza współczynnik napełnienia cylindra, głównie ze względu na przepływy zwrotne w końcowej fazie procesu dolotu. Na rysunku 6 przedstawiono współczynnik napełnienia cylindra i współczynnik recyrkulacji spalin przy zmiennych fazach i wzniosach zaworu wylotowego. Wznios zaworu dolotowego wynosił $3,6$ mm, kąt otwarcia 83°OWK , a kąt zamknięcia 213°OWK . Współczynnik nadmiaru powietrza λ wynosił 1,08.

Przy wzniosie zaworu wylotowego $l_{EV} = 2,9$ mm, w zakresie faz, przy których silnik jest w stanie pracować współczynnik napełnienia zmieniał się od około 0,29 do około 0,38, podczas gdy współczynnik recyrkulacji spalin zmieniał się w granicach 0,51...0,38. Pozwoliło to na zmianę średniego ciśnienia indykowanego w zakresie od 0,24 MPa do 0,35 MPa. Zwiększenie wzniosu zaworu wylotowego do 3,2 mm zmniejsza ilość recyrkulowanych wewnętrznie spalin, powodując jednocześnie większe napełnienie cylindra świeżym powietrzem (rys. 6). Przy wczesnych kątach zamknięcia zaworu wylotowego wpływ wzniosu zaworu jest bardziej widoczny. Dalsze zwiększanie wzniosu zaworu wylotowego nie powoduje znacznych zmian napełnienia ani ilości zatrzymywanych spalin. Wynika to z faktu, że objętość spalin opuszczających cylinder jest względnie mała i nawet znacznie zredukowany wznios zaworu wylotowego pozwala na wyrównanie się ciśnień w cylindrze i w kolektorze wylotowym. Zbytne wyprzedzenie otwarcia zaworu wylotowego i wynikające z tego zmniejszenie termodynamicznego stopnia rozprężania skutkuje obniżeniem pracy indykowanej w cylindrze. Poza tym taki sam skutek (ilość recyrkulowanych spalin) można osiągnąć przez niewielką zmianę faz rozrządu. Z technicznego punktu widzenia drugi sposób jest znacznie korzystniejszy.

W sytuacji zwiększenia wzniosu zaworu dolotowego (do 4,2 mm) nie zaobserwowano wzrostu współczynnika napełnienia cylindra ze względu na wzrastające natężenie

the engine thermal efficiency. The same result (amount of re-circulated exhaust) can be obtained via relatively small change of valve timing. From the technical point of view, the second approach is much more feasible.

In the case of higher intake valve lift (4.2 mm) the authors did not observe a substantial increase in the volumetric efficiency. Larger flow rates through the valve were compensated by rising backflow rates. At the same the IVO timing (83 °CA) due to a valve lift and the IVC timing were retarded from 213 °CA to 223 °CA.

It should be noted that there was a balance between amounts of fresh air and residuals, which results in an almost constant entire in-cylinder fluid mass.

5.4. Charge exchange at variable air excess coefficient

In order to enable an extensive engine load regulation, there is a need to combine variable valve timings with variable air excess coefficient [12]. The air excess coefficient determines the in-cylinder temperature. Furthermore, the exhaust density influences the amount of fresh air that flows into the cylinder. Due to a very strong relationship between the air excess coefficient and the volumetric efficiency another mixture strength coefficient was introduced – mixture dilution coefficient, defined as:

$$\psi = \frac{m_{\text{air}} + m_{\text{exh}}}{m_{\text{fuel}}} \quad (3)$$

The mixture dilution ψ is a ratio of the in-cylinder mass (fresh air and re-circulated exhaust) and the mass of fuel. Figure 7 presents the relationship between the air excess coefficient and the internal EGR ratio at variable NVO crank angles. Valve lifts were constant ($l_{\text{IV}} = 3.6$ mm, $l_{\text{EV}} = 2.9$ mm). In the case of each NVO, the valve timings were set to obtain a maximum thermal efficiency of the engine [5]. Additionally, maximum achievable mixture dilution ratios were presented. A combination of variable valve timings and the air excess coefficient allowed a regulation of the IMEP from 0.17 MPa to 0.36 MPa.

The highest range of the air excess coefficient was achieved at NVO angle equal to 173 °CA. Both the increase and the decrease in the engine load by valvetrain settings result in a limitation of the stable operating range. However, the maximum mixture dilution coefficient increases with the increasing NVO angle.

In general, at increasing the air excess coefficient the engine output drops much more than the one resulting from a merely lower fuel demand. Leaner mixtures cause a drop in the exhaust temperatures, which increases the internal EGR rate and decreases the amount of fresh air introduced into the cylinder.

5.5. Variability of in-cylinder mass

In the whole range of engine operation there is a balance between the in-cylinder fluid thermodynamic properties, the mass of the re-circulated exhaust and the mass of fresh air. The volumetric efficiency, the exhaust temperature and the EGR rate are strongly correlated, resulting in an almost constant overall in-cylinder mass. At suitable valvetrain settings

przeplwów zwrotnych. Przy takiej samej fazie otwarcia wynoszącej 83 °OWK, na skutek wzrostu wzniosu zaworu, faza zamknięcia zwiększyła się z 213 °OWK do 223 °OWK.

Należy zauważyć, że występuje pewna równowaga pomiędzy ilością powietrza i recykulowanych spalin w cylindrze. W związku z tym masa ładunku jest stała.

5.4. Wymiana ładunku przy zmiennym współczynniku nadmiaru powietrza

Aby możliwa była regulacja obciążenia silnika w szerokim zakresie konieczne jest połączenie zmiennych faz rozrządu i zmiennego współczynnika nadmiaru powietrza [12]. Współczynnik nadmiaru powietrza determinuje temperaturę w cylindrze. Wynikająca z tego gęstość spalin wpływa na ilość powietrza, jaka napłyne do cylindra. Ze względu na tak istotny związek pomiędzy współczynnikiem nadmiaru powietrza a współczynnikiem recykulacji spalin, wprowadzono dodatkowy współczynnik składu mieszanki wyrażający stopień rozrzedzenia ładunku w cylindrze – równanie (3). Współczynnik rozrzedzenia ładunku ψ wyraża stosunek łącznej masy powietrza i spalin do masy paliwa w cylindrze. Na rysunku 7 przedstawiono zależność współczynnika recykulacji spalin od współczynnika nadmiaru powietrza przy różnych kątach ujemnego współotwarcia zaworów. Wzniosy zaworów były stałe ($l_{\text{IV}} = 3,6$ mm, $l_{\text{EV}} = 2,9$ mm). Przy każdym kącie ujemnego współotwarcia zaworów fazy rozrządu były ustawione tak, aby uzyskać największą sprawność cieplną silnika [5]. Dodatkowo oznaczono maksymalne, osiągalne wartości współczynnika rozrzedzenia ładunku. Połączenie regulacji faz rozrządu i współczynnika nadmiaru powietrza pozwoliło na uzyskiwanie średniego ciśnienia indykowanego w zakresie od 0,17 MPa do 0,36 MPa.

Największy zakres współczynnika nadmiaru powietrza osiągniany jest przy kącie ujemnego współotwarcia zaworów

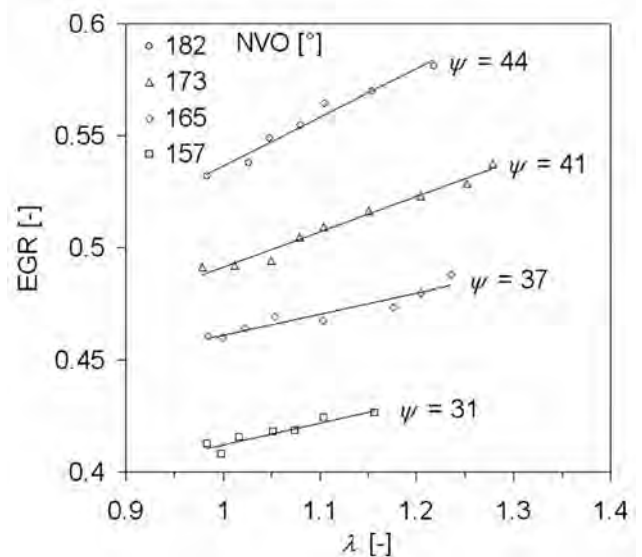


Fig. 7. Internal EGR rate versus air excess coefficient (λ) at variable NVO crank angle; $l_{\text{IV}} = 3.6$ mm, $l_{\text{EV}} = 2.9$ mm

Rys. 7. Współczynnik recykulacji spalin w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza przy zmiennych kątach ujemnego współotwarcia zaworów; $l_{\text{IV}} = 3,6$ mm, $l_{\text{EV}} = 2,9$ mm

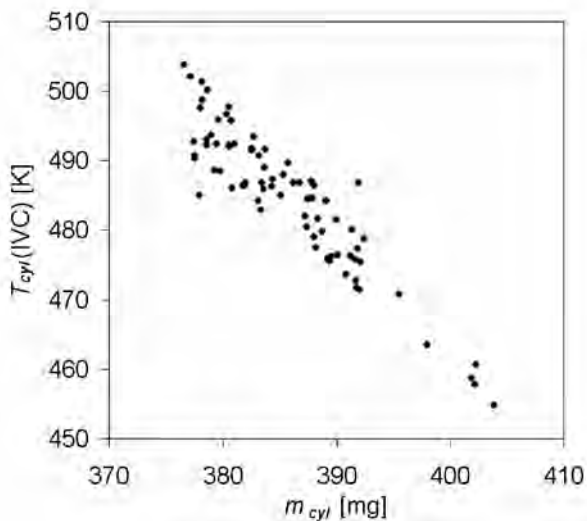


Fig. 8. The in-cylinder temperature at IVC versus in-cylinder mass at various engine loads

Rys. 8. Zależność temperatury początku sprężania od masy ładunku w cylindrze przy zmiennych obciążeniach silnika

the thermodynamic properties related to the charge exchange provide an appropriate temperature-volume compression course, which is independent of the air excess coefficient or the volumetric efficiency.

Figure 8 presents the in-cylinder temperature at the beginning of the compression against the overall fluid mass in the cylinder. In the analyzed range of engine operation the in-cylinder mass, related to the air mass that would fill the whole cylinder volume at normal physical conditions was varied in the range of only 4%, while the temperature at IVC was varied in the range of 50 K.

The increase in the charge temperature at lower fluid mass is compensated by a larger share of the heat losses during compression. As a result, the auto-ignition temperature is always achieved at the appropriate crank angle. The auto-ignition temperature itself is also nearly constant (approximately 775 K). This value insignificantly increases with the rising mixture dilution coefficient.

5.6. Cycle-to-cycle variability

The above-presented mechanism, which guarantees a correct course of the compression temperature, also provides a stable engine operation. The relationship between the in-cylinder conditions and the heat release rate parameters provides a stable engine operation without the need of active closed-loop engine control. The combustion onset and the heat release rate are determined by the air-excess coefficient, the EGR rate and the backflow rate, which decreases the temperature at the start of the compression. Figure 9 presents the courses of in cylinder temperature for consecutive cycles.

Figure 10 presents the values that define the crank angle combustion course and the charge exchange process for consecutive engine cycles. The engine was operated at a lean mixture. The coefficient of variation in the IMEP was approximately 0.08. The backflow rate was a ratio of fluid mass that flowed from the cylinder to the intake port during

równym 173 °OWK. Zarówno zmniejszanie, jak i zwiększanie masy spalin w cylindrze powoduje ograniczenie nadmiaru powietrza, pozwalającego na stabilną pracę silnika. Jednakże sam graniczny stopień rozrzedzenia ładunku wzrasta przy zwiększaniu ilości recyrkulowanych spalin.

Generalnie przy zwiększaniu współczynnika λ obciążenie silnika maleje znacznie szybciej, niż wynikałoby to z samego współczynnika nadmiaru powietrza. Zubażanie mieszanki prowadzi do zwiększenia gęstości spalin, a w konsekwencji maleje naplenie cylindra.

5.5. Zmienność masy ładunku w cylindrze

W całym zakresie obciążenia występuje pewien stan równowagi pomiędzy parametrami termodynamicznymi czynnika zasysanego i opuszczającego cylinder. Współczynnik naplenia cylindra, temperatura spalin i współczynnik recyrkulacji spalin są ze sobą ściśle związane, a łączna masa ładunku w cylindrze zmienia się w bardzo niewielkim stopniu. Przy właściwych nastawach układu rozrządu procesy termodynamiczne związane z wymianą ładunku gwarantują utrzymanie właściwego przebiegu krzywej temperatury sprężania, niezależnie od współczynnika nadmiaru powietrza i współczynnika naplenia cylindra.

Na rysunku 8 przedstawiono temperaturę w cylindrze na początku sprężania w funkcji masy czynnika roboczego. W analizowanym zakresie pracy silnika masa czynnika w cylindrze w stosunku do masy powietrza, jaka znajdowałaby się w objętości skokowej cylindra przy współczynniku naplenia równym jedności, zmienia się zaledwie o 4%, a temperatura w chwili zamknięcia zaworu dolotowego – o 50 K. Zwiększenie temperatury przy małych masach ładunku kompensowane jest większym udziałem strat ciepła. W wyniku tego temperatura samozapłonu zawsze uzyskiwana jest przy właściwym położeniu wału korbowego. Sama wartość temperatury samozapłonu również jest prawie stała (około 775 K) i nieznacznie wzrasta wraz z rozrzedzeniem ładunku.

5.6. Zmienność cykliczna procesu roboczego

Opisany powyżej mechanizm zapewniający właściwy przebieg temperatury sprężania w warunkach zmiennego obciążenia zapewnia także powtarzalną pracę silnika. Wzajemne relacje pomiędzy warunkami panującymi w komorze spalania oraz podstawowymi wielkościami związanymi z kątowym przebiegiem spalania utrzymują stabilną pracę silnika bez konieczności aktywnego sterowania procesem wywiązywania się ciepła. Wielkości, które determinują chwilę samozapłonu oraz długość procesu spalania to współczynnik nadmiaru powietrza, współczynnik recyrkulacji spalin oraz natężenie przepływów zwrotnych do kanału dolotowego, które ochładzają czynnik w komorze spalania. Na rysunku 9 przedstawiono przebiegi temperatury w cylindrze w kolejnych cyklach pracy silnika.

Na rysunku 10 przedstawiono wartości podstawowych wielkości opisujących przebieg wymiany ładunku oraz wielkości charakteryzujących przebieg spalania w kolejnych cyklach pracy silnika. Współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego wynosił 0,08. Jako współczynnik wyrażający intensywność przepływów zwrotnych przy-

the intake process (early and late backflows) and the entire in-cylinder mass after IVC.

The amount of fresh air that enters the cylinder is dependent on the mass of the trapped exhaust. As a result the temperature during the exhaust process is a factor determining the course of the compression and the start of the combustion in the engine cycle that follows.

A rapid heat release rate causes a decrease in the exhaust temperature. A higher exhaust density results in a lower volumetric efficiency and a slower combustion in the cycle that follows.

As the fuel is injected directly into the cylinder, this process does not vary the mass of fuel. However, the variability of the air excess coefficient decreases the changes in the combustion rate, which is a result of the variable mass of air.

6. Conclusions

Residual-affected gasoline HCCI engines can be operated in a wide range of loads without the need of active, closed-loop control of the combustion onset and the rate of heat release. A proper course of the compression temperature that ensures auto-ignition close to TDC is a result of the

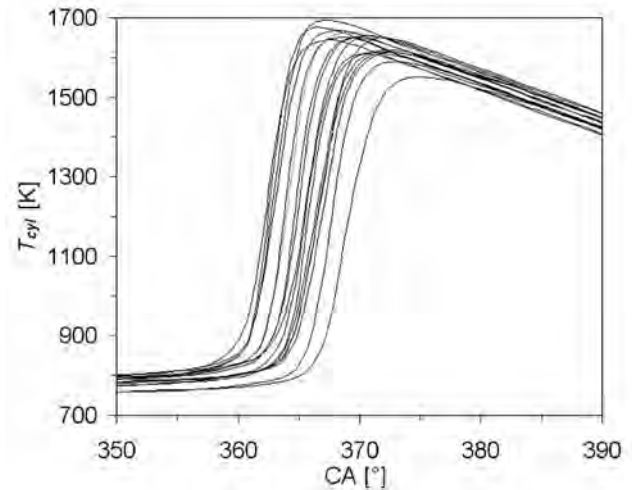


Fig. 9. The in-cylinder temperature variability

Rys. 9. Zmienność temperatury w cylindrze

mowano stosunek sumy mas czynnika przepływającego do kanału dolotowego w początkowej i w końcowej fazie procesu dolotu do całkowitej masy ładunku w cylindrze po zamknięciu zaworu dolotowego.

Ponieważ ilość powietrza jaka dostanie się do cylindra zdeterminowana jest przez ilość recykulowanych wewnętrznie spalin, to właśnie temperatura w trakcie procesu wylotu determinuje przebieg procesu spalania w kolejnym cyklu. Szybkie wywiązywanie się ciepła wiąże się z obniżeniem temperatury spalin, co w efekcie zwiększa współczynnik recykulacji spalin w kolejnym cyklu. Wynikający z tego spadek współczynnika napełnienia spowalnia proces spalania w kolejnym cyklu. Ponieważ paliwo wtryskiwane jest bezpośrednio do cylindra, jego masa nie ulega większym zmianom. Jednakże zmiany współczynnika nadmiaru powietrza nieco kompensują zmienność procesu spalania wynikającą z ilości powietrza w cylindrze.

6. Wnioski

Benzynowy silnik HCCI z wewnętrzną recykulacją spalin może pracować w szerokim zakresie obciążeń bez konieczności sterowania przebiegiem procesu wywiązywania się ciepła w zamkniętej pętli sprężenia zwrotnego. Dostrzeżone zależności pomiędzy współczynnikiem napełnienia, współczynnikiem wewnętrznej recykulacji spalin oraz temperaturą spalin stanowią mechanizm samoregulacji, zapewniający właściwy przebieg krzywych sprężania, skutkujący samozapłonem w pobliżu górnego zwrotnego położenia tłoka.

Na podstawie analizy zmienności cyklicznej procesu roboczego stwierdzono, że zmienność ta, w przeciwieństwie do silników o zapłonie iskrowym [13], ma charakter deterministyczny.

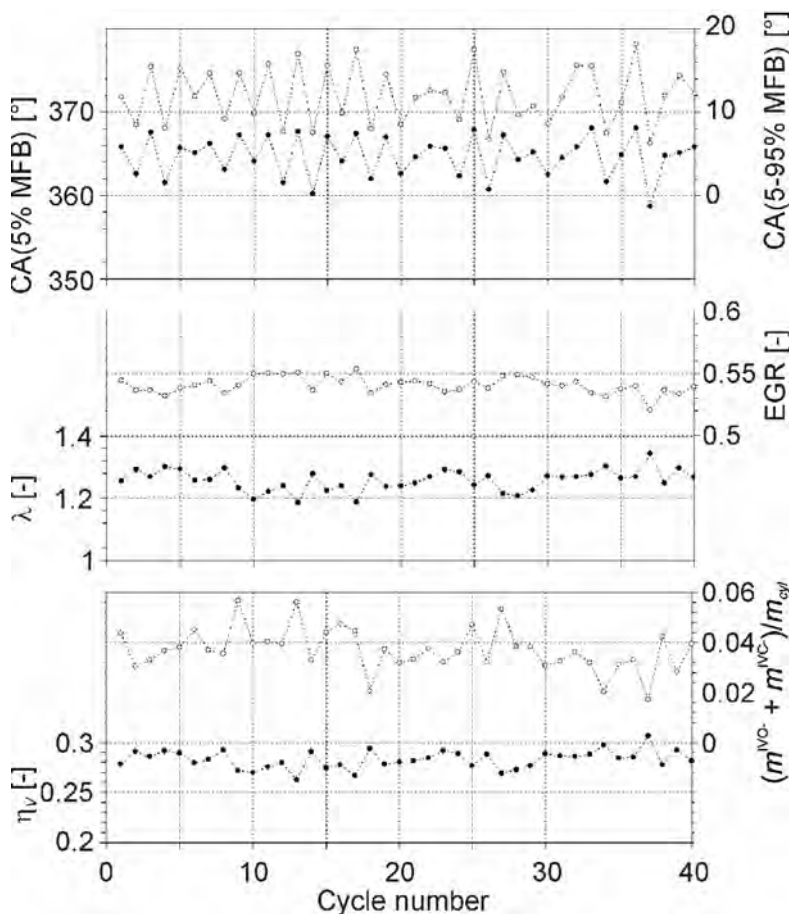


Fig. 10. Crank angle at 5% MFB, combustion duration, air excess coefficient, EGR rate, volumetric efficiency and backflow rate for 40 consecutive engine cycles

Rys. 10. Kąt wypalenia 5% dawki paliwa, kąt spalania, współczynnik nadmiaru powietrza, współczynnik recykulacji spalin, współczynnik napełnienia oraz współczynnik przepływów zwrotnych dla 40 kolejnych cykli pracy silnika

relationship between the volumetric efficiency, the internal EGR rate and the exhaust temperature.

The analysis of the cyclic variability of the in-cylinder processes showed that in contrast to spark ignition engines [13], HCCI engines disclose a deterministic character of the cycle-to-cycle phenomena. This mechanism is the same as the one identified at variable engine loads. Additionally, the backflows of the fluid from the cylinder to the intake port play an important role in the cyclic fluctuations.

Mechanizm, który odpowiada za zmienność cykliczną jest taki sam jak ten, który zapewnia możliwość pracy silnika przy zmiennych obciążeniach. Ponadto w cyklicznej zmienności procesu roboczego znaczną rolę odgrywają przepływy zwrotne czynnika z cylindra do kanału dolotowego.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CA	Crankshaft Angle/ <i>kąt obrotu wału korbowego</i>	IVO	Intake Valve Opening/ <i>otwarcie zaworu dolotowego</i>
cyl	Cylinder/ <i>cylinder</i>	η_v	Volumetric efficiency/ <i>współczynnik napelnienia</i>
EGR	Exhaust Gas Recirculation/ <i>recyrkulacja spalin</i>	l	Lift of a valve/ <i>wznios zaworu</i>
EV	Exhaust Valve/ <i>zawór wylotowy</i>	λ	Air excess ratio/ <i>współczynnik nadmiaru powietrza</i>
EVC	Exhaust Valve Closing/ <i>zamknięcie zaworu wylotowego</i>	m	Mass/ <i>masa</i>
exh	Exhaust/ <i>spaliny</i>	MFB	Mass Fraction Burnt/ <i>stopień wypalenia dawki paliwa</i>
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition/ <i>samozapłon mieszanek jednorodnych</i>	NVO	Negative Valve Overlap/ <i>ujemne współotwarcie zaworów</i>
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure/ <i>średnie ciśnienie indukowane</i>	SOC	Start of Combustion/ <i>początek spalania</i>
IV	Intake Valve/ <i>zawór dolotowy</i>	T	Temperature/ <i>temperatura</i>
IVC	Intake Valve Closing/ <i>zamknięcie zaworu dolotowego</i>	p	Pressure/ <i>ciśnienie</i>
		V	Volume/ <i>objętość</i>
		ψ	Mixture dilution ratio/ <i>stopień rozrzedzenia ładunku</i>

Bibliography/Literatura

- [1] Heywood J.: Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Book Company, 1988.
- [2] Hunicz J.: Combustion control in gasoline HCCI engine with direct fuel injection and exhaust gas trapping. Journal of KONES Powertrain and Transport. Vol. 17, No. 2, 2010.
- [3] Hunicz J., Kordos P.: An experimental study of fuel injection strategies in CAI gasoline engine. Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 35, Issue 1, pp. 243-252, 2011.
- [4] Hunicz J., Kordos P.: Experimental study of the gasoline engine operated in spark ignition and controlled auto-ignition combustion modes. SAE Technical Paper no 2009-01-2667, 2009
- [5] Hunicz J., Niewczas A., Kordos P.: Research into a gasoline HCCI engine. Combustion Engines, Vol. 140, pp. 3-13, 2010.
- [6] Kim J.N., Kim H.Y., Yoon S.S., Sa S.D., Kim W.T.: Effect of valve timing and lift on flow and mixing characteristics of a CAI engine, Int. Journal of Automotive Technology. vol. 8, no. 6, pp. 687-696, 2007.
- [7] Koopmans L., Backlund O., Denbratt I.: Cycle to cycle variations: Their influence on cycle resolved gas temperature and unburned hydrocarbons from a camless gasoline compression ignition engine. SAE Technical Paper 2002-01-0110, 2002.
- [8] Lee C.H., Lee K.H.: An experimental study of the combustion characteristics in SCCI and CAI based on direct-injection gasoline engine. Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 31, pp. 1121-1132, 2007.
- [9] Mahrous A-F.M., Potrzebowski A., Wyszynski M.L., Xu H.M., Tsolakis A., Łuszcz P.: A modelling study into the effects of variable valve timing on the gas exchange process and performance of a 4-valve DI homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. Energy Conversion and Management, vol. 50, pp. 393-398, 2009.
- [10] Shaver G.M., Roelle M.J., Gerdes J.Ch.: Modeling cycle-to-cycle dynamics and mode transition in HCCI engines with variable valve actuation. Control Engineering Practice, vol. 14, pp. 213-22, 2006.
- [11] Wildman C., Scaringe R.J., Cheng W.K.: On the maximum pressure rise rate in boosted HCCI operation. SAE Technical Paper 2009-01-2727, 2009.
- [12] Yamaoka S., Kakuya H., Nakagawa S., Nogi T., Shimada A., Kihara Y.: A study of controlling the auto-ignition and combustion in a gasoline HCCI engine, SAE Technical Paper 2004-01-0942, 2004.
- [13] Zervas E.: Correlations between cycle-to-cycle variations and combustion parameters of a spark ignition engine, Applied Thermal Engineering, vol. 24, pp. 2073-2081, 2004.
- [14] Zhao H., Li J., Ma T., Ladommatos N.: Performance and analysis of a 4-stroke multi-cylinder gasoline engine with CAI combustion. SAE Technical Paper 2002-01-0420, 2002.

Jacek Hunicz, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr inż. Jacek Hunicz – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: jhunicz@pollub.pl



Stationary simulation tests of exhaust emission in dynamic tests for Diesel engines with various applications

The significant problem of evaluation of effective properties of Diesel engines, including, among others, ecological properties, is adoption of conditions of engine operation corresponding to conditions of use in testing procedures. The paper presents examples of stationary tests simulating the American dynamic test, i.e. Heavy Duty–Diesel–Transient–Test (HD–D–T–T). An engine with self-ignition and direct injection was tested during dynamic tests, i.e. HD–D–T–T and during stationary tests simulating HD–D–T–T. Results of the tests were analysed. The authors found high sensitivity of results of ecological tests on engine properties to conditions of tests as well as criteria of similarity of engine test conditions to conditions of operation of the engines. It was found that in relation to Diesel engines with other than vehicle applications, i.e. which are less commonly used than in automotive industry, it is necessary to prepare statistics of the results of research test synthesis.

Key words: Diesel engines, toxicity of exhaust gases, exhaust emissions, test procedures

Statyczne badania symulacyjne emisji zanieczyszczeń w testach dynamicznych dla silników spalinowych o różnych zastosowaniach

Istotnym problemem oceny użytkowych właściwości silników spalinowych, w tym m.in. właściwości ekologicznych, jest przyjęcie w procedurach badawczych warunków pracy silników, odpowiadających warunkom użytkowania. W artykule przedstawiono przykładowe testy statyczne symulujące amerykański test dynamiczny Heavy Duty–Diesel–Transient–Test (HD–D–T–T). Przeprowadzono badania silnika o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim w teście dynamicznym HD–D–T–T i w testach statycznych symulujących test HD–D–T–T oraz dokonano analizy wyników badań. Stwierdzono dużą wrażliwość wyników badań ekologicznych właściwości silników na warunki przeprowadzania badań, a zatem również na kryteria podobieństwa warunków badań silników do warunków ich eksploatacji. Stwierdzono, że w odniesieniu do silników spalinowych o zastosowaniach innych niż samochodowe, a więc o mniejszej powszechności zastosowania niż w motoryzacji, jest konieczne statystyczne opracowanie wyników syntezy testów badawczych.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, toksyczność spalin, emisja zanieczyszczeń, procedury badawcze

1. Introduction

Basic problems of testing of effective properties of Diesel engines include adoption of testing conditions and their suitability for conditions of use. As a result of preparation of such conditions, research procedures are created. Especially in the situation, in which Diesel engines are commonly used, e.g. in automotive industry, the procedures may play a role of generally current standards [4]. However, it is also necessary for the tests to cover engines with other applications or engines working in other conditions. In this case, attempts are also made in order to prepare generally applicable standards of research procedures [4, 12, 18, 19]. However, it is often necessary due to special targets of cognitive research to adopt a critical approach to the existing procedures and tackle problems of methodology of evaluation of effective properties of Diesel engines.

As Diesel engines develop and more stringent ecological demands are imposed on Diesel engines, research methods, including certification and cognitive methods, are developed [2, 3, 9–11, 13–15]. It is particularly essential to test the sensitivity of emission of pollution to stationary conditions of the engine operation as expressed in the engine speed and load as well as upon existence of dynamic conditions. The tests are particularly relevant in, among others, situations, in which engines are used

1. Wprowadzenie

Podstawowymi problemami badania użytkowych właściwości silników spalinowych są: przyjęcie warunków badań oraz ich odpowiedniość w stosunku do warunków użytkowania. W wyniku opracowania takich warunków powstają procedury badawcze. Szczególnie w sytuacji dużej powszechności zastosowań silników spalinowych, np. w motoryzacji, procedury te mogą odgrywać rolę ogólnie obowiązujących norm [4]. Istnieją jednak również potrzeby objęcia badaniami silników o innych zastosowaniach lub pracujących w innych warunkach. Wtedy także są podejmowane próby opracowania powszechnie obowiązujących standardów procedur badawczych [4, 12, 18, 19]. Często jest jednak konieczne, ze względu na szczególne cele stawiane badaniami poznawczym, krytyczne podejście do istniejących procedur i podejmowanie problemów metodyki oceny użytkowych właściwości silników spalinowych.

W miarę rozwoju silników spalinowych i stawiania im coraz ostrzejszych wymagań ekologicznych są rozwijane metody badawcze, nie tylko certyfikacyjne, ale i poznawcze [2, 3, 9–11, 13–15]. Szczególnie istotne jest badanie wrażliwości emisji zanieczyszczeń na stany statyczne pracy silnika, wyrażone prędkością obrotową i obciążeniem, oraz na występowanie stanów dynamicznych. Badania te mają istotne

for purposes other than automotive. The applications of the engines cause that most frequently occurring stationary conditions of the engine operation differ considerably from the conditions of automotive applications [14, 15]. Similar considerable differences occur within the scope of dynamic conditions [15].

2. Simulations of dynamic tests of Diesel engines with the use of stationary tests

Since 1985, when HD–D–T–T dynamic test was introduced in the United States of America, a considerable interest has been observed in preparation of both dynamic and stationary tests simulating dynamic tests [5–8, 16, 17, 20]. Examples of stationary tests simulating HD–D–T–T dynamic tests were prepared in AVL LIST (Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen Prof. Dr. H. List) – an 8-mode and 14-mode test [5, 7, 8, 20] and in Steyr–Daimler–Puch AG – an 11-mode test with the use of the universal test points based upon ECE R49 standard test [17]. The tests were prepared in accordance with the criteria of similarity of [6]:

- conditions of the engine operation: equality of average effective power,
- parameters describing effective properties of the engine: equality of average specific brake emissions of particular exhaust components (in [5, 7, 8, 17, 20] emissions of hydrocarbons, nitric oxides and particulate matter were considered).

Examples of stationary tests simulating HD–D–T–T dynamic test are presented in Fig. 1–3.

The description of research tests on Diesel engines performed in an engine test stand, the notions of relative engine speed and relative engine torque were introduced [14, 15]: the relative engine speed is

$$n_w = \frac{n - n_{id}}{n_N - n_{id}} \quad (1)$$

where: n – engine speed, n_{id} – minimum engine speed at idle run, n_N – rated engine speed.

The relative torque for the engine speed n is related to the engine torque on the external speed characteristics for the same speed:

$$M_{ew} = \frac{M_e(n)}{M_{ez}(n)} \quad (2)$$

where: $M_e(n)$ – the engine torque for engine speed n , $M_{ez}(n)$ – the engine torque on the external speed characteristics for the engine speed n .

The area of particular point circles in relative coordinates of the engine speed and torque in Fig. 1–3 are proportional to the share of particular modes of operation in the tests.

Various criteria of synthesis of stationary tests simulating HD–D–T–T dynamic test cause that the stationary tests differ considerably in terms of shares of particular modes.

3. Results of tests of exhaust emissions in stationary tests simulating the dynamic test

Comparative tests in HD–D–T–T dynamic test and stationary tests simulating HD–D–T–T dynamic test were

znaczenie m.in. wtedy, gdy silniki mają inne zastosowania niż motoryzacyjne. Zastosowania te powodują, że najczęściej występujące statyczne stany pracy silników znacznie się różnią od stanów do zastosowań motoryzacyjnych [14, 15]. Podobnie znaczne różnice występują w zakresie występowania stanów dynamicznych [15].

2. Symulacje testów dynamicznych silników spalinowych testami statycznymi

Od roku 1985, gdy w Stanach Zjednoczonych Ameryki wprowadzono test dynamiczny HD–D–T–T, zauważa się duże zainteresowanie opracowywaniem zarówno testów dynamicznych, jak i statycznych, symulujących testy dynamiczne [5–8, 16, 17, 20]. Przykładowe testy statyczne symulujące test dynamiczny HD–D–T–T opracowano w AVL LIST (*Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen Prof. Dr. H. List*) – test ośmiofazowy i czternastofazowy [5, 7, 8, 20] oraz w Steyr–Daimler–Puch AG – test jedenastofazowy, z zastosowaniem punktów testu uniwersalnego, opartego na standardzie testu ECE R49 [17]. Testy te opracowano zgodnie z kryteriami podobieństwa [6]:

- stanów pracy silnika: równości średniej mocy użytecznej,
- wielkości opisujących właściwości użytkowe silnika: równości średnich emisji jednostkowych poszczególnych substancji szkodliwych (w [5, 7, 8, 17, 20] rozpatrywano emisję węglowodorów, tlenków azotu i cząstek stałych).

Przykładowe testy statyczne symulujące test HD–D–T–T przedstawiono na rysunkach 1–3.

Do opisu testów badawczych silników spalinowych, wykonywanych na hamowni silnikowej, wprowadzono pojęcia względnej prędkości obrotowej i względnego momentu obrotowego [14, 15]; względna prędkość obrotowa wynosi (1), gdzie: n – prędkość obrotowa, n_{id} – minimalna prędkość obrotowa biegu jałowego, n_N – znamionowa prędkość obrotowa.

Względny moment obrotowy dla prędkości obrotowej n jest odnoszony do momentu obrotowego na zewnętrznej charakterystyce prędkościowej dla tej samej prędkości – wzór (2), gdzie: $M_e(n)$ – moment obrotowy dla prędkości obrotowej n , $M_{ez}(n)$ – moment obrotowy na zewnętrznej charakterystyce prędkościowej dla prędkości obrotowej n .

Poła powierzchni kół poszczególnych punktów we współrzędnych względnych prędkości obrotowej i momentu obrotowego na rysunkach 1–3 są proporcjonalne do udziałów poszczególnych faz pracy w testach.

Różne kryteria syntezy testów statycznych, symulujących test dynamiczny HD–D–T–T, powodują, że testy statyczne znacznie się różnią ze względu na udziały poszczególnych faz.

3. Wyniki badań emisji spalin w testach statycznych symulujących test dynamiczny

Badania porównawcze w teście dynamicznym HD–D–T–T oraz w testach statycznych symulujących test dynamiczny HD–D–T–T wykonano na silniku Detroit Diesel

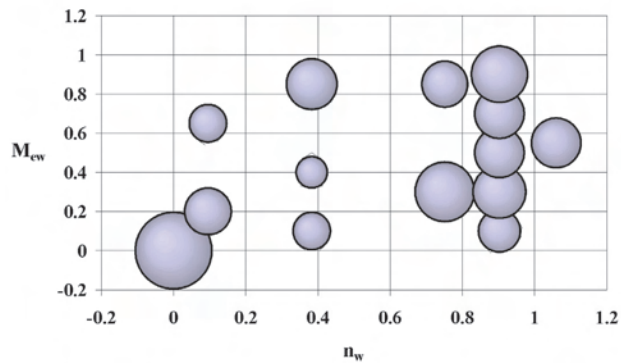


Fig. 1. The diagram depicting the 14-mode test simulating HD-D-T-T test in accordance with the criterion of equality of relative effective power

Rys. 1. Schemat testu czternastofazowego symulującego test HD-D-T-T zgodnie z kryterium równości średniej mocy użytecznej

performed on Detroit Diesel Series 50. It is a 4-cylinder self-ignition straight engine, direct injection and of engine displacement of 8.5 dm³. The rated effective power is 205 kW for engine speed of 2100 min⁻¹, maximum engine torque is 1207 N·m at 1200 min⁻¹. The tests were performed in HD-D-T-T dynamic test and stationary conditions in the universal test points. The test results in 8-mode and 14-mode test points, which do not correlate with the universal test points, were determined with the use of linear interpolation in 3D for results of empirical tests [1].

Figures 4–9 present examples of test results: specific brake emissions of carbon oxide – e_{CO}, hydrocarbons – e_{HC}, nitric oxides – e_{NOx} and particulate matter – e_{PM} were determined in the following tests:

- ECE R49,
- HD-D-T-T,
- 11-mode – stationary one-mode test simulating HD-D-T-T,
- 8-mode – stationary 8-mode test simulating HD-D-T-T,
- 14-mode – stationary 14-mode test simulating HD-D-T-T.

In accordance with the criteria: for all tests of equality of average effective power – marking – N_e and for 11-Mode and 8-Mode tests:

- average specific brake emission of hydrocarbons – marking HC,
- average specific brake emission of nitric oxides – NO_x,
- average specific brake emission of particulate matter – PM.

The tests confirm regularity of greater values of specific brake emission of carbon oxide, hydrocarbons and particulate matter in the dynamic test. In relation to carbon monoxide and hydrocarbons, engine braking phases in the dynamic test have particular significance for this fact. In relation to particulate matter, the most important dynamic phenomenon determining increase of emissions is acceleration of the engine speed in the part of engine operation modes in the dynamic test. Specific brake emission of nitric oxides is least sensitive both to stationary conditions and occurrence of dynamic conditions.

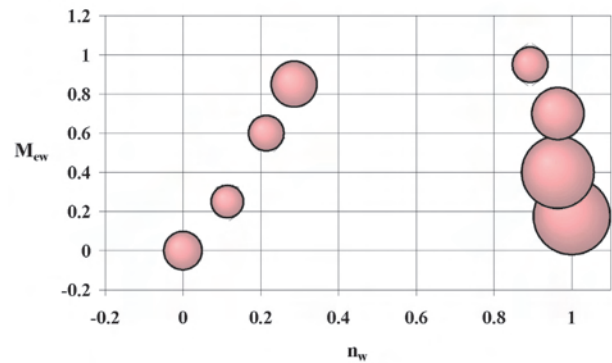


Fig. 2. The diagram depicting the 8-mode test simulating HD-D-T-T test in accordance with the criterion of equality of average specific brake emission of nitric oxides

Rys. 2. Schemat testu ośmiofazowego symulującego test HD-D-T-T zgodnie z kryterium równości średniej emisji jednostkowej tlenków azotu

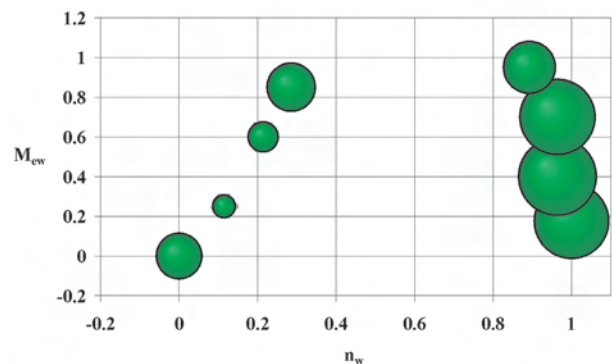


Fig. 3. The diagram depicting the 8-mode test simulating HD-D-T-T test in accordance with the criterion on equality of average specific brake emission of particulate matter

Rys. 3. Schemat testu ośmiofazowego symulującego test HD-D-T-T zgodnie z kryterium równości średniej emisji jednostkowej cząstek stałych

Series 50. Jest to silnik 4-cylindrowy rzędowy o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim o objętości skokowej 8,5 dm³. Znamionowa moc użyteczna wynosi 205 kW przy prędkości obrotowej 2100 min⁻¹, maksymalny moment obrotowy 1207 N·m przy 1200 min⁻¹. Badania wykonano w teście dynamicznym HD-D-T-T oraz w warunkach statycznych w punktach testu uniwersalnego. Wyniki badań w punktach testów ośmiofazowego i czternastofazowego, niepokrywających się z punktami testu uniwersalnego, wyznaczono, stosując interpolację liniową w przestrzeni trójwymiarowej wyników badań empirycznych [1].

Na rysunkach 4–9 przedstawiono przykładowe wyniki badań: wyznaczono emisje jednostkowe tlenku węgla – e_{CO}, węglowodorów – e_{HC}, tlenków azotu – e_{NOx} i cząstek stałych – e_{PM} w testach:

- ECE R49,
- HD-D-T-T,
- 11-mode – statyczny test jedenastofazowy symulujący test HD-D-T-T,
- 8-mode – statyczny test ośmiofazowy symulujący test HD-D-T-T,

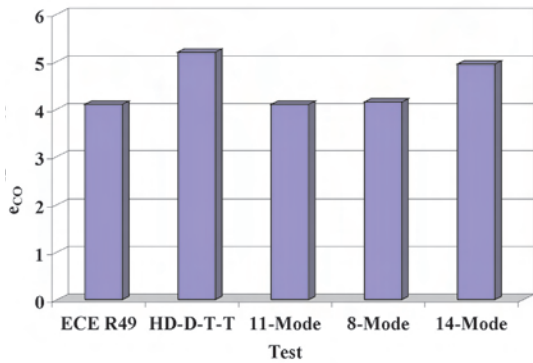


Fig. 4. Specific brake emission of carbon monoxide in tests determined in accordance with the criterion of equality of average effective power
 Rys. 4. Emisja jednostkowa tlenku węgla w testach wyznaczonych zgodnie z kryterium równości średniej mocy użytecznej

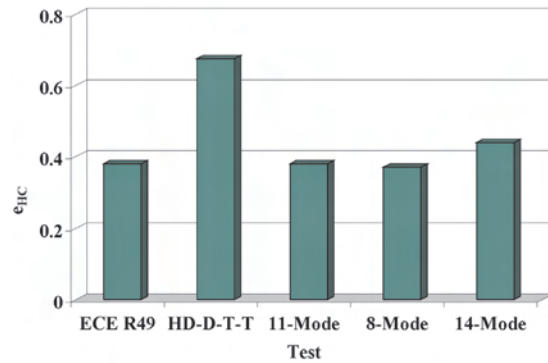


Fig. 5. Specific brake emission of hydrocarbons in tests determined in accordance with the criterion of equality of average effective power
 Rys. 5. Emisja jednostkowa węglowodorów w testach wyznaczonych zgodnie z kryterium równości średniej mocy użytecznej

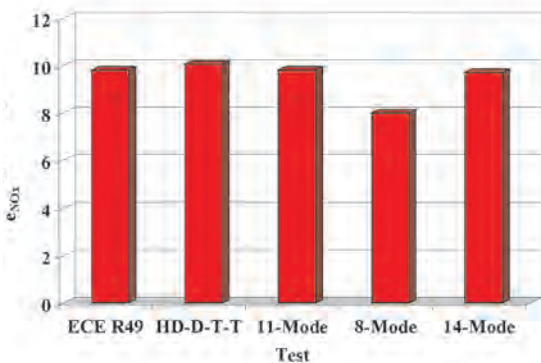


Fig. 6. Specific brake emission of nitric oxides in tests determined in accordance with the criterion of equality of average effective power
 Rys. 6. Emisja jednostkowa tlenków azotu w testach wyznaczonych zgodnie z kryterium równości średniej mocy

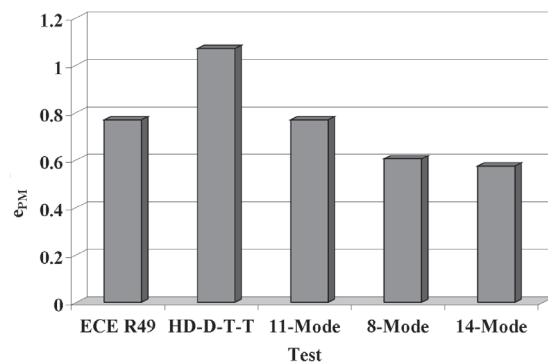


Fig. 7. Specific brake emission of particulate matter in tests determined in accordance with the criterion of equality of average effective power
 Rys. 7. Emisja jednostkowa cząstek stałych w testach wyznaczonych zgodnie z kryterium równości średniej mocy użytecznej

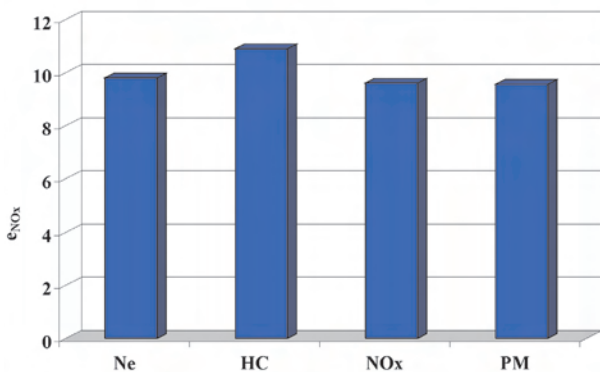


Fig. 8. Specific brake emission of nitric oxides in 11-mode tests determined in accordance with various criteria of similarity
 Rys. 8. Emisja jednostkowa tlenków azotu w testach jedenastofazowych wyznaczonych zgodnie z różnymi kryteriami podobieństwa

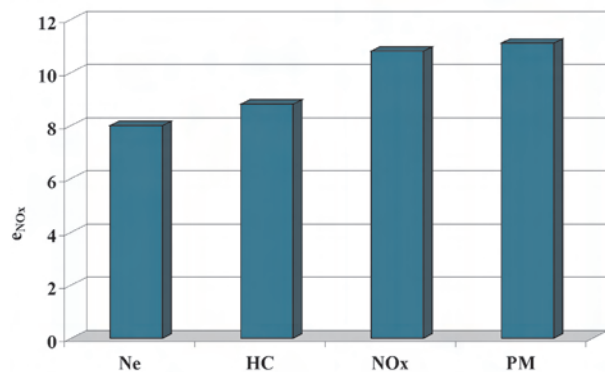


Fig. 9. Specific brake emission of nitric oxides in 8-mode tests determined in accordance with various criteria of similarity
 Rys. 9. Emisja jednostkowa tlenków azotu w testach ośmiofazowych wyznaczonych zgodnie z różnymi kryteriami podobieństwa

In order to determine the sensitivity of specific brake emissions of particular components of exhaust gases to criteria of synthesis of the tests, for combination of the tests and substances variability coefficients were determined as constituting relations between average standard deviations and average values

– 14-mode – statyczny test czternastofazowy symulujący test HD-D-T-T
 zgodnie z kryteriami: dla wszystkich testów równości średniej mocy użytecznej – oznaczenie – N_e oraz dla testów 11-mode i 8-mode:

where:

$$W = \frac{D}{AV} \quad (3)$$

$$AV = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N e_{(i)} \quad (4)$$

$$D = \frac{1}{N} \cdot \sqrt{N \cdot \sum_{i=1}^N e_{(i)}^2 - \left(\sum_{i=1}^N e_{(i)} \right)^2} \quad (5)$$

$N=4, i=1$ – the criterion of test synthesis according to equality of average effective power, $i=2$ – the criterion of test synthesis according to equality of average specific brake emission of hydrocarbons, $i=3$ – the criterion of test synthesis according to equality of average specific brake emission of nitric oxides, $i=4$ – the criterion of test synthesis according to equality of average specific brake emission of particulate matter.

The results of tests on the sensitivity of specific brake emissions of particular components of the exhaust gases to criteria of test synthesis are presented in Fig. 10.

The determined coefficients of variability of specific brake emissions of particular components of exhaust gases to criteria of the test synthesis have great values. As various criteria of the test synthesis imply various stationary conditions of the engine operation, this means high sensitivity of specific brake emissions to stationary conditions of the engine operation. A decisively greater sensitivity exists for 8-Mode test, which results undoubtedly from the fact that discretization of the task of approximation of emission characteristics in coordinates of stationary conditions of the engine operation is more synthetic for 8-Mode than for 11-Mode test.

4. Conclusions

The experience gained during performance of stationary tests simulating HD–D–T–T dynamic test and presented in this study and published sources [5–8, 16, 17, 20] enable drawing the following conclusions:

1. The results of tests on effective properties (and, in particular, ecological properties) of Diesel engines often depend on conditions of the tests. This complies with a general principle that properties of non-linear systems depend on conditions, in which the systems exist [6].
2. From the first conclusion, there results undoubtedly a considerable relativism of the results of tests on Diesel engines as determined with the use of various methods. Thus, unification of research methods is a necessary procedure, as high indefiniteness of factors determining operation of Diesel engines in real use makes it possible to treat properties of the engines as accidental.
3. It is especially important to determine conventional conditions of representative tests for conditions of use in relation to Diesel engines that are used for less common purposes as compared to use in automotive industry. Despite preparation of unified research procedures that enable conventional and objective evaluation of ecological properties of Diesel engines it is necessary, at least on the level of cognitive research, to adopt a critical approach to the issue and search for general regularities between ecological relations of properties of Diesel engines and conditions in which they

- średniej emisji jednostkowej węglowodorów – oznaczenie HC,
- średniej emisji jednostkowej tlenków azotu – NO_x ,
- średniej emisji jednostkowej cząstek stałych – PM.

W badaniach potwierdza się regularność większych wartości emisji jednostkowej tlenu węgla, węglowodorów i cząstek stałych w teście dynamicznym. W odniesieniu do tlenu węgla i węglowodorów szczególne znaczenie mają dla tego faktu fazy hamowania silnikiem w teście dynamicznym. W odniesieniu do cząstek stałych najważniejszym zjawiskiem determinującym zwiększanie się emisji jest przyspieszanie prędkości obrotowej w części faz pracy silnika w teście dynamicznym. Najmniej wrażliwa zarówno na stany statyczne, jak i występowanie stanów dynamicznych jest emisja jednostkowa tlenków azotu.

W celu oceny wrażliwości emisji jednostkowych poszczególnych składników spalin na kryteria syntezy testów wyznaczono dla kombinacji testów i substancji współczynniki zmienności, będące stosunkami średnich odchyłek standardowych i wartości średnich – wzór (3), gdzie: AV (4) i D (5), $N=4, i=1$ – kryterium syntezy testu według równości średniej mocy użytecznej, $i=2$ – kryterium syntezy testu według równości emisji jednostkowej węglowodorów, $i=3$ – kryterium syntezy testu według równości średniej emisji jednostkowej tlenków azotu, $i=4$ – kryterium syntezy testu według równości średniej emisji jednostkowej cząstek stałych.

Wyniki badań wrażliwości emisji jednostkowych poszczególnych składników spalin na kryteria syntezy testów przedstawiono na rysunku 10.

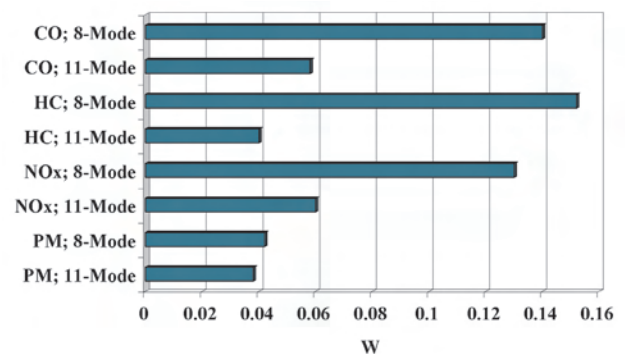


Fig. 10. Sensitivity of specific brake emissions in particular tests to criteria of similarity of the tests

Rys. 10. Wrażliwość emisji jednostkowych w poszczególnych testach na kryteria podobieństwa testów

Wyznaczone współczynniki zmienności emisji jednostkowych poszczególnych składników spalin na kryteria syntezy testów mają duże wartości. Ponieważ różne kryteria syntezy testów implikują różne statyczne stany pracy silnika, oznacza to dużą wrażliwość emisji jednostkowej zanieczyszczeń na statyczne stany pracy silnika. Zdecydowanie większa wrażliwość występuje dla testu 8-fazowego, co wynika niewątpliwie z bardziej syntetycznej niż dla testu 11-fazowego dyskretyzacji zadania aproksymacji charakterystyk emisji we współrzędnych statycznych stanów pracy silnika.

operate, e.g. for some classes of accidental processes, describing conditions of the engine operation.

4. For most applications of Diesel engines, dynamic research tests ensure conditions that correspond to conditions of use much more than stationary tests. However, stationary tests of Diesel engines are easier to perform and do not require much laboratory equipment.

Bibliography/Literatura

- [1] Achiezer N.I.: Theory of approximation. Frederick Ungar Publishing. New York 1956.
- [2] Ajtay D., Weilenmann M.: Stationary and dynamic instantaneous emission modelling. International Journal of Environment and Pollution 2004/22(3), 226-239.
- [3] Ajtay D.: Modal pollutant emissions model of diesel and gasoline engines. The dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences. Zurich 2005.
- [4] AVL Consulting and Information: Current and future exhaust emission legislation. AVL List GmbH. Graz 2010.
- [5] Cartellieri W.P., Ospelt W.M., Landfahner K.: Erfüllung der Abgasgrenzwerte von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren der 90er Jahre. MTZ Nr. 50. 9/1989.
- [6] Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. (Modelling of exhaust emission processes in operations conditions of internal combustion engines). Prace Naukowe. Seria Mechanika z. 173. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1999 (in Polish).
- [7] Cornetti G.M., Klein K., Fränkle G.J., Stein H.J.: US transient cycle versus ECE R49 mode cycle. SAE Paper 880715.
- [8] Fränkle G., Stein H.J.: Instationäre oder stationäre Abgasprüfverfahren für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren? Automobiltechnischezeitschrift 90.1-11.
- [9] Hausberger S., Rexeis M.: Emission behaviour of modern heavy duty vehicles in real world driving. International Journal of Environment and Pollution. Issue: Volume 22, Number 3/2004, 275-286.
- [10] Hickman A.J., Graham M.A.: Performance related exhaust emissions from heavy duty diesel engines. The Science of The Total Environment. Vol. 134, Issues 1-3, 25 June 1993, 211-223.
- [11] Hirsch M., Oppenauer K., del Re L.: Dynamic engine emission models. Automotive Model Predictive Control. Lecture Notes in Control and Information Sciences, 2010, Vol. 402/2010, 73-87.
- [12] ISO 08178: „Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 4: Test cycles for different engine applications”.
- [13] Kang H., Farrell P.V.: Experimental investigation of transient emissions (HC and NO_x) in a high speed direct injection (HSDI) diesel engine. SAE Technical Paper 2005-01-3883.
- [14] Marecka-Chłopek E., Budny E., Chłopek Z., Chłosta M.: Identification of combustion engine stationary states in real operation conditions of a building machine. Scientific Problems of Machines Operation and Maintenance 4(156) Vol. 43/2008, 69-84.
- [15] Marecka-Chłopek E., Chłopek Z.: Pollutants emission problems from the combustion engines of other applications than motor cars. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability nr 3 (35)/2007, 81-85.
- [16] Moser F.X., Haas E., Schlögl H.: Zur Partikelemission von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren. MTZ Nr. 51 (1990) 5.
- [17] Moser F.X., Haas E., Schlögl H.: Die Partikel-Hürde U.S. 1991: Vergleich der Testverfahren für Nutzfahrzeugmotoren – Bewältigung mittels innermotorischer Maßnahmen. 10.

4. Podsumowanie

Doświadczenia z symulacji testami statycznymi testu dynamicznego HD-D-T-T, wykonanymi w niniejszej pracy oraz w publikowanych źródłach [5-8, 16, 17, 20] uprawniają do sformułowania następujących wniosków:

1. Wyniki badań użytkowych właściwości (szczególnie ekologicznych) silników spalinowych często bardzo mocno zależą od warunków wykonywania badań. Jest to zgodne z ogólnie obowiązującą prawdą, że właściwości układów nieliniowych zależą od warunków, w jakich się te układy znajdują [6].
2. Z pierwszego wniosku wynika w nieunikniony sposób znaczny relatywizm wyników badań silników spalinowych, wyznaczonych różnymi metodami. Unifikacja metod badawczych jest zatem koniecznym sposobem postępowania, gdyż duża nieokreśloność czynników determinujących pracę silników spalinowych w rzeczywistym użytkowaniu uprawnia do traktowania właściwości tych silników jako przypadkowych.
3. Szczególnie ważna jest umowa na temat warunków badań reprezentatywnych dla warunków użytkowania w odniesieniu do silników spalinowych o zastosowaniach nie tak powszechnych jak w motoryzacji. Mimo opracowania zunifikowanych procedur badawczych, umożliwiających umownie obiektywną ocenę ekologicznych właściwości silników spalinowych, konieczne jest – przynajmniej na poziomie badań poznawczych – krytyczne podejście do tego zagadnienia i poszukiwanie ogólnych prawidłowości zależności ekologicznych właściwości silników spalinowych od warunków, w jakich się one znajdują, np. dla pewnych klas procesów przypadkowych, opisujący warunki pracy silników.
4. Dla większości zastosowań silników spalinowych dynamiczne testy badawcze zapewniają warunki znacznie bardziej odpowiadające warunkom użytkowania niż testy statyczne. Testy statyczne są jednak prostszym do przeprowadzenia sposobem badań silników spalinowych oraz stawiają przed badającymi mniejsze wymagania sprzętowe laboratoriów.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

- Internationales Wiener Symposium. VDI Fortschritt Berichte. Reihe 12. Nr. 122. VDI Verlag. Düsseldorf 1989.
- [18] SAE Recommended Practise: Test Procedure for the Measurement of Gaseous Exhaust Emissions from Small Utility Engines. SAE J1088; February 1993.
 - [19] US EPA Nonregulatory Nonroad Duty Cycles. August 1999.
 - [20] Wachter W., Cartellieri W.: Wege zur Erfüllung zukünftiger Emissionsgrenzwerte bei LKW Dieselmotoren. 8. Internationales Motorensymposium. VDI Fortschritt Berichte. Reihe 12. Nr. 86. VDI Verlag. Düsseldorf 1987.

Zdzisław Chłopek, DSc., DEng. – Professor in the Faculty Automotive and Construction Machinery Engineering at Warsaw University of Technology.

Dr hab. inż. Zdzisław Chłopek – profesor na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej.

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



On-board diagnostic system for vehicle state assessment

The paper presents a concept of an on-board diagnostic system for the assessment of vehicle state in critical situation. A vehicle state assessment is done by an analysis of given signals recorded by on-board devices. A vehicle state is described by providing its position, velocities, accelerations, rotations and also powetrain data related to engine and other vehicle parts in operation. The first prototype of this device has already been developed. It registers signals taken from inertial modules such as linear and angular accelerometers (gyroscopes) and geographical coordinates from GPS. The data from GPS together with the data from inertial modules are written into a text file and can then be visualized by geo-information software. Accelerometers will be used for detection of engine malfunctions using vibroacoustic signals analysis and for vehicle position identification and the support of GPS.

Key words: on-board diagnostic systems, GPS, vibroacoustic signal processing

System diagnostyki pokładowej do oceny stanu pojazdu

Praca prezentuje system diagnostyki pokładowej służący do oceny stanu pojazdu w celu wykrywania sytuacji krytycznych. Ocena stanu pojazdu jest dokonywana poprzez analizę wybranych sygnałów rejestrowanych przez urządzenia diagnostyki pokładowej. Stan pojazdu jest opisany przez podanie jego położenia, prędkości, przyspieszeń, obrotów oraz danych na temat działania silnika i innych elementów pojazdu. Prototyp takiego urządzenia został zbudowany i rejestruje sygnały otrzymywane za pomocą inercjalnych modułów, takich jak liniowe i kątowe akcelerometry oraz współrzędne geograficzne za pomocą urządzenia GPS. Dane z GPS razem z danymi z modułów inercyjnych są zapisywane do pliku tekstowego i mogą być następnie wizualizowane przez geo-informacyjne instrumenty programowe. Akcelerometry będą stosowane do detekcji uszkodzeń silnika spalinowego na bazie analizy sygnałów wibroakustycznych oraz do identyfikacji położenia pojazdu i wspomagania wskazań GPS.

Słowa kluczowe: systemy diagnostyki pokładowej, GPS, przetwarzanie sygnałów wibroakustycznych

1. Introduction

An important element of each modern vehicle fleet management system is the use of highly specialized on-board devices for recording and detection of critical situations. A critical situation is any risky incident in which a moving vehicle can fail, be damaged in a collision, which may subsequently result in passenger death or injury, damage of goods and environment pollution. A risky incident can be predicted from data related to exceeding of the limit velocity or acceleration, improper velocity in relation to the road conditions (e.g. bends in railroad tracks), brake and engine damage and other malfunctions of the vehicle. A risky incident can be influenced by a collision of two vehicles, collision of vehicle with an obstacle or a derailment, engine dysfunctions, excess speed, inclination angle etc.

The results presented in the paper can have application both in railroad and vehicle industry. In the case of vehicles the proposed methods are generally known but also in this area there are some problems interesting for investigation e.g. the application of accelerometers and gyroscopes for the support of GPS readouts. In railroads the proposed solution is new, especially in Poland.

Railroad is becoming a more and more important, vital and popular means of transportation and will have to fulfill

1. Wstęp

Ważne dla każdego nowoczesnego systemu zarządzania flotą pojazdów jest zastosowanie wysoko wyspecjalizowanych urządzeń pokładowych do zapisywania i wykrywania sytuacji krytycznych. Sytuacja krytyczna to dowolny ryzykowny incydent, podczas którego poruszający się pojazd może być uszkodzony w wyniku awarii lub kolizji, co może prowadzić do śmierci lub zranienia pasażerów, uszkodzenia przewożonych towarów lub zanieczyszczenia środowiska. Ryzykowny wypadek może być przewidziany na podstawie danych o przekroczeniu dozwolonej prędkości lub przyspieszenia, niewłaściwej prędkości w stosunku do warunków (np. na zakrętach), uszkodzeniach silnika i hamulców oraz o innych awariach pojazdu. Mogą one być wywołane przez zderzenie dwóch pojazdów, zderzenie pojazdu z przeszkodą, wypadnięcie z trasy ruchu, awarie silnika, przekroczenie prędkości lub kąta nachylenia itp.

Wyniki przedstawione w pracy mają zastosowanie zarówno dla ruchu kolejowego, jak i samochodowego. Dla samochodów omówione metody są już znane, ale również na tym polu zastosowań istnieje nadal wiele interesujących problemów do badań, np. zastosowanie akcelerometrów i żyroskopów do wspomagania odczytów GPS. Dla składów kolejowych proponowane rozwiązanie jest nowe, szczególnie dla ruchu kolejowego w Polsce.

new requirements and will need new management to improve safety, comfort and reliability.

The on-board diagnostic system presented in the paper is designed for an on-line monitoring and management in railroad and vehicle traffic. The main aim of this system is detection of critical situations in railroad traffic and performance of a full assessment of the risk of accident needed for a full knowledge of a current vehicle state [12, 17, 20, 21, 23].

A vehicle state is acquired by determining of its position, direction, accelerations, rotations, inclination, engine state etc. The corresponding data should contain information on the engine malfunctions, leaks, vibrations, geographical position, railroad conditions etc.

Accident control and management of traffic need special sophisticated methods for detection, prediction and recognition [11, 13, 20, 23, 24, 25]. In order to do this some special signal processing methods and approaches based on artificial intelligence should be applied (see e.g. [8, 11, 24, 13]). So far, they have mostly been used for vehicle motion control on highways and for modeling, prediction and prevention of railroad accidents.

A practical application of the GPS systems in accidents control and management of traffic should be realized together with the application of GIS systems [12, 13, 17, 19, 25]. This can give us the representation of a vehicle route on the map. In general, the combination of GIS and GPS data allows finding a vehicle position in the case of an accident and also gives additional information such as weather and rail condition. The significant task for GPS/GIS system is automatic vehicle location in accident management and fleet monitoring.

The GPS in railroad is mostly applied in the measurement of location and geometry of the railroad track. There are also many practical trials with application of GPS systems for accident management and fleet monitoring, e.g. [9, 20, 21].

It is worth underlining that artificial intelligence methods are often applied in determination of vehicle state and prediction of accidents. Such automatic incident detection systems used e.g. the Bayesian decision systems and artificial neural networks [11, 13, 23].

2. The on-board diagnostic system for vehicle state assessment

The general diagram of the proposed system is presented in Fig. 1. As one can find from Fig. 1 the main sensors considered and applied are:

- accelerometers – trajectory reconstruction and vibroacoustic diagnosis,
- GPS – position detection, trajectory reconstruction and velocity determination,
- gyroscopes – trajectory, tilts and rollovers reconstruction.

The analysis of signals registered by ORD devices is a very complex process [7, 10, 14, 15, 16]. It contains both high technology of signal recording and sophisticated algorithm and software for signal processing. One can

Transport kolejowy staje się ostatnio ważnym i coraz bardziej popularnym środkiem transportu. Będzie więc musiał w najbliższej przyszłości spełnić nowe wymagania i będzie potrzebował nowego zarządzania, aby zwiększyć bezpieczeństwo, komfort jazdy i niezawodność.

Opisany w pracy system diagnostyki pokładowej jest zaprojektowany do monitorowania i zarządzania "on-line" ruchem kolejowym i samochodowym. Głównym celem systemu jest wykrywanie krytycznych sytuacji w transporcie kolejowym, a do oceny ryzyka wypadków potrzebna jest wiedza o bieżącym stanie pojazdu [12, 17, 20, 21, 23].

Stan pojazdu jest dany przez określenie jego pozycji, kierunku ruchu, przyspieszeń, obrotów, nachyleń, stanu silnika itp. Odpowiednie dane powinny więc zawierać informacje o uszkodzeniach silnika, wyciekach, wibracjach, pozycji geograficznej, warunkach drogowych itp.

Do zarządzania ruchem i przewidywania wypadków potrzeba wyspecjalizowanych metod wykrywania, przewidywania i rozpoznawania [11, 13, 20, 23, 24, 25]. Do tego celu można zastosować metody przetwarzania sygnałów oraz niektóre wybrane metody bazujące na sztucznej inteligencji (np. [8, 11, 24, 13]). Zostały one już zastosowane do kontroli ruchu na autostradach oraz do modelowania, przewidywania i zapobiegania wypadkom drogowym.

Praktyczne zastosowanie systemów GPS do zarządzania ruchem i przewidywania wypadków powinno być realizowane razem z użyciem systemów GIS [12, 13, 17, 19, 25]. Daje to możliwość zaprezentowania trasy pojazdu na mapie. Ogólnie łączenie danych GIS i GPS pozwala znaleźć pozycję pojazdu, gdy doszło do wypadku oraz dostarczyć dodatkowej informacji na temat np. warunków pogodowych, stanu torowiska itp. Znaczącym zadaniem wypełnianym przez systemy GPS/GIS jest automatyczna lokalizacja pojazdu w zarządzaniu wypadkami oraz monitorowaniu floty pojazdów.

W kolejnictwie dotychczas GPS jest stosowany przede wszystkim do pomiarów położenia i geometrii szyn. Prowadzi się również dużo prób z zastosowaniem GPS do zarządzania wypadkami oraz monitorowania floty pojazdów [9, 20, 21].

Warto podkreślić, że do określenia stanu pojazdu oraz przewidywania wypadków często stosowane są metody sztucznej inteligencji. Wybrane systemy automatycznego wykrywania wypadków wykorzystują np. bayesowskie systemy decyzyjne albo sztuczne sieci neuronowe [11, 13, 23].

2. System diagnostyki pokładowej do oceny stanu pojazdu

Ogólny schemat zaproponowanego systemu jest pokazany na rys. 1. Z analizy rys. 1 wynika, że głównymi rozważanymi i stosowanymi czujnikami są:

- akcelerometry – rekonstrukcja trajektorii oraz diagnostyka bazująca na sygnałach wibroakustycznych,
- GPS – wykrywanie pozycji, rekonstrukcja trajektorii oraz określania prędkości pojazdu,
- żyroskopy – rekonstrukcja trajektorii, przechyłów i obrotów.

find here many interesting research problems and application of specialist signal processing methods (e.g. nonlinear methods) and artificial intelligence methods.

In the system presented in the paper, the main analysis mainly concerns signal processing methods applied into vibroacoustic signals. In this area, together with classic spectral methods that base on Fourier analysis, other methods were applied:

- nonlinear analysis (basing on deterministic chaos theory and on Takensa and Mañé theorem)
- short-time signal analysis (with application of pattern recognition techniques like clustering).

The initial aims in this area were misfire detection and detection of an engine state. Experiments were carried out on a Diesel locomotive engine and on one cylinder test engine and showed the dominant Lyapounov exponents were significantly higher for the case of misfire in comparison with the case with all cylinders working. A misfire was simulated by the disconnection of an injector in one cylinder of the engine. Two kinds of vibroacoustic signals were compared: an improper signal (misfire simulated by disconnection of one cylinder) and a proper signal (all cylinders operative) [1, 2, 4].

Other types of investigations were done based on the comparison of vibroacoustic signals taken from an engine before and after the repair of a Diesel locomotive. Periodic inspection repair included service of sub-assemblies and assemblies, partial disassembling and change of damaged or worn-out elements. The research object was a Diesel locomotive engine in a diagnostic station. The sensors were mounted on the engine body in the spots near the engine crankshaft bearing [6].

In this area short time methods showed significant differences between cluster centers in parameter space for signals before and after the repair. In turn, nonlinear methods showed that dominant Lyapunov exponents had higher values for signals after the repair and they distinguished between normal and 'worn out' engine state [3, 5].

The simplest diagnostic method was the use of single statistical parameters such as the mean, the moments, the median etc. Unfortunately the research with this method did not show significant results. The single parameter analysis was insufficient to perform a complete classification. The problem was solved using the SVM method. The experiments were done using SVM Classifier [18] with the use of C-SVM and nu-SVM algorithms. A comparison of SVM algorithms was based on the classification accuracy and at the current stage of the research both linear and radial kernels showed very big efficiency (even 100% in some cases). Generally, the SVM method has shown good results of classification of the vibroacoustic signals taken

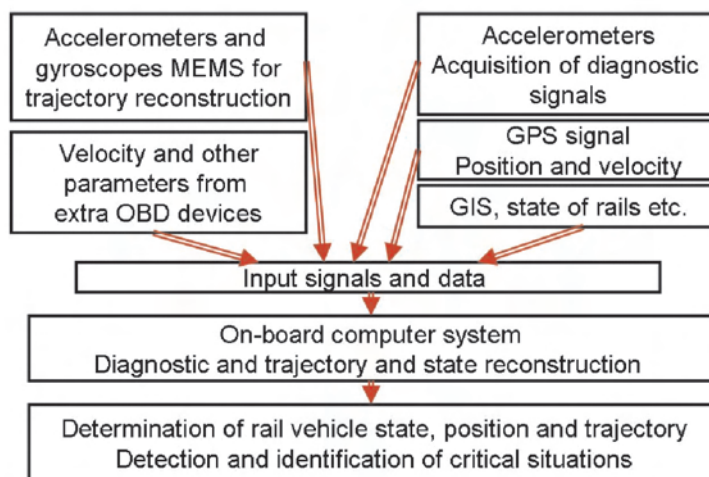


Fig. 1. General diagram of the proposed in the paper on-board diagnostic system for vehicle state assessment

Rys. 1. Ogólny schemat zaproponowanego systemu diagnostyki pokładowej do określania stanu pojazdu

Analiza sygnałów rejestrowanych przez urządzenie ORD jest skomplikowanym procesem [7, 10, 14, 15, 16]. Zawiera on zarówno zaawansowane technologicznie pozyskiwanie sygnału, jak i skomplikowane algorytmy i oprogramowanie do przetwarzania sygnałów. W tym zakresie można znaleźć wiele interesujących problemów badawczych i możliwość zastosowania specjalistycznych metod przetwarzania sygnałów (np. metod nieliniowych) oraz metod bazujących na sztucznej inteligencji.

W systemie zaproponowanym w niniejszej pracy główne metody analizy to metody przetwarzania sygnałów zastosowane do sygnału wibroakustycznego. W tym zakresie, obok klasycznych metod spektralnych bazujących na analizie Fouriera, zastosowano wybrane metody:

- analiza nieliniowa (bazująca na teorii chaosu deterministycznego i twierdzeniu Takensa i Mañé),
- analiza krótkoczasowa (z zastosowaniem technik rozpoznawania obrazów, takich jak grupowanie danych).

Początkowym celem badań była detekcja wypadania zapłonu oraz wykrywanie stanu silnika spalinowego. Eksperymenty przeprowadzone na silniku Diesla lokomotywy spalinowej oraz na 1-cylindrowym silniku badawczym pokazały, że maksymalne wykładniki Lapunowa miały znacząco wyższe wartości dla przypadku wypadania zapłonu niż dla przypadku, gdy wszystkie cylindry pracowały właściwie. Wypadanie zapłonu było symulowane przez odłączenie zasilania jednego cylindra. Dwa podstawowe rodzaje sygnałów wibroakustycznych były porównywane: sygnał niewłaściwy (wypadanie zapłonu symulowane odłączeniem cylindra) i sygnał właściwy (wszystkie cylindry pracują) [1, 2, 4].

Inny rodzaj badań był przeprowadzony na bazie porównania sygnałów wibroakustycznych zarejestrowanych z silnika Diesla lokomotywy spalinowej przed i po remoncie. Okresowy remont polegał na pełnym serwisie części układów oraz na wymianie elementów uszkodzonych lub zużytych. Obiektem badawczym był silnik Diesla lokomo-

from an engine before and after the repair [6, 8, 9, 22]. The results show the usefulness of the SVM method in the classification of diesel engine states. The only problem for these investigations is the recording of a greater amount of training data.

Another interesting problem in on-board recording system construction is the assessment of vehicle trajectory and its state using GPS technology together with inertial sensors. Generally, in practice one can find many systems applied for on-line detection of a vehicle state. They are called ORD (*On-Board Recording Devices*) systems, OBD (*On-Board Diagnostic*) systems, EDR (*Event Data Recorder*) systems or sometimes simply black box systems. They are used especially in cars and planes but so far there has been no such solution in railroad systems. Many of the considered solutions and concepts are not new but still they constitute here a very complex engineering task.

First experiments have shown that a trajectory reconstruction depends on the accuracy of position determination and precision of digital maps and satellite images.

In practice, each commercial GPS receiver uses communication protocol NMEA (*National Marine Electronics Association*). Usually, not all NMEA commands are implemented. Some NMEA announcements give the direction of velocity in degrees in a system of reference connected to the ground and a velocity module in km/h or knots. In NMEA binary mode there is access to additional information depending on the manufacturer and type of sensor, for example velocity vector components (along axes: longitudinal, latitudinal and vertical). The velocity is not usually determined from the calculation of the path over time but from the Doppler Effect.

First tests were conducted with a Telit GM862-GPS module with an evaluation kit EVK2 that has a built-in GPS receiver, GSM modem with GPRS technology and a Python script interpreter. It comprises only one 10-bit analogue input and the processing power of the unit is not very impressive, however is sufficient for simple tracking purposes, receiving, processing and answering text messages, e-mails and data transmitted via GPRS.

Then, some simple applets were written to tests suitability for vehicle tracking and remote diagnostics. For instance, gathered information is sent in a text message, in a response to an SMS containing valid password and one of the available commands. The SMS solution is not an optimum one for each application, so subsequently other means of available communication such as SMTP/POP3, TCP/IP, UDP protocols are to be evaluated and used.

The prototype of the designed recorder received a name of MEREX. MEREX uses a GPS sensor Garmin GPS16. Using of Garmin GPS16 enables producing more accurate position coordinates using differential corrections in the RTCM SC-104 standard with DGPS (*Differential Global Positioning System*) technology, which is an enhancement to GPS that uses a network of ground-based reference sta-

tywy spalinowej na stacji diagnostycznej. Czujniki były mocowane na korpusie silnika w miejscach odpowiadającychłożyskom wału korbowego [6].

W tych badaniach interesujące wyniki dały metody krótkoczasowe. Pokazały one znaczące różnice pomiędzy środkami grup w zakresie parametrów odpowiadających sygnałom przed i po naprawie. Z kolei metody nieliniowe pokazały, że maksymalne wykładniki Lapunowa miały wyższe wartości dla sygnału po naprawie i potrafiły rozróżnić stan silnika zużytego od pracującego normalnie [3, 5].

Najprostszą metodą diagnostyczną było zastosowanie pojedynczych parametrów statystycznych, takich jak średnia, momenty, mediana itp. Niestety, badania w tym zakresie nie przyniosły znaczących rezultatów. Analiza sygnałów za pomocą pojedynczych parametrów nie pozwoliła na przeprowadzanie pełnej klasyfikacji. Problem został rozwiązany dzięki zastosowaniu metody SVM. Odpowiednie eksperymenty i badania przeprowadzono z użyciem SVM Classifier [18], który wykorzystywał algorytmy C-SVM oraz nu-SVM. Porównanie różnych wersji algorytmów SVM oparto na dokładności klasyfikacji (ang. *classification accuracy*) i na aktualnym etapie badań zarówno liniowe, jak i radialne jądra dały bardzo wysoką sprawność (nawet 100% w niektórych przypadkach). Metoda SVM wykazała wysoką jakość klasyfikacji sygnałów zarejestrowanych na silniku przed i po naprawie [6, 8, 9, 22]. Ostateczne rezultaty pokazały użyteczność metody SVM do klasyfikacji stanów silnika spalinowego. Jedynym problemem zacytowanych badań jest ciągle mała liczba danych treningowych.

Innym interesującym i znaczącym zagadnieniem podczas konstrukcji i uruchamiania pokładowych systemów rejestrujących jest określanie trajektorii pojazdu i jego stanu na podstawie wskazań GPS oraz czujników bezwładnościowych. W praktyce można znaleźć wiele typów rozwiązań stosowanych do rejestrowania "on-line" stanu pojazdu. Są to tzw. systemy ORD (*On-Board Recording Devices*), OBD (*On-Board Diagnostic*), EDR (*Event Data Recorder*) lub po prostu systemy czarnych skrzynek. Używane są one przede wszystkim w samolotach i samochodach, ale do tej pory brak jest powszechnych rozwiązań tego typu na kolei. Tak więc wiele z rozważanych w tym artykule problemów nie jest całkiem nowych, ale cały czas stanowią one skomplikowane i istotne zadanie inżynierskie.

Pierwsze eksperymenty pokazały, że rekonstrukcja trajektorii zależy mocno od dokładności określenia pozycji oraz precyzji map cyfrowych i zdjęć satelitarnych.

W praktyce każdy komercyjny odbiornik GPS używa protokołu komunikacyjnego NMEA. Zwykle nie wszystkie komendy NMEA są wykorzystywane. Niektóre komunikaty NMEA podają informację o kierunku prędkości w stopniach, w układzie współrzędnym związanym z terenem oraz moduł prędkości w km/h lub węzłach. W binarnym trybie NMEA można znaleźć dostęp do dodatkowych informacji – zależnie od producenta oraz od typu czujnika, na przykład składowe wektora prędkości (wzdłuż osi równoleżnikowej, południkowej i pionowej). Warto podkreślić, że prędkość nie jest zwykle określana na podstawie obliczania przebytej drogi w czasie, ale na podstawie efektu Dopplera.

tions and RTK (*Real Time Kinematics*) technique based on the use of carrier phase measurements.

MEREX recorder has a color LCD display, foil keyboard, independent battery supply, SD/MMC memory card (16 GB), Atmel AVR32UC3A0512 processor. It gives a measurement of three accelerations in three perpendicular directions.

MEREX recorder allows a measurement, data acquisition and transmission to a PC computer by a built-in USB port. Additionally the standard GPS receiver can be connected to MEREX. The messages in the NMEA standard are recorded synchronously with the data from the inertia sensors.

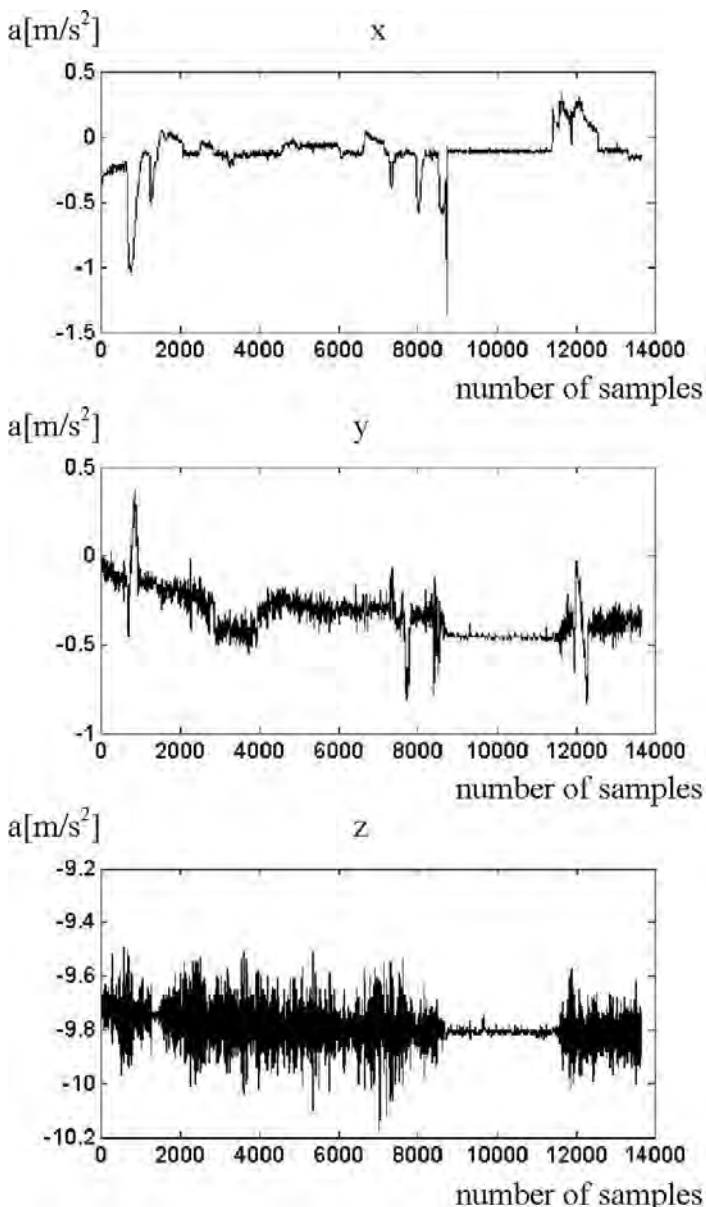


Fig. 2. Exemplary plots of acceleration in x, y and z directions. A recorder was placed in a passenger car of a fast train. A recorder was turned on during train moving and continued till stop and start from a station

Rys. 2. Przykładowe wykresy przyspieszenia w kierunkach x, y oraz z. Rejestrator był umieszczony w wagonie osobowym pociągu pociągu pociągu pociągu. Rejestrator włączono podczas ruchu pociągu, pomiar był kontynuowany podczas postoju na stacji i ponownego ruszenia

Pierwsze testy przeprowadzone zostały z modulem Telit GM862-GPS (wraz z zestawem EVK2), który ma wbudowany odbiornik GPS, modem GSM w technologii GPRS oraz interpreter skryptów Python. Ma on jedynie 10-bitowe wejście analogowe, a moc przetwarzania jednostki obliczeniowej nie jest najwyższa, jednak wystarcza do prostego śledzenia, do otrzymywania, przetwarzania i odpowiadania na wiadomości tekstowe, emaile oraz dane transmitowane techniką GPRS.

Następnie napisane zostały proste aplikacje w celu sprawdzenia przydatności do testowania śledzenia pojazdu i zdalnej diagnostyki. Na przykład, zgromadzona informacja była wysyłana w postaci wiadomości tekstowej w odpowiedzi na SMS zawierający ważne hasło i jedną z dostępnych komend. Rozwiązanie z użyciem SMS nie jest optymalne w wielu zastosowaniach, toteż inne dostępne środki komunikacji, takie jak protokoły SMTP/POP3, TCP/IP, UDP muszą być sprawdzone i zastosowane.

Prototyp zaprojektowanego rejestratora nazwano MEREX. Rejestrator MEREX wykorzystuje czujnik GPS typu Garmin GPS16. Użycie urządzenia Garmin GPS16 daje możliwość wyznaczenia bardziej dokładnych współrzędnych pozycji przy użyciu korekcji różnicowej w standardzie RTCM SC-104 w technologii DGPS (*Differential Global Positioning System*), która jest rozszerzeniem klasycznego GPS przez użycie naziemnej sieci stacji odniesienia oraz techniki RTK (*Real Time Kinematic*), która bazuje na użyciu pomiaru przeniesienia fazy.

Rejestrator MEREX ma kolorowy wyświetlacz LCD, foliową klawiaturę, niezależne zasilanie baterijne, kartę pamięci SD/MMC oraz procesor Atmel AVR32UC3A0512. Daje on pomiar przyspieszenia w trzech prostopadłych kierunkach przestrzennych.

Rejestrator MEREX pozwala na pomiar, zapamiętanie danych oraz ich transmisję do komputera PC przez wbudowany port USB. Do rejestratora można dodatkowo podłączyć standardowy odbiornik GPS. Komunikaty w standardzie NMEA są zapisywane synchronicznie razem z danymi z czujników bezwładnościowych.

MEREX używa karty MMC/SD i jest przystosowany do rejestracji sygnałów mierzonych przez moduł inercyjny (liniowe i kątowe przyspieszenia) oraz pozycji określanej przez podłączony czujnik GPS. Wiadomości generowane przez GPS opisujące bieżącą pozycję obiektu, jego prędkość i kierunek ruchu razem z danymi z modułu bezwładnościowego są zapisywane jako plik tekstowy.

Równocześnie z rejestracją trasy z użyciem GPS określano dodatkowe informacje opisujące dokładność określania pozycji (osłabienia precyzji VDOP, HDOP, PDOP oraz liczba satelitów).

Warto podkreślić, że pozyskiwane w eksperymentach sygnały żyroskopowe byłyby bezwartościowe

MEREX uses a MMC/SD card and ultimately registers signals measured by an inertial module (linear acceleration, angular acceleration) and position determined using the connected GPS sensor. The messages generated by the GPS describing the current position of an object, its velocity and movement direction together with the measurement data from the inertial module, are recorded as a text file

Registering of routes using GPS also gives some additional information describing position accuracy (dilution of precision VDOP, HDOP, PDOP and number of satellites).

The semiconductor gyroscope signals acquired in the experiments are worthless in reconstruction of the movement trajectory of vehicles without an application of special dedicated algorithms for the compensation of drift and temperature susceptibility.

A significant variability of integrated position readings is found of a motionless system of three gyroscopes ADIS16255. Depending on the temperature, after several hundred seconds the readings reach the value of a full turn 360° .

3. Results

The MEREX recorder can detect all excess accelerations and show the admissible values of accelerations on a railroad vehicle body in Poland (1.0 m/s^2 till 5.0 m/s^2 depending on vehicle type and measurement direction). The testing of the acceleration and position measurements of the rail vehicles was done. The tests included the traffic of a typical passenger train, shunting of railroad cars and the ride of a locomotive through crossovers (e.g. see Fig. 2).

The data from the MEREX recorder can be visualized and presented as a route on a map (see Fig. 3). The prepared scripts and software allow a conversion of text communications in NMEA standard from the GPS to a form which allows an easy visualization with the use of commonly applied formats and instruments such as Google Earth using KML/KMZ format, one of the most popular format of geo-information data.

4. Conclusions

The introductory investigations on the application of various ORD devices (accelerometers, MEMS gyroscopes, GPS) have shown a large complexity of sensors, circuit fitting and adjustments. The problem of finding a vehicle trajectory turns out to be quite complex, especially in the presence of exterior disturbances and a more complex type of motion.

In the area of on-board recording there are many important current and future problems to solve. One is a combination of the GPS and inertial modules data to produce relevant information. Cooperation of GPS and GIS is also



Fig. 3. The example of a route registration performed with MEREX recorder and GPS. After reaching a destination when starting, after 2–3 minute stop, some significant disturbances in GPS operation were observed

Rys. 3. Przykładowa rejestracja trasy przy użyciu rejestratora MEREX z GPS. Po osiągnięciu celu podróży podczas startu po 2–3-minutowym postoju zauważa się znaczące zakłócenia we wskazaniach GPS

dla rekonstrukcji trajektorii bez zastosowania specjalnych dedykowanych algorytmów do kompensacji dryftu i wrażliwości na zmiany temperatury. Jest to powodowane wielką zmiennością zintegrowanych odczytów pozycji nawet nieruchomego systemu trzech żyroskopów ADIS16255. Zależnie od temperatury po czasie kilkunastu sekund odczyty osiągną wartość pełnego obrotu, czyli 360° .

3. Wybrane rezultaty

Rejestrator MEREX jest w stanie rejestrować wszystkie przekroczenia wartości przyspieszenia i odtworzyć pełny zakres dopuszczalnych przyspieszeń dla pojazdu torowego w Polsce (od $1,0 \text{ m/s}^2$ do $5,0 \text{ m/s}^2$ zależnie od rodzaju pojazdu i kierunku pomiaru). Przeprowadzono testy pomiarów przyspieszenia i pozycji dla pojazdów szynowych. Testy obejmowały ruch typowego pociągu pasażerskiego, przetaczanie wagonów oraz jazdę lokomotywy przez rozjazdy (np. rys. 2).

Dane z rejestratora MEREX można wizualizować i pokazać jako trasę na mapie (rys. 3). Przygotowane skrypty i oprogramowanie pozwalają na przetworzenie tekstowych komunikatów w standardzie NMEA z GPS do postaci, która pozwala na łatwą wizualizację z użyciem powszechnie stosowanych formatów i instrumentów, takich jak Google Earth w formacie KML/KMZ, który jest jednym z bardziej popularnych formatów danych geo-informacyjnych.

4. Wnioski

Wstępne badania nad zastosowaniem różnych urządzeń ORD (akcelerometry, żyroskopy MEMS, GPS) pokazały wielką złożoność elektroniki (czujniki, dopasowanie i korekcja obwodów). Problem znajdowania trajektorii pojazdu okazał się skomplikowany, szczególnie ze względu na obecność zewnętrznych zakłóceń i bardziej złożonych rodzajów ruchu.

a problem and it can be solved using refined artificial intelligence methods. Full integration of signals from the inertia sensors, such as gyroscopes and accelerometers with the GPS system is all the time the core of the developed system. For sensor fusion algorithms there is a need to apply powerful microprocessors.

Generally, the presented results indicate the usefulness of the proposed methods for detecting critical situations and assessment of a vehicle state in railroad transportation.

The tests and the investigations in this matter are still continuing. The future aim is a full study and implementation of an on-board system for monitoring, management and detecting critical situations in railroad traffic.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

W zakresie badań nad pokładowymi rejestratorami jest ciągle wiele ważnych bieżących i przyszłych problemów do rozwiązania. Jednym z nich jest połączenie danych GPS oraz danych pochodzących z czujników bezwładnościowych. Również współpraca GPS z GIS może stanowić duży problem, którego rozwiązanie wymaga wyrafinowanych metod sztucznej inteligencji. Pełna integracja sygnałów z czujników bezwładnościowych, takich jak żyroskopy i akcelerometry ze wskazaniami GPS cały czas stanowi klucz do systemów rekonstrukcji trajektorii pojazdu. Algorytmy dokonujące fuzji danych wymagają stosowania mikroprocesorów dużej mocy.

Zaprezentowane wyniki wskazują na użyteczność zaproponowanej metody dla detekcji sytuacji krytycznych i oceny stanu pojazdu w transporcie, a w tym również w transporcie kolejowym.

Testy i badania w tym zakresie są ciągle kontynuowane. Celem przyszłym jest pełne studium i implementacja pokładowego systemu dla monitorowania, zarządzania i wykrywania krytycznych sytuacji w transporcie kolejowym.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

DGPS	Differential Global Positioning System/ <i>technika GPS zwiększonej dokładności</i>	ORD	On-Board Recording Devices/ <i>pokładowe urządzenie rejestrujące</i>
DOP	Dilution of precision/ <i>osłabienie precyzji</i>	PC	Personal Computer/ <i>komputer osobisty</i>
EDR	Event Data Recorder/ <i>rejestrator danych o wypadkach</i>	PDOP	Position Dilution of Precision/ <i>pozytywne osłabienie precyzji</i>
GIS	Geographical Information Systems/ <i>geograficzny system informacyjny</i>	RTCM	Radio Technical Commission for Maritime/ <i>standard transmisji poprawek różnicowych w systemie DGPS</i>
GPRS	General Packet Radio Service/ <i>technologia stosowana w sieciach komórkowych do pakietowego przesyłania danych</i>	RTK	Real Time Kinematic/ <i>technologia pomiarów GPS</i>
GPS	Global Positioning System/ <i>globalny system wyznaczania pozycji</i>	SD/MMC	Security Digital/Multimedia Card/ <i>standard karty pamięci</i>
HDOP	Horizontal Dilution of Precision/ <i>poziome osłabienie precyzji</i>	SMS	Short Message Service/ <i>usługa przesyłania krótkich wiadomości tekstowych</i>
KML/KMZ	Keyhole Markup Language/Keyhole Markup Language/ <i>język wykorzystywany w opisie danych geograficznych</i>	SMTP/POP3	Simple Mail Transfer Protocol/Post Office Protocol version 3/ <i>protokół komunikacyjny używany przy przesyłaniu emaili</i>
LCD	Liquid Crystal Display/ <i>wyświetlacz ciekłokrystaliczny</i>	SVM	Support Vector Machine/ <i>maszyna wektorów wspierających</i>
MEMS	Micro Electro-Mechanical Systems/ <i>mikrosystemy elektromechaniczne</i>	TCP/IP	Transmission Control Protocol/Internet Protocol/ <i>model protokołów komunikacyjnych stosowany w Internecie</i>
NMEA	National Marine Electronics Association/ <i>standard komunikacyjny używany w GPS opublikowany przez National Marine Electronics Association z USA</i>	UDP	User Datagram Protocol/ <i>protokół internetowy</i>
OBD	On-Board Diagnostic Device/ <i>pokładowe urządzenie diagnostyczne</i>	USB	Universal Serial Bus/ <i>uniwersalna magistrala szeregową</i>
		VDOP	Vertical Dilution of Precision/ <i> pionowe osłabienie precyzji</i>

Acknowledgments

Praca była finansowana z pracy badawczej No N509 047 32/3308

Podziękowania

Praca była finansowana z pracy badawczej No N509 047 32/3308

Bibliography/Literatura

- [1] Abarbanel H.D.I.: Analysis of observed chaotic data, Springer 1996.
- [2] Boguś P., Merksiz J., Grzeszczyk R., Mazurek S.: Nonlinear analysis of combustion engine vibroacoustic signals for misfire detection. SAE Technical Paper Series 2003-01-0354.
- [3] Boguś P., Lewandowska K.: Short-time signal analysis using pattern recognition methods. Artificial Intelligence and Soft Computing ICAISC 2004, LNAI Lecture Notes in Artificial Intelligence, vol. 3070, Springer, pp. 550-555, 2004.
- [4] Boguś P., Merksiz J.: Misfire Detection of locomotive diesel engine by nonlinear analysis. Mechanical Systems and Signal Processing vol. 19, pp. 881-899, 2005.
- [5] Boguś P., Merksiz J.: Short time analysis of combustion engine vibroacoustic signals with using pattern recognition techniques. SAE Technical Paper Series 2005-01-2529.
- [6] Boguś P., Sienicki A., Wojciechowska E., Merksiz J.: The Comparison of vibroacoustic signals taken from an engine before and after repair. Combustion Engines, vol. 2007-SC3 – PTNSS, pp. 300-306, 2007.
- [7] Boguś P., Merksiz J., Mazurek S., Grzeszczyk R.: Detection of critical situations in rail transport using ORD motion parameters. Proceedings of the 10th International Conference on Application of Advanced Technologies in Transportation, Athens, Greece, May 28th – 30st, pp. 1-10, 2008.
- [8] Boguś P., Merksiz J., Mazurek S.: The prospect of artificial intelligence methods in identification and prevention of critical railroad accidents. Computational Intelligence: Methods and Applications, EXIT, Warsaw, pp. 445-453, 2008.
- [9] Boguś P., Merksiz J., Idzior M., Grzeszczyk R.: Detecting critical situations in railroad traffic through on-board diagnostic system. Proceedings of The 14th World Multi-Conference on Systemics, Cybernetics and Informatics. June 29th – July 2nd, 2010 – Orlando, Florida, USA. Volume II, pp.56-61, 2010.
- [10] Boguś P., Grzeszczyk R.: Uncovering and detection of dail dehicle state using GPS and other on-board recorders. Pojazdy Szynowe, No 2, pp. 13-23, 2010 (in Polish).
- [11] Gao X.Z., Ovaska S.J.: Soft computing methods in motor fault diagnosis. Applied Soft Computing, vol. 1, pp. 73-81, 2001.
- [12] Hegyi F., Mookerjee A.K.: GIS and GPS based asset management for Road and Railroad Transportation Systems in India. 6th Annual International Conference, Map India 2003, 28-30 January, 2003, New Delhi, India, 2003.
- [13] Kumar P., Reddy D., Singh V.: Intelligent transport system using GIS. 6th Annual International Conference, Map India 2003, 28-30 January, New Delhi, India, 2003.
- [14] Mening P., Coverdill C.: Transportation recorders on commercial vehicles. International Symposium on Transportation Recorders, Arlington, Virginia, 1999.
- [15] Merksiz J., Mazurek S.: On-board recording systems of cars. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2002.
- [16] Merksiz J., Boguś P., Wrona A.: Using signals of registered linear and angular acceleration to reconstruct the trajectory of vehicles' movement. 9th EAEC International Congress "European Automotive Industry Driving Global Changes", 16-18 June 2003-Paris, Paper No C203, 2003.
- [17] Mintsis G., Basbas G., Papaioannou P., Taxiltaris C., Tziavos I. N.: Application of GPS technology in the land transportation system. European Journal of Operational Research, vol. 152, pp. 399-409, 2004.
- [18] Pirooznia M., Deng Y.: SVM Classifier – a comprehensive java interface for support vector machine classification of microarray data. BMC Bioinformatics vol. 7, Suppl 4:S25, 2006.
- [19] Theiss A., Yen D.C., Ku C.Y.: Global positioning systems: an analysis of applications, current development and future implementations. Computer Standards and Interfaces vol. 27, pp. 89-100, 2005.
- [20] Thill J.C.: Geographic information systems for transportation in perspective. Transportation Researches, Part C, vol. 8, pp. 3-13, 2000.
- [21] Tyrell D.C.: Rail passenger equipment accidents and the evaluation of crashworthiness strategies. Proceeding of the Institution of Mechanical Engineering, Part F, Journal of Rail and Rapid Transit vol. 216, pp 2002, pp. 131-147, 2002.
- [22] L. Wang (ed.): Support vector machines: Theory and Applications, Springer-Verlag 2005.
- [23] Wootton J.R., Garcia-Ortiz A.: Intelligent transportation systems: a global perspective. Mathematical and Computer Modeling, vol. 22, pp. 259-268, 1995.
- [24] Yuan F., Cheu R.L.: Incident detection using support vector machines. Transportation Reserches, Part C, vol. 11, pp. 309-328, 2003.
- [25] Zito R., D'Este G., Taylor M.A.P.: Global Positioning System in the time domain: How useful a tool for intelligent vehicle-highway systems? Transportation Researches C vol. 3, pp. 193-209, 1995.

Piotr Boguś, DSc., DEng. – Head of Department of Physics and Biophysics of Medical University of Gdańsk, docent at Rail Vehicle Institute TABOR in Poznan.

Dr hab. inż. Piotr Boguś – kierownik Katedry i Zakładu Fizyki i Biofizyki Gdańskiego Uniwersytetu Medycznego, docent w Instytucie Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu.

e-mail: piotr.bogus@amg.gda.pl



Prof. Jerzy Merksiz, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Prof. Jerzy Merksiz – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl



Rafał Grzeszczyk, DEng. – director of Automex sp. z o.o., Gdansk.

Dr inż. Rafał Grzeszczyk – dyrektor Automex sp. z o.o., Gdańsk.

e-mail: rafal.grzeszczyk@automex.pl



Adam Wrona, DEng. – financial director of Automex Sp o. o. in Gdansk.

Dr inż. Adam Wrona – zastępca dyrektora ds. technicznych Automex sp. z o. o., Gdańsk.

e-mail: adam.wrona@automex.pl



Adaptive search for a PEM fuel cell maximum net power

Supply method of the fuel cell cathode side significantly affects the durability and efficiency of the hydrogen energy conversion. A fuel cell is a stochastic object. The paper presents air flow control of the PEM fuel cell in order to find and hold the maximum value of the net power produced by the fuel cell stack, regardless of changes of the parameters of the object of control and its outer environment. The Application of an adaptive extremum control with bi-parameter identification provide automatic adjustment of the parameters of a controller to the changing characteristics of an object. The adaptive algorithm contains a number of variables and signals that support the estimation process. The quality and speed of finding an optimal point depends on their values.

Key words: PEM fuel cell, adaptive control, control algorithm

Adaptacyjne poszukiwanie optimum mocy netto systemu ogni w paliwowych PEM

Sposób zasilania w tlen strony katodowej ogniwa paliwowego istotnie wpływa na jego żywotność i efektywność wykorzystania energii chemicznej wodoru. Ogniwo paliwowe jest obiektem stochastycznym. W artykule opisano sterowanie powietrzem zasilającym ogniwo w celu określenia i stabilizacji pracy systemu w punkcie maksymalnej mocy netto bez względu na zmieniające się właściwości ogniwa paliwowego i jego otoczenia. Zastosowanie adaptacyjnego sterowania ekstremalnego z identyfikacją dwuparametryczną umożliwia dostosowanie się algorytmu sterowania do aktualnej charakterystyki ogniwa paliwowego. W algorytmie adaptacyjnym istnieje wiele zmiennych i sygnałów wspomagających proces estymacji. Jak wykazano w artykule od ich wartości zależy jakość i szybkość odnajdywania punktu optymalnego.

Słowa kluczowe: ogniwo paliwowe PEM, sterowanie adaptacyjne, algorytm sterujący

1. Introduction

Nowadays in every area of life, we can see aspirations for enhancing the productivity, efficiency and better use of feedstock to produce all kinds of products. These trends are of great importance in an energy sector. As a result of shrinking fuel resources, people are forced to use them economically. In recent decades, scientists have discovered many methods of efficient use of energy. However, even more important than better and cheaper technologies are revolutionary trends in designing hardware of common use thanks to which technical innovations are combined together and applied in practice. An example of such a facility is the Nexa fuel cell system that combines the latest achievements in fuel cells, brushless DC engines and effective control.

Furthermore, it turns out that fuel cell systems can be optimized to obtain maximum efficiency. This can be done in many ways. Proper selection of components to build such a system and their effective control enable these objectives to be achieved. This work will present the results of the impact of airflow on the power generated by the PEM fuel cell. The argument that using an adaptation function in a fuel cell control algorithm helps find an operating point with maximum net power will be demonstrated, too. This means the best use of the chemical energy contained in fuel.

2. The idea of the fuel cells air supply control

The supply of oxygen to the cathode is one of the key factors in effective fuel cell control. When current is drawn from a fuel cell, the air supply system should replace the reacted oxygen. Otherwise the cathode will suffer from oxygen starvation, which damages the stack and limits the power

1. Wprowadzenie

W każdej dziedzinie życia można obecnie zaobserwować dążenia związane ze zwiększaniem wydajności, sprawności czy lepszym wykorzystaniem substratów do produkcji wszelkiego rodzaju wyrobów. Tendencje te mają ogromne znaczenie w sektorze energetycznym. Na skutek kurczenia się zasobów paliw kopalnianych ludzie są zmuszeni do oszczędnego korzystania z nich. W ciągu ostatnich kilkadziesiąt lat naukowcy odkryli wiele metod efektywnego wykorzystywania energii. Jednak jeszcze większe znaczenie niż coraz lepsze i tańsze technologie mają rewolucyjne trendy w projektowaniu sprzętu powszechnego użytku, dzięki którym techniczne nowinki są ze sobą łączone i stosowane w praktyce. Przykładem takiego obiektu jest system ogni w paliwowych Nexa łączący najnowsze osiągnięcia w dziedzinie ogni w paliwowych, silników bezszczotkowych prądu stałego i efektywnego sterowania.

Jak się okazuje, również systemy ogni w paliwowych można optymalizować w celu uzyskiwania jak największej sprawności. Można to czynić wieloma sposobami. Odpowiedni dobór komponentów do budowy takiego systemu oraz efektywne sterowanie nimi umożliwiają realizację takich celów. W tej pracy będą przedstawione wyniki badań wpływu wydatku powietrza na moc generowaną przez ogniwo paliwowe typu PEM. Będzie udowodniona również teza, że wprowadzenie do algorytmu sterowania ogni w paliwowym funkcji adaptacji pozwala na odnalezienie punktu pracy z maksymalną mocą netto. Oznacza to najlepsze wykorzystanie energii chemicznej zawartej w paliwie.

response of the fuel cell. Also, adequate water management is very important for performance and safe operation of the fuel cell [4]. The solution to this problem is to humidify air, hydrogen or both of these components before entering the fuel cell. Airflow functions as an internal cooling system. All this testifies to the immense role played by an air supply system in fuel cells. Optimizing airflow conditions can contribute to improving the system performance increasing power and life.

While a receiver is supplied with power by the fuel cell stack, i.e. the reactions in the fuel cells proceed, the oxygen from the air supplied to fuel cell cathode is consumed. Let us define the momentary air excess coefficient λ as:

$$\lambda = \frac{W_{\text{air,in}}}{W_{\text{air,reacted}}} [-] \quad (1)$$

where $W_{\text{air,in}}$ is the supplied air flow measured by means of a volumetric flow meter. $W_{\text{air,reacted}}$ is the useful airflow, actually needed for chemical reactions, calculated on the basis of the produced current I_{st} and the following electrochemical equation:

$$W_{\text{air,reacted}} = \frac{M_{\text{air}}}{q_{\text{O}_2}} \cdot \frac{nI_{\text{st}}}{F \cdot 4} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (2)$$

$$W_{\text{air,reacted,NEXA}} = 1,68 \cdot 10^{-5} \cdot I_{\text{st}} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = 0,86 \cdot I_{\text{st}} \quad [\text{slpm}]$$

where n is the number of cells in the fuel cell stack, F is the Faraday's constant (96485 C), M_{air} is molar mass of the air, and q_{O_2} is the volume fraction of oxygen in the air.

The hydrogen and air supply in a complete fuel cell system still remains one of the most important problems to be solved before launching vehicles powered by fuel cells into the market. A freestanding stack of fuel cells has got very good performance characteristics, but if the required airflow and its pressure are not provided, these properties will never be achieved in vehicle applications. Moreover, the air supply system based on an electric motor/compressor system brings a great load into the efficiency of the entire fuel cell system [3]. Thus, optimization of work in an electric motor/compressor system, and particularly the strategy of control in such a system, is an essential condition to commercialize fuel cell powered vehicles.

For high-pressure cells, the optimal value of an air excess coefficient λ is independent of a cell load degree. Pukrushpan [2] examined the impact of an air excess coefficient on the net power of high-pressure cells (Fig. 1). For certain stack current, the stack voltage increases with increasing airflow rate to the stack since the cathode oxygen partial pressure increases. High oxygen excess ratio, and thus high oxygen partial pressure, improves P_{st} and P_{net} . However, after an optimum value of λ_{O_2} , further increase will cause excessive increase of compressor power and, thus deteriorate the system net power. Air compressor power consumption P_{cm} was the only parasitic loss considered in this study

2. Idea sterowania zasilaniem powietrzem ogniw paliwowych

Zasilanie w tlen katody ogniwa paliwowego jest jednym z kluczy do sukcesu w efektywnym sterowaniu ogniwem paliwowym. Wynika to z wielu zadań, jakie pełni powietrze w układach tego typu. Kiedy prąd jest pobierany z ogniwa, konieczne jest, aby system zasilania w powietrze szybko uzupełniał zużyty tlen. W przeciwnym razie katoda ogniwa ucierpi w wyniku nadmiernego zubożenia w tlen, które może przyczynić się do jej uszkodzenia i w ten sposób do ograniczenia mocy wytwarzanej przez ogniwo [4]. Także odpowiednia gospodarka wodna jest bardzo ważna ze względu na osiągi i bezpieczną pracę ogniwa. Rozwiązaniem tego problemu jest nawilżanie powietrza, wodoru lub obu tych składników przed wprowadzeniem ich do ogniwa paliwowego. Wraz z powietrzem zostaje odprowadzona z ogniwa do otoczenia część ciepła wydzielanego w egzotermicznych reakcjach w nim zachodzących. Wszystko to świadczy o ogromnej roli, jaką pełni układ zasilania w powietrze w ogniwach paliwowych. Optymalizując warunki przepływu powietrza, można przyczynić się do poprawy osiągnięć systemu (zwiększyć moc, przedłużyć trwałość ogniwa).

Podczas poboru prądu elektrycznego z ogniwa paliwowego wykorzystywany jest tlen zasilający katodę. Wprowadzamy zatem pojęcie chwilowego współczynnika nadmiaru powietrza λ – wzór (1).

Wartość wydatku powietrza na wlocie do katody $W_{\text{pow,wlot}}$ może być zmierzona za pomocą objętościowego przepływomierza powietrza.

Wartość powietrza potrzebnego do reakcji $W_{\text{pow,reakcji}}$ jest obliczana z natężenia prądu stosu I_{st} za pomocą elektrochemicznego równania (2), gdzie: n – liczba ogniw w stosie, F – liczba Faraday'a (96485 C), M_{pow} – masa molowa powietrza, q_{O_2} – objętościowy udział tlenu w powietrzu.

Zasilanie wodorem i powietrzem kompletnego systemu ogniw paliwowych ciągle pozostaje jednym z najważniejszych problemów do rozwiązania przed wprowadzeniem na rynki komercyjnych pojazdów zasilanych ogniwami paliwowymi. Wolnostojący stos ogniw paliwowych ma bardzo korzystne charakterystyki osiągnięć, ale gdy wymagany przepływ powietrza i jego ciśnienie nie są zapewnione, te właściwości nigdy nie będą osiągnięte w samochodowym zastosowaniu. Ponadto, system zasilania powietrzem oparty na zespole silnik/sprężarka wnosi duże obciążenie do sprawności całego systemu ogniw paliwowych [3]. Tak więc optymalizacja pracy zespołu silnik/sprężarka, a szczególnie strategia sterowania takim zespołem, stanowi niezbędną warunek komercjalizacji pojazdów zasilanych ogniwami paliwowymi.

Dla ogniw wysokociśnieniowych optymalna wartość współczynnika nadmiaru powietrza λ jest niezależna od stopnia obciążenia ogniwa. Pukrushpan [2] wykonał badania wpływu współczynnika nadmiaru powietrza na moc netto ogniwa wysokociśnieniowego (rys. 1). Duży wydatek powietrza, a w wyniku tego wysoka wartość współczynnika λ , poprawia moc stosu ogniw P_{st} i moc netto P_{net} . Jednak po przekroczeniu optymalnej wartości następuje bardzo szybki

$$P_{net} = P_{st} - P_{cm} \quad (3)$$

The author concluded that the optimal air excess coefficient is $\lambda_{O_2} = 2$ for a selected compressor and applied a single parametric control to regulate it for such a value in all system load conditions.

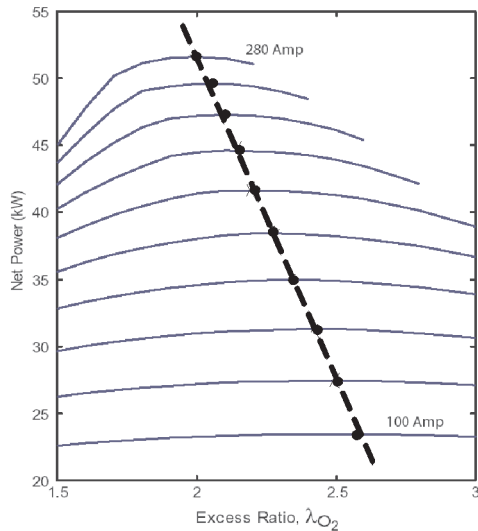


Fig. 1. System net power at different stack current and oxygen excess ratio [3]

Rys. 1. Zależność mocy netto ogniwa wysokociśnieniowego od współczynnika nadmiaru tlenu [3]

For the low-pressure cells, there is no information in the literature about the optimal values of an air excess coefficient from the viewpoint of net power and about the impact of a load on an optimum value. This encouraged the author to make an effort to clarify the issue.

4. Test stand description

The object of research was a Nexa fuel cell module (1.2 kW net power) placed in the Mechanical Department at the University of Trieste (Italy). In order to control the air output of the pump, a master-slave controller was constructed. A sub-controller, co-operating with the brushless motor speed regulator to change the air pump output, was introduced into the system to facilitate the tests. In parallel, another brushless motor was connected to the original controller's output. This solution enabled the researchers to test a variety of airflow control methods regardless of the procedures coded in the original controller (Fig. 2).

5. Low-pressure fuel cells net power characteristics

The experiment was carried out to answer the following questions:

- How does the fuel cell stack power (gross) increase as a result of increasing the airflow?
- How does the power necessary for an air pump drive increase as a result of increasing the airflow?

The responses will enable an obtainment of the characteristics of the dependency of the net power of the low-pressure

spadek P_{net} spowodowany zwiększonym zapotrzebowaniem mocy na napęd sprężarki P_{cm} . Zatem moc potrzebna do napędu sprężarki jest stratą bierną dla systemu ogniwo-paliwowych – równanie (3).

W niniejszym artykule uznano, że optymalny współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 2$ dla wybranej sprężarki i zastosowano sterowanie jednoparametryczne w celu regulacji na taką wartość we wszystkich warunkach obciążenia systemu.

W odniesieniu do ogniwo niskociśnieniowych brak jest informacji w literaturze o optymalnych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza z punktu widzenia mocy netto oraz o wpływie obciążenia na wartość optymalną. Dało to impuls do podjęcia wysiłku na rzecz wyjaśnienia tego problemu w niniejszej pracy.

4. Stanowisko badawcze

Obiektem badań był moduł ogniwo paliwowych Nexa o mocy 1,2 kW znajdujący się na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu w Trieście (Włochy). W celu przeprowadzenia badań wykonano sterownik badawczy, który współpracując z regulatorem prędkości obrotowej silnika bezszczotkowego, zmieniał wydatek sprężarki powietrza. W tym samym czasie do wyjścia sterującego sterownika oryginalnego podłączono inny silnik bezszczotkowy. Takie rozwiązanie umożliwiło testowanie różnych metod sterowania wydatkiem powietrza bez względu na procedury zapisane na stałe w pamięci sterownika oryginalnego (rys. 2).

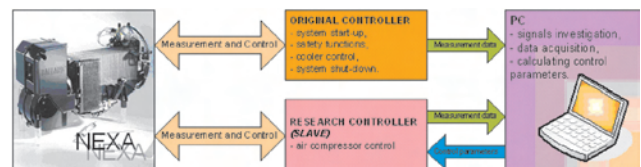


Fig. 2. The test bed information flow diagram

Rys. 2. Schemat przepływu informacji na stanowisku badawczym

5. Charakterystyka mocy netto niskociśnieniowego ogniwo paliwowego

Eksperyment przeprowadzono w celu znalezienia odpowiedzi na pytania:

- Jak zwiększa się moc stosu (brutto) ogniwo paliwowych wskutek zwiększenia strumienia przepływu powietrza?
- Jak zwiększa się moc potrzebna do napędu dmuchawy wskutek zwiększenia strumienia przepływu powietrza?

Na podstawie odpowiedzi możliwe będzie uzyskanie charakterystyki zależności mocy netto niskociśnieniowego ogniwo paliwowego typu PEM od współczynnika nadmiaru powietrza dla różnych obciążeń prądowych (rys. 3).

W wyniku badań eksperymentalnych wykonano charakterystykę wrażliwości generowanego przez niskociśnieniowe ogniwo paliwowe napięcia od wartości strumienia przepływającego powietrza dla różnych poziomów obciążenia prądowego systemu (rys. 4).

Nieznany również pozostaje model strat na napęd dmuchawy (silnika elektrycznego jak i samej dmuchawy), zwłaszcza w kontekście metod zasilania takiego silnika.

PEM fuel cell on an air excess coefficient at different current loads (Fig. 3).

Basing on the experimental testing the most important characteristics of the fuel cell system were prepared (Fig. 4).

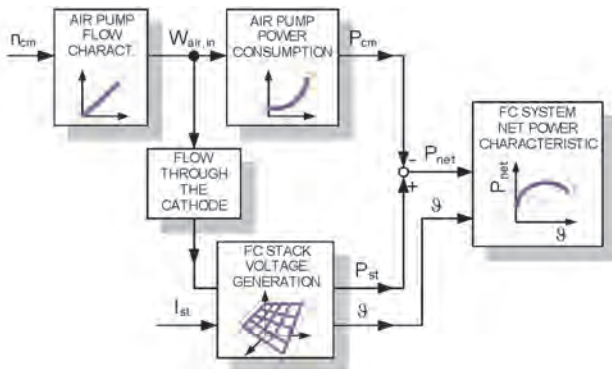


Fig. 3. Fuel cell stack block diagram

Rys. 3. Schemat blokowy stosu ogniwo paliwowych

The loss model of a pump drive (both in an electric motor and the pump itself), especially in the context of the methods used to power such an engine, also remains unknown. Designing a test controller that cooperates with a rotational speed controller in a brushless pump motor, enabled to prepare the air pump power consumption characteristics depending on the airflow rate (Fig. 5).

The above results concerning the comparison of the power consumption by the brushless motor that operates with two different regulators make us aware of the reserve inherent in the effective control of different devices. The power consumption includes a regulator supply, too. The research regulator is commonly used in model-making and has been optimized for the power obtained and energy consumption. For this purpose, the PWM technique (Pulse Width Modulation) was used to control the sequences of the brushless engine. The original Nexa system controller does not use such a technique.

The results of tests [9, 10] indicated that for each stack current there exist optimal λ by which maximal net power is obtained (Fig. 6). The research shows that the reactions occurring in a fuel cell need several times more air than is apparent from the theoretical demand.

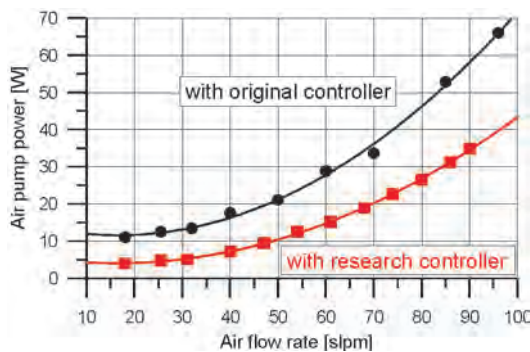


Fig. 5. Power consumed by air pump – electric motor group

Rys. 5. Zależność mocy pobieranej przez silnik pompy powietrza od wydatku powietrza

Wykonanie sterownika badawczego współpracującego z regulatorem prędkości obrotowej silnika bezszczotkowego dmuchawy powietrza umożliwiło wykonanie charakterystyki poboru mocy przez ten silnik w zależności od wydatku (rys. 5).

Przedstawione wyniki porównania poboru mocy przez silnik bezszczotkowy pracujący z dwoma różnymi regulatorami uświadamiają rezerwy tkwiące w efektywnym sterowaniu różnymi urządzeniami. Pobór mocy uwzględnia również zasilanie regulatora. Regulator badawczy jest powszechnie używany w modelarstwie i został zoptymalizowany pod kątem osiągniętej mocy i zużycia energii. W tym celu zastosowano w nim technikę PWM (zmiennego wypełnienia cyklu) w sterowaniu sekwencjami silnika bezszczotkowego. Regulator oryginalny systemu Nexa nie wykorzystuje takiej techniki.

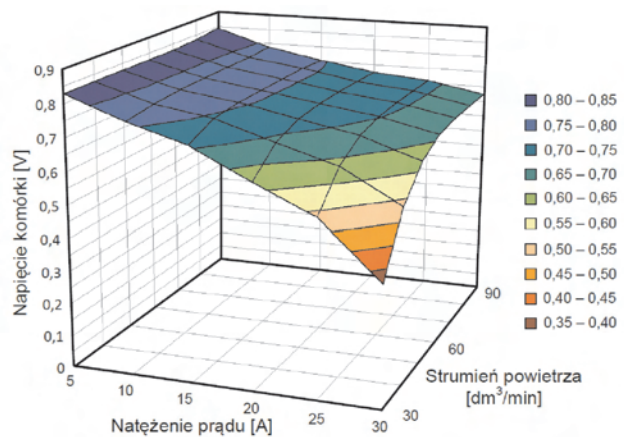


Fig. 4. Polarization surface of the fuel cell system

Rys. 4. Płaszczyzna polaryzacji systemu ogniwo [9]

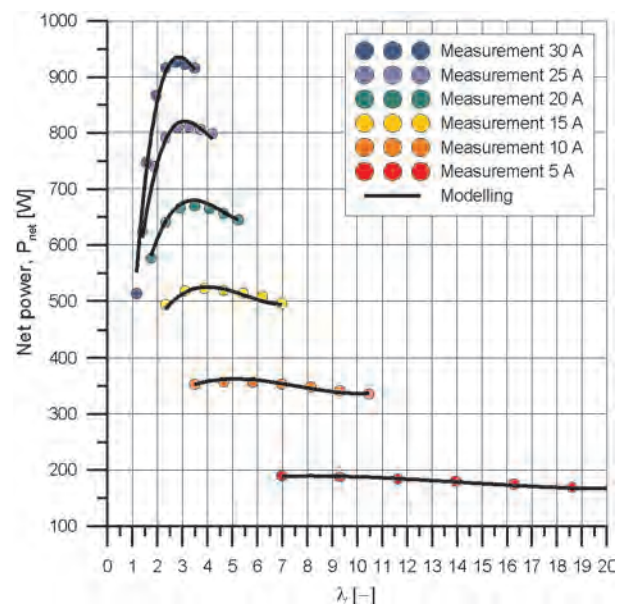


Fig. 6. The fuel cell stack system net power at different stack current and air excess coefficient λ

Rys. 6. Zależność mocy netto systemu ogniwo paliwowych od współczynnika nadmiaru powietrza λ dla różnych obciążeń [9]

6. Adaptive algorithm

The use of adaptive control with biparametrical identification enables us to adapt the control algorithm for an object, e.g. a particular copy of a fuel cell [6–8]. Therefore, such a control is called adaptive. Adaptation is needed when a designer, being uncertain, was not able to design an algorithm so that it could act optimally for a specific object and disturbances, or when an object changes and the data adopted during a design phase cease to be valid after a time.

Adaptive control represents an attempt to solve the problem of a quick returning of the controller [1] (Fig. 7). Thus, the aim of the adaptive control is to determine and maintain the top net power of the stack in any conditions of its operation, regardless of changes of the parameters of the object of control and its outer environment.

In this paper the fuel cell stack net power model is represented in the following relationship:

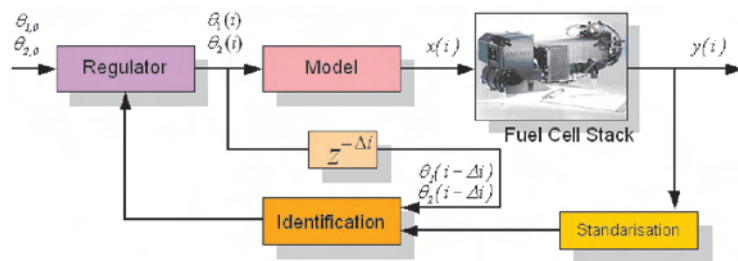


Fig. 7. Fuel cell stack adaptive control flowchart

Rys. 7. Schemat adaptacyjnego sterowania ogniwem paliwowym

$$x_{opt} = -\frac{\theta_1}{2 \cdot \theta_2} \quad (4)$$

In this part of paper we will use the following descriptions: $y = P_{net}$, $x = W_{air,in}$.

The purpose of the algorithm is to determine (estimate) the value of θ_1 and θ_2 that ensure that a maximum net power is reached (Fig. 8).

For such a fuel cell stack model, the calculation of an adaptive control system is as follows:

$$x(i) = -\frac{\theta_1(i-1)}{2 \cdot \theta_2(i-1)} + \zeta(\text{RND} - 0.5) \quad (5)$$

This is an estimate of the extremum location to which a perturbation signal is added (RND – random signal and ζ is perturbation signal).

If the characteristics of the system quality is modeled by a polynomial quadratic equation (3) the incremental method is very helpful – Fig. 9. A beneficial side effect of using the incremental method is that it removes one of the unknown parameters (y); this leaves just two parameters to estimate and makes the recursive estimation fast and more compact [5].

Badania wykazały [9, 10], że dla poszczególnych poziomów obciążenia prądowego stosu ogniwi istnieje optymalna wartość strumienia powietrza, której odpowiada maksimum mocy netto (rys. 6). Z badań wynika, że do reakcji zachodzących w ogniwie paliwowym konieczne jest dostarczenie o wiele więcej powietrza niż to wynika z teoretycznego zapotrzebowania.

6. Algorytm adaptacyjny

Zastosowanie adaptacyjnego sterowania ekstremalnego z identyfikacją dwuparametryczną umożliwia dostosowanie algorytmu sterowania do obiektu, na przykład do konkretnego egzemplarza ogniwa paliwowego [6, 7, 8]. Dlatego sterowanie takie nazywa się adaptacyjnym. Adaptacja potrzebna jest wówczas, gdy z powodu niepewności projektant nie mógł zaprojektować algorytmu tak, by działał on w sposób optymalny dla konkretnego obiektu i zakłóceń lub gdy obiekt zmienia się i dane przyjęte na etapie projektowania po pewnym czasie przestają być aktualne.

Sterowanie adaptacyjne jest próbą rozwiązania problemu szybkiego przestrajania regulatora [1] – rys. 7. Zadaniem sterowania adaptacyjnego jest odnalezienie maksimum mocy netto systemu w każdych warunkach obciążenia, bez względu na zmieniające się właściwości zarówno samego systemu, jak i otoczenia zewnętrznego.

Model mocy netto wytwarzanej przez stos ogniwi paliwowych jest zapisany za pomocą zależności (3).

Zadaniem algorytmu sterowania jest wyznaczenie (estymacja) takich wartości współczynników θ_1 i θ_2 , które odpowiadają maksymalnej mocy netto (rys. 8) – wzór (4).

Na podstawie modelu obliczane jest sterowanie optymalne – równanie (5), gdzie: RND – wartość losowa z zakresu 0–1 o równym prawdopodobieństwie wystąpienia poszczególnych wartości, i – indeks kolejnych kroków czasowych, ζ – współczynnik wielkości zaburzania wielkości sterującej $x(i)$.

Gdy charakterystyka właściwości systemu jest modelowana przez równanie kwadratowe (3), bardzo pomocne jest skorzystanie z metody przyrostowej – rys. 9. Zastosowanie jej pozwala na zmniejszenie ilości niewiadomych

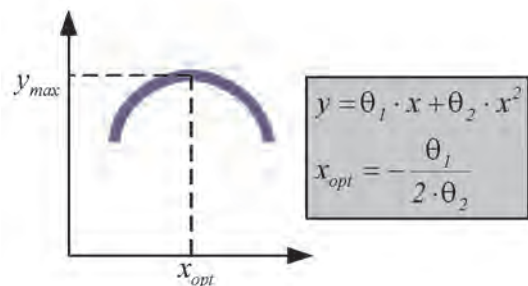


Fig. 8. Finding the maximum of exponential function of the second order

Rys. 8. Sposób wyznaczania maksimum funkcji wykładniczej drugiego stopnia

In he presented method (see also Fig. 9):

$$\Delta \hat{y}(i) = \hat{y}(i) - y(i-1) \quad (6)$$

$$\Delta x(i) = x(i) - x(i-1) \quad (7)$$

$$\Delta x^2(i) = x^2(i) - x^2(i-1) \quad (8)$$

The estimated result of the increment of the maximum net power in this step should obviously equal the desirable value:

$$\Delta \hat{y}(i) = \theta_1(i-1) \cdot \Delta x(i) + \theta_2(i-1) \cdot \Delta x^2(i) \quad (9)$$

The value of $\hat{y}(i)$ is obtained from a current model calculation:

$$\hat{y}(i) = y(i-1) + \theta_1(i-1) \cdot \Delta x(i) + \theta_2(i-1) \cdot \Delta x^2(i) + \zeta(\text{RND} - 0,5) \quad (10)$$

In the same time the real value $y(i)$ is measured. Control error is calculated on its basis:

$$e(i) = y(i) - \hat{y}(i) \quad (11)$$

and then, the “knowledge” of the adaptive system is updated:

$$\begin{aligned} L_1 &= P_{11}(i-1) \cdot x(i) + P_{12}(i-1) \cdot x^2(i) \\ L_2 &= P_{21}(i-1) \cdot x(i) + P_{22}(i-1) \cdot x^2(i) \end{aligned} \quad (12)$$

$$l = L_1 \cdot x(i) + L_2 \cdot x^2(i) \quad (13)$$

$$K_1 = \frac{L_1}{\beta + 1} \quad (14)$$

$$K_2 = \frac{L_2}{\beta + 1}$$

$$\begin{aligned} \theta_1(i) &= \theta_1(i-1) - K_1 \cdot e(i) \\ \theta_2(i) &= \theta_2(i-1) - K_2 \cdot e(i) \end{aligned} \quad (15)$$

$$P_{11}(i) = \frac{P_{11}(i-1) - \frac{L_1^2}{\beta + 1}}{\beta} \quad (16)$$

$$P_{12}(i) = \frac{P_{12}(i-1) - \frac{L_1 \cdot L_2}{\beta + 1}}{\beta}$$

$$P_{21}(i) = \frac{P_{21}(i-1) - \frac{L_1 \cdot L_2}{\beta + 1}}{\beta}$$

$$P_{22}(i) = \frac{P_{22}(i-1) - \frac{L_2^2}{\beta + 1}}{\beta}$$

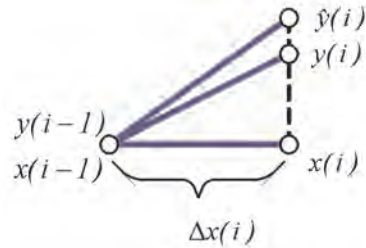


Fig. 9. Graphic presentation of the incremental method
Rys. 9. Zobrazowanie metody przyrostowej

występujących w równaniach algorytmu w porównaniu z metodą opartą na obliczeniach wartości absolutnych. W ten sposób wyeliminowana zostaje wartość absolutna mocy netto $y(i)$. To pozostawia już tylko dwa parametry do estymacji i sprawia, że rekursywna estymacja jest szybsza i bardziej skuteczna [5].

W metodzie tej przyrosty poszczególnych wartości można zapisać za pomocą zależności (6)–(8).

Po wykorzystaniu tych zależności szacowana jest moc efektywna (9) oraz wartość efektywna (10), gdzie: RND – sygnał zaburzający, który jest wartością losową z zakresu 0–1 o równym prawdopodobieństwie wystąpienia poszczególnych wartości.

Z pomiaru otrzymywana jest rzeczywista wartość $y(i)$. Następnie obliczany jest błąd szacowania (11) i przeskalowane są wartości K , L , P i θ według wzorów (12)–(16).

Na podstawie modelu wyznacza się sterowanie optymalne dla kolejnego kroku czasowego – równanie (17).

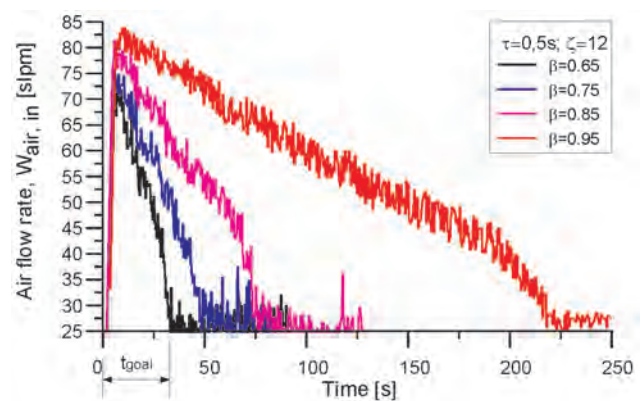


Fig. 10. Forgetting factor β influence on airflow estimation time t_{goal}
Rys. 10. Wpływ współczynnika β na szybkość regulacji t_{goal}

7. Wyniki badań

Badania polegały na zadaniu sterownikowi warunków początkowych θ_1 i θ_2 bardzo odległych od wartości optymalnych. Wywołało to zmianę prędkości obrotowej silnika elektrycznego dmuchawy na obroty odpowiadające bardzo dużym wydatkom powietrza (ponad 80 dm³/min). Z tego poziomu następowało stopniowe zmniejszanie prędkości obrotowej aż do uzyskania maksymalnej mocy dla zadanego poziomu obciążenia.

Basing on the model, the new optimal control for the next time step is calculated:

$$x(i+1) = -\frac{\theta_1(i)}{2 \cdot \theta_2(i)} + \zeta(\text{RND} - 0.5) \quad (17)$$

7. Experimental results

The experiment began with inputting values θ_1 and θ_2 that were far from values appropriate for the current working point. This enforced an increase of the air supply (above 80 l/min) i.e. increase of the air pump motor speed. Successively, the algorithm decreased the air supply to the level corresponding to the maximum power under said stack current.

The rate of finding of the optimal λ value depends mainly on the value of forgetting factor β which characterizes the operation of an adaptive algorithm (Fig. 10).

The time required by the algorithm to determine the optimal value of λ depends on forgetting factor β . Low value of forgetting factor β allows quick response to sudden change of load, but simultaneously causes reaction to noise – which results in instability under stable load. High value of forgetting factor β gives noise immunity but significantly increases time of reaction to sudden change of working conditions (Fig. 10). Therefore, the value of forgetting factor β must be a compromise between speed and stability (Fig. 11).

The adaptive algorithm has got many variables and signals that support an estimation process. The quality and speed of finding an optimal point depends on their values. These variables and signals include even a disturbing signal value (Fig. 12). In practice, these disturbances are necessary to ensure the sustainable stimulation of an estimation process. A measured noise and other disturbances occurring in a real research stand are too small to sustain the process of correct estimation. Learning the algorithm could be stopped with no additional disturbances to occur.

Also, the incidence of new control value generation affects the speed of system performance (Fig. 13). This value depends on the time constant of the entire fuel cell system, and this, in turn, on a current system state and environment conditions.

However, extreme control takes time to find optimal operating points. In the case of using step current load the system needs tens of seconds to adapt to new conditions (Fig. 14). If a fuel cell module cooperates with devices that have various current consumption, it causes a very significant loss of control. In order to reduce the time necessary for the adaptive algorithm to find a maximum net power point, one can use an array method (a static map) or dependency as a function that would include the approximate dependency of the position of an optimal point on the load. In this case,

Szybkość odnajdowania wartości optymalnej współczynnika λ zależy głównie od współczynnika szybkości uczenia się β , który charakteryzuje pracę algorytmu adaptacyjnego – rys. 10.

Wartość współczynnika β ma ogromny wpływ na właściwości regulatora a tym samym na jakość regulacji. Dla małej wartości β algorytm regulacji działa bardzo „nerwowo”, jednak czas potrzebny do odnalezienia optimum jest krótki. Praca układu z większymi współczynnikami β charakteryzuje się większą stabilnością i odpornością na wszelkiego rodzaju zakłócenia w stanach ustalonych (rys. 11). W stanach dynamicznych algorytmy te są wolniejsze, co skutkuje dłuższym okresem osiągnięcia stabilizacji.

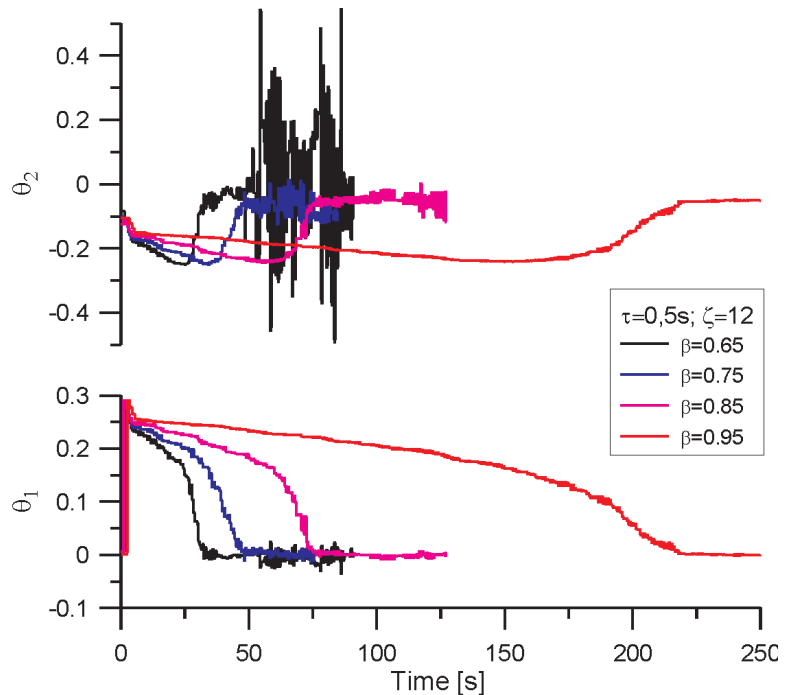


Fig. 11. Parameters estimation for an adaptive optimizer with two parameters

Rys. 11. Wpływ współczynnika β na stabilność estymowanych parametrów

W algorytmie adaptacyjnym istnieje wiele zmiennych i sygnałów wspomagających proces estymacji. Od ich wartości zależy jakość i szybkość odnajdywania punktu optymalnego. Można do nich zaliczyć chociażby wartość sygnału zaburzającego (rys. 12). W praktyce zaburzenia te są niezbędne w celu zapewnienia trwałego pobudzenia procesu estymacji. Szum pomiarowy i inne zakłócenia występujące na rzeczywistym stanowisku badawczym są zbyt małe by podtrzymać proces poprawnej estymacji. Bez dodatkowych zaburzeń procesu uczenia się algorytm mógłby zostać zatrzymany.

Także częstość generowania nowej wartości sterującej ma wpływ na szybkość działania układu (rys. 13). Ta wartość zależy od stałej czasowej całego systemu ogniwo paliwowych, zaś ta z kolei od aktualnego stanu systemu i warunków otoczenia.

Jednak sterowanie ekstremalne wymaga długiego czasu na odnalezienie optymalnych punktów pracy (rys. 14). Przy

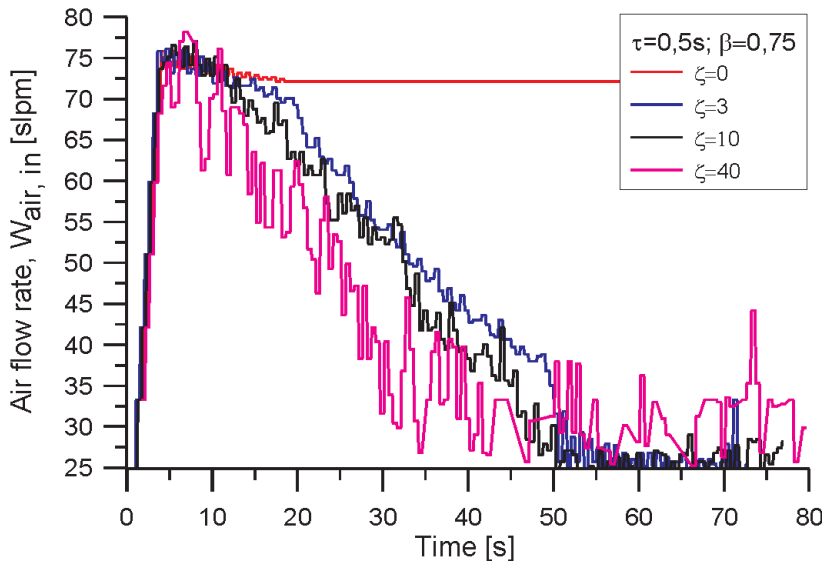


Fig. 12. Illustrating the improved tuning performance with variable test perturbation amplitude
 Rys. 12. Wpływ współczynnika wielkości zaburzenia ζ na szybkość regulacji

the algorithm does not have to cover the whole distance related to the change of load while identifying θ_1 and θ_2 parameters for all intermediate states. Its fine-tuning would already occur in a very narrow range of mass flow changes in an air blower.

The original system controls the mass flow of an air pump in an open loop, depending on the current load. This allows almost an immediate response by an air pump to a stroke of load (a time delay is about 1 second for a stroke within the range from idle to maximum speed). In this case, the author suggests updating the characteristics of the dependency of the air blower mass flow on the current charged from the cell. The first update would level the differences resulted from the discrepancies in the cell properties after leaving a production line. Subsequent updates performed, e.g. every 50 hours, would take into account object aging. The possibility of re-calibration when ambient conditions (temperature, pressure variation associated with the elevation above sea level and humidity) change is also assumed here. People using a fuel cell as portable (tourist) power generators would gain advantage from such an opportunity.

Characteristics updating would be a several minute test during which the system would calibrate algorithm parameters. The extreme control could be, of course, used for self-calibration. The open-loop control with the possibility of updating the mass flow in an air pump would enable a rapid system response in dynamic states and its work in the area very close to the maximum net power (obviously depending on the update characteristics frequency).

zastosowania skokowego obciążenia układ potrzebuje kilkadziesiąt sekund na przystosowanie się do nowych warunków. W przypadku pracy modułu ogniw paliwowych z urządzeniami, które charakteryzuje zmienny pobór prądu, powoduje to bardzo duże straty sterowania. W celu skrócenia czasu odnajdywania punktu z maksymalną mocą netto przez algorytm adaptacyjny można zastosować metodę tablicową (mapę) lub wprowadzenie zależności w postaci funkcji, która zawierałaby przybliżoną zależność położenia punktu optymalnego od obciążenia. W tej sytuacji algorytm nie musiałby pokonywać całej drogi związanej ze zmianą obciążenia, identyfikując parametry θ_1 i θ_2 dla wszystkich stanów pośrednich. Jego dostrojenie występowałoby już w bardzo niewielkim przedziale zmian wydatku dmuchawy powietrza.

System oryginalny steruje wydatkiem dmuchawy powietrza w pętli otwartej w zależności od obciążenia prądowego. Umożliwia to prawie natychmiastową odpowiedź dmuchawy na skok obciążenia (zwłoka czasowa wynosi ok. 1 s dla skoku od prędkości biegu jałowego do prędkości maksymalnej). W takiej sytuacji autor proponuje uaktualnianie charakterystyki zależności wydatku dmuchawy powietrza od pobieranego z ogniwa prądu. Pierwsza aktualizacja miałaby niwelować różnice wynikające z rozbieżności właściwości ogniwa po wyjściu z taśmy produkcyjnej. Kolejne aktualizacje przeprowadzane np. co 50 godzin pracy uwzględniałyby starzenie obiektu. Zakłada się także możliwość przeprowadzenia ponownej kalibracji podczas zmiany warunków otoczenia (temperatura, zmiana ciśnienia związana z położeniem nad poziomem morza, wilgotność). Ta ewentualność byłaby przydatna dla

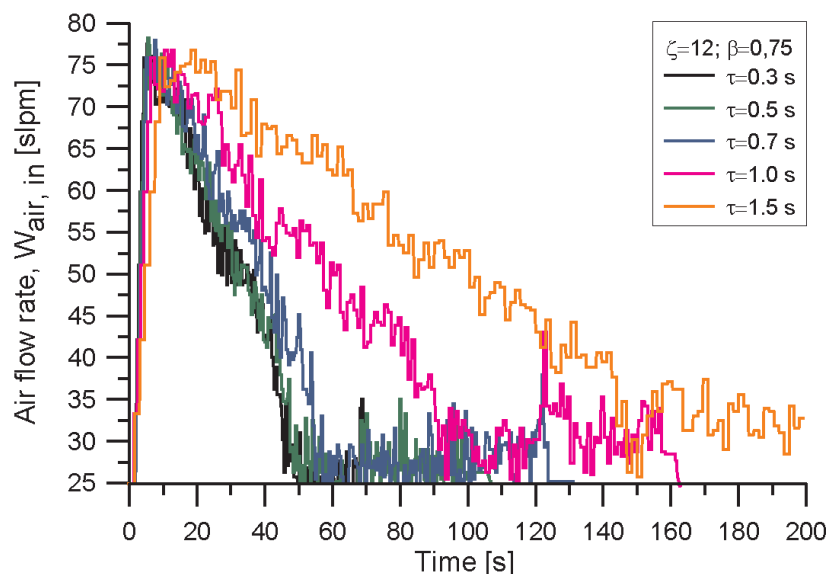


Fig. 13. Relationship between control step-time τ and lag of the controller response
 Rys. 13. Wpływ częstości generowania nowej wartości sterującej τ na szybkość regulacji

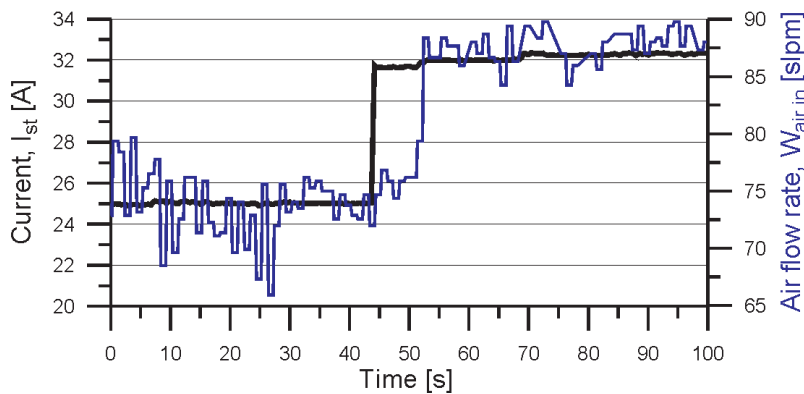


Fig. 14. Adaptive system response for positive current jump 25–32 A for $\beta = 0.75$

Rys. 14. Odpowiedź systemu na skok obciążenia 25–32 A dla $\beta = 0,75$

8. Conclusion

In the paper airflow control of the PEM fuel cell was presented in order to find and hold the maximal value of the net power produced by the fuel cell stack, regardless of the changes of the parameters of the object of control and its ambient environment. The application of an adaptive extremum control with bi-parameter identification provides automatic adjustment of the parameters of a controller to the changing characteristics of an object. The adaptive algorithm contains a number of variables and signals that support the estimation process. The quality and speed of finding of an optimal point depends on their values.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

8. Podsumowanie

W artykule opisano sterowanie powietrzem zasilającym ogniwo w celu określenia i stabilizacji pracy systemu w punkcie maksymalnej mocy netto, bez względu na zmieniające się właściwości ogniwa paliwowego i jego otoczenia. Zastosowanie adaptacyjnego sterowania ekstremalnego z identyfikacją dwuparametryczną umożliwia dostosowanie się algorytmu sterowania do aktualnej charakterystyki ogniwa paliwowego. W algorytmie adaptacyjnym istnieje wiele zmiennych i sygnałów wspomagających proces estymacji. Jak wykazano w artykule, od ich wartości zależy jakość i szybkość odnajdywania punktu optymalnego.

Bibliography/Literatura

- [1] Niedźwiedzki M.: Identyfikacja niestacjonarnych obiektów losowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, Elektronika 69, Gdańsk 1990.
- [2] Pukrushpan J., Peng H., Stefanopoulou A.: Simulation and analysis of transient fuel cell system based on dynamic reactant flow model, Proceedings of IMECE'02, 2002 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, November 17-22, 2002, New Orleans, Louisiana, USA, IMECE2002-DSC-32051.
- [3] Tekin M., Hissel D., Pera M., Kauffmann J.: Energy consumption reduction of a PEM fuel cell motor-compressor group thanks to efficient control laws, Journal of Power Sources, 156 (2006), 57-63.
- [4] Vahidi A., Stefanopoulou A., Peng H.: Model Predictive Control for Starvation Prevention in a Hybrid Fuel Cell System, IEEE Proceedings of 2004 American Control Conference, 2004.
- [5] Wellstead P.E., Scotson P.G.: Self-tuning extremum control, IEE Proceedings, Vol. 137, Pt. D, No. 3, May 1990.
- [6] Wendeker M., Taccani R., Malek A., Czarnigowski J.: Adaptive control of the fuel cell system, International Conference HY-POTHESES V, 7-10 September 2003, Porto Conte, Sardinia, Italy, 717-726, 2003.
- [7] Wendeker M., Malek A., Czarnigowski J., Taccani R., Boulet P., Breaban F.: Adaptive airflow control of the PEM fuel cell system, SAE 2007-01-1212. 2007 JSAE/SAE International Fuels & Lubricants Meeting, 23-26.07.2007, Kyoto, Japan.
- [8] Zhong Z., Huo H., Zhu X., Cao G., Ren Y.: Adaptive maximum power point tracking control of fuel cell power plants, Journal of Power Sources, 176, 259-269 (2008).
- [9] Małek A.: Sterowanie przepływem powietrza w niskociśnieniowym ogniwie paliwowym typu PEM. Rozprawa doktorska, Politechnika Lubelska, Lublin 2010.
- [10] Małek A., Wendeker M.: Ogniwa paliwowe typu PEM – teoria i praktyka. Politechnika Lubelska, Lublin 2010.

Małek Arkadiusz, DEng. – doctor in the College of Enterprise and Administration in Lublin, researcher in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology,

Dr inż. Arkadiusz Małek – wykładowca w Wyższej Szkole Przedsiębiorczości i Administracji w Lublinie, pracownik naukowy na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: arkadiusz.malek@wp.pl



The on-road exhaust emissions characteristics of SUV vehicles fitted with diesel engines

The paper presents the results of on-road exhaust emission tests of Sport Utility Vehicles fitted with diesel engines, and a DPF (diesel particulate filter). Under such conditions the authors could determine the actual vehicle emissions. The tests were performed on a road portion of a hundred kilometers or so – these tests provide information on the on-road emissions and are a basis for their ecological evaluation. For the measurement of the exhaust emissions the authors used a portable exhaust emissions analyzer SEMTECH DS by Sensors Inc. The analyzer measured the concentration of the exhaust components at the same time measuring the exhaust mass flow. The measurements of the particulate matter (mass, number and spectral distribution) were done with the use of particle analyzer by AVL and a mass spectrometer by TSI. The obtained data were used to calculate the relations that characterize the influence of the dynamic engine parameters on the exhaust emissions. These properties were taken into account indirectly using the whole range of speeds and accelerations of the vehicle for the preparation of the matrices of the emissions rate. The used data were averaged within individual speed and acceleration ranges thus obtaining the characteristics of the share of operation in individual ranges and the characteristics of the emission matrices of the individual emission components. The above results served for defining of the emission level indicator of the vehicles that can be used for classification of vehicle fleet in terms of their emission level.

Key words: on-road tests, exhaust emissions, ecology

Charakterystyka emisyjności pojazdów kategorii SUV z silnikami ZS w rzeczywistych warunkach ruchu

W artykule przedstawiono wyniki badań emisyjnych samochodów kategorii SUV (Sport Utility Vehicle) z silnikami ZS, wyposażonych w filtr cząstek stałych w warunkach drogowych – w takich warunkach można uzyskać informację o rzeczywistej ich emisji. Testy wykonywano na odcinku stu kilkudziesięciu kilometrów podczas rzeczywistych warunków jazdy – zawierają one informację o eksploatacyjnej emisyjności pojazdów i są podstawą do ekologicznej ich oceny. Do pomiarów stężenia związków toksycznych wykorzystano mobilny analizator do badań toksyczności SEMTECH DS firmy Sensors Inc. Analizator umożliwiał pomiar stężenia związków szkodliwych, mierząc jednocześnie masowe natężenie spalin. Pomiar emisji cząstek stałych (masy, liczby i rozkładu widmowego) wykonano z wykorzystaniem analizatora cząstek stałych firmy AVL oraz spektrometru masowego firmy TSI. Uzyskane dane posłużyły do opracowania zależności, które charakteryzują wpływ dynamicznych właściwości silnika na emisję związków szkodliwych. Właściwości te uwzględniono w sposób pośredni, wykorzystując przedział całego zakresu prędkości oraz zakresu przyspieszenia pojazdu do wykonania macierzy natężenia emisji. Wykorzystane dane uśredniono w ramach poszczególnych przedziałów prędkości i przyspieszenia, otrzymując charakterystykę udziału pracy pojazdu w poszczególnych przedziałach oraz charakterystyki macierzy emisji poszczególnych związków szkodliwych. Powyższe wyniki posłużyły do zdefiniowania wskaźnika emisyjności pojazdów, który można wykorzystać do klasyfikacji flot pojazdów pod względem emisji związków toksycznych.

Słowa kluczowe: badania drogowe, emisja spalin, ekologiczność pojazdów

1. Introduction

Currently a trend has been seen of global treatment of the environmental perils from the automotive industry. The regulations permitting the vehicle to drive on roads (homologations and production conformity), periodical inspections of the vehicle technical condition and other legal acts directly or indirectly related to the production, use and disposal of used up civilization products treat the environmental issues in a complex way. In the previous years in individual countries there were different inspection and testing systems related to the exhaust emissions yet for some time now there has been a far reaching unification going on [3, 7, 9].

The growing number of vehicles in the world and the resultant natural environment pollution leads to a growth

1. Wprowadzenie

Obecnie zauważa się tendencję do globalnego traktowania zagrożeń środowiska ze strony motoryzacji. Przepisy zezwalające na dopuszczenie pojazdów do użytkowania (badania homologacyjne i zgodności produkcji), okresowe badania kontroli stanu technicznego oraz pozostałe akty prawne związane bezpośrednio i pośrednio z produkcją, użytkowaniem i zagospodarowaniem zużytych wytworów cywilizacji, traktują zagadnienia ochrony środowiska w sposób kompleksowy. Na przestrzeni minionych lat w poszczególnych państwach istniały różne systemy badań i kontroli emisji spalin z silników samochodowych, jednak od pewnego czasu następuje w tym zakresie daleko posunięta unifikacja [3, 7, 9].

in the emission related requirements. Current level of technology advancement in all the fields of industry including transport results in a growth of the requirements for the emission measurement devices. In order for these requirements to be fulfilled to comply with the ever-changing regulations a concentration of industry became necessary in this matter. The exhaust emission tests are a sophisticated process. Modern analyzers of the emissions require special laboratory conditions and the homologation procedures comprise tests on chassis and engine dynamometers that do not entirely reflect the emissions under real operating conditions. The latest results of on-road tests show that in relation to some exhaust components the emission is higher by several hundred percent for both the gaseous compounds and [1–5, 15] particulate matter [6, 8, 10, 11]. Hence, we can see a trend attempting at a formalization and enforcement of the on-road emission testing.

2. Methodology of research

The aim of the tests was a verification of the emission level of vehicles in the category of SUV (Sport Utility Vehicle) fitted with diesel engines, Euro 4/Euro 5 compliant under real traffic conditions. At the same time the tests were an attempt to develop an on-board exhaust emission measurement system. The determining of the on-road emission level and comparing it with the standards allowed a determination of the emission indicator. The obtained emission indicator served as an answer to the question whether the emissions under traffic conditions are comparable to the emissions obtained in the homologation tests. At the same time it is a verification of the conditions of the performance of the homologation test and the real traffic conditions.

The measurement of the on-road exhaust emission was performed under real traffic conditions: urban drive (share in the whole test – 13%), extra urban (42%), freeway (45%) in the province of Wielkopolska (Fig. 1). The route profile differed in terms of elevation above the sea level and the maximum difference was 55 meters. Two vehicles were tested for which the drives were repeated three times. The differences in the values in the subsequent trials did not exceed 5% of the average value. The tests consisted in the measurement of the exhaust components (CO, HC, NO_x and particulate matter for each vehicle) and then with the use of the GPS and OBD data the road emission of each exhaust component was determined.

The object of the investigations were vehicles (Fig. 2) whose drivetrain characteristics has been presented in Table 1. They are characterized with different emission standards, which resulted from the use of a DPF filter or its lack. Despite difference in the curb weight and engine capacity the common feature of the selected vehicles was the value of the volumetric power output indicator that amounted to approximately 50 kW/dm³.

Rosnąca liczba pojazdów na świecie i związane z tym zanieczyszczenie środowiska naturalnego powodują wzrost wymagań w zakresie emisji szkodliwych składników spalin. Obecny stopień zaawansowania techniki i technologii we wszystkich dziedzinach przemysłu, w tym również we wszelkich rodzajach transportu, powoduje wzrost wymagań odnośnie do produkcji urządzeń do pomiarów emisji spalin. Aby te wymagania mogły być spełniane w stopniu koniecznym do zmieniających się okresowo przepisów, konieczna stała się koncentracja przemysłu w tej dziedzinie. Badania emisji toksycznych składników spalin są procesem skomplikowanym. Obecne analizatory do pomiaru emisji wymagają szczególnych warunków laboratoryjnych, a procedury homologacyjne obejmują testy na hamowniach silnikowych i podwoziowych, które jednak nie odzwierciedlają emisji w rzeczywistych warunkach eksploatacji. Najnowsze wyniki badań prowadzonych w warunkach rzeczywistych ukazują, że w odniesieniu do niektórych składników toksycznych spalin emisja ta jest większa o kilkaset procent zarówno związków gazowych [1–5, 15], jak i cząstek stałych [6, 8, 10, 11]. W związku z powyższym dostrzegalny jest trend usankcjonowania pomiaru emisji w warunkach rzeczywistej eksploatacji pojazdów.

2. Metodyka badań

Celem badań była weryfikacja emisyjności pojazdów kategorii SUV (*Sport Utility Vehicle*) z silnikami ZS, spełniających normę Euro 4/Euro 5, podczas rzeczywistych warunków ruchu drogowego. Jednocześnie badania były próbą stworzenia pokładowego systemu pomiarowego związków szkodliwych. Wyznaczenie emisyjności w warunkach drogowych i porównanie jej z wartościami normatywnymi, pozwoliło na określenie wskaźnika emisyjności. Wyznaczony wskaźnik emisyjności posłużył do odpowiedzi na pytanie: czy emisja w warunkach drogowych jest porównywalna z emisją uzyskiwaną podczas testu homologacyjnego. Jednocześnie jest to weryfikacja warunków wykonywania testu homologacyjnego i warunków rzeczywistych ruchu pojazdów.

Pomiarów emisyjności w warunkach drogowych dokonano w rzeczywistych warunkach ruchu: jazda miejska (udział w całości testu – 13%), pozamiejska (42%), autostradowa (45%) na terenie województwa wielkopolskiego (rys. 1). Profil drogi był zróżnicowany pod względem wysokości



Fig. 1. The route (marked) used for the testing of the exhaust emissions
Rys. 1. Zaznaczona trasa wykorzystana do badania emisyjności pojazdów



Fig. 2. Exhaust emission analyzers fitted in vehicles A and B during the tests
 Rys. 2. Analizatory spalin zamontowane w pojazdach A i B podczas badań

Table 1. Technical specifications of the vehicles used in the tests
 Tabela 1. Charakterystyka pojazdów wykorzystanych w badaniach

Parameters/parametry obiektów	Unit/jednostka	Vehicle A/pojazd A	Vehicle B/pojazd B
Type of engine /aspiration/rodzaj silnika/ zasilania	–	Diesel/turbocharged/ ZS/doladowany	Diesel/turbocharged/ ZS/ doladowany
Capacity/pojemność silnika	dm ³	2.2	2.0
Number of cylinders/liczba cylindrów	–	4	4
Power output/moc	kW/(rpm)	110/3600	103/4200
Torque/moment obrotowy	N·m/(rpm)	340/2000–2800	320/1750–2500
Volumetric power output indicator/ objętościowy wskaźnik mocy	kW/dm ³	50	51.5
Vehicle curb weight/masa własna pojazdu	kg	1590	1550
Aftertreatment /Euro standard/system oczysz- czania spalin/norma spalin	–	oxycat /Euro 4/ reaktor utleniający/Euro 4	oxycat, DPF /Euro 5/reaktor utleniają- cy, filtr cząstek stałych/Euro 5
Vehicle mileage/przebieg pojazdu	km	15 000	2000
Diagnostic system/system diagnostyczny		EOBD/CAN 2.0/b	EOBD/CAN 2.0/b

For the measurement of the exhaust emissions the authors used a portable exhaust emissions analyzer SEMTECH DS by Sensors Inc. (tab. 2). The analyzer enables a meas-

n.p.m., a maksymalna różnica wynosiła 55 m. Badania dotyczyły dwóch pojazdów, dla których przejazdy powtarzano trzykrotnie. Różnice wartości w kolejnych próbach

urement of the concentration s of the exhaust components (CO, HC, NO_x, CO₂) and a mass flow of the exhaust gases. The exhaust gases introduced into the analyzer through a measuring probe maintaining the temperature of 191 °C are filtered out of the particulate matter (diesel engines only) and directed to the flame ionization detector where the measurement of hydrocarbons takes place. The exhaust gases are cooled down to the temperature of 4 °C and the concentration of nitric oxides is measured (non-dispersive ultraviolet-measuring both nitrogen monoxide and nitrogen dioxide). At the end the concentration of carbon monoxide and carbon dioxide (non-dispersive infrared method) and oxygen (electrochemical) are measured. The data from the GPS and OBD can be fed directly to the central unit of the analyzer.

In the tests the authors measured the exhaust emissions and also, for comparison, recorded data from the on-board diagnostics such as engine speed, engine load and vehicle speed. Some of these signals served for the determination of the time density map of the engine share of operation under traffic conditions. The GPS signal; was used for the visualization of the obtained data.

For the measurement of particulate matter the authors used a portable analyzer by AVL 483 (Micro Soot Sensor) that enables a continuous measurement of PM in diluted exhaust gases. The principle of operation of this device uses a photoacoustic method that allows a measurement of PM starting from the value of 5 µg/m³. The measurement of PM (the device measures the carbon part of the particle) with the photoacoustic method consists in a significant absorption of the laser light by the soot particles. This results in a periodical (interchanging) heating and cooling of the working gas (change in the pressure in the measurement chamber) and the generated sound wave is recorded by the microphones. The basic technical specifications of the analyzer have been shown in Table 3.

nie przekraczały 5% wartości średniej. Badania polegały na pomiarze stężenia związków szkodliwych (CO, HC, NO_x oraz cząstek stałych dla każdego pojazdu), a następnie z wykorzystaniem danych z systemu lokalizacji pojazdu GPS oraz systemu diagnostycznego określono emisję drogową każdego związku.

Obiektem badań były pojazdy (rys. 2), których charakterystykę jednostek napędowych przedstawiono w tab. 1. Charakteryzowały się one spełnieniem różnych norm toksyczności spalin, co wynikało m.in. z zastosowania filtra cząstek stałych lub jego braku. Pomimo różnic w masach własnych pojazdów i pojemności silników, cechą wspólną tak wybranych pojazdów była wartość objętościowego wskaźnika mocy, który dla wybranych pojazdów wynosił ok. 50 kW/dm₃.

Do pomiarów stężenia związków toksycznych wykorzystano mobilny analizator do badań toksyczności SEMTECH DS firmy Sensors Inc. (tab. 2). Analizator umożliwił pomiar stężenia związków szkodliwych (CO, HC, NO_x, CO₂) oraz jednocześnie masowego natężenia przepływu spalin. Gazy spalinowe wprowadzane do analizatora za pomocą sondy pomiarowej utrzymującej temperaturę 191 °C są filtrowane z cząstek stałych (dla silników ZS) i kierowane do analizatora płomieniowo-jonizacyjnego, w którym następuje pomiar stężenia węglowodorów. Następnie spaliny są schładzane do temperatury 4 °C i wykonywany jest pomiar stężenia tlenków azotu (metodą niedyspersyjną z wykorzystaniem promieniowania ultrafioletowego, umożliwiającą jednoczesny pomiar tlenku azotu i dwutlenku azotu). Na końcu następuje pomiar stężenia tlenku węgla i dwutlenku węgla (metodą niedyspersyjną z wykorzystaniem promieniowania podczerwonego) oraz tlenu (analizatorem elektrochemicznym). Do jednostki centralnej analizatora można doprowadzić dane przesyłane bezpośrednio z systemu diagnostycznego pojazdu oraz wykorzystać sygnał lokalizacji GPS.

Table 2. Technical specifications of the portable exhaust emission analyzer – SEMTECH DS [11]

Tabela 2. Charakterystyka mobilnego analizatora spalin SEMTECH DS [11]

Parameter/parametr	Measurement method/metoda pomiaru	Accuracy/dokładność
1. Exhaust component concentration/stężenie związków w spalinach CO HC NO _x = (NO + NO ₂) CO ₂ O ₂	NDIR analyzer/analizator, measurement range/zakres pomiarowy 0–10% FID analyzer/analizator, range/zakres 0–10 000 ppm NDUV analyzer/analizator, range/zakres 0–3000 ppm NDIR analyzer/analizator, range/zakres 0–20% Electrochemical analyzer/analizator elektrochemiczny, range/zakres 0–20%	±3% of the measurement range/zakresu pomiaru ±2% of the measurement range/zakresu pomiaru ±3% of the measurement range/zakresu pomiaru ±3% of the measurement range/zakresu pomiaru ±1% of the measurement range/zakresu pomiaru
2. Exhaust gas flow/przepływ spalin	Mass flow rate/masowe natężenie przepływu T _{max} do 700 °C	±2.5% range/zakres ±1% range/zakres
3. Warm up time/czas nagrzewania	900 s	–
4. Response time/czas odpowiedzi	T ₉₀ < 1 s	–
5. Supported diagnostic systems/obsługiwane systemy diagnostyczne	SAE J1850/SAE J1979/SAE 15765 OBD: ISO, CAN, VPW, PWM	–

For the measurement of the particle size distribution (as a dependence of their diameter) a mass spectrometer by TSI Incorporated – 3090 EEPS (Engine Exhaust Particle Sizer™ Spectrometer) was used, whose parameters have been shown in table 4. The analyzer continuously measures the distribution of the PM size. It also measures the discrete range of particle diameter (from 5.6 to 560 nm) based on their different velocities. The range of the electrical motility of the particles changes exponentially and the measurement of the PM takes place with the frequency of 10 Hz.

The diluted exhaust gases of proper temperature were directed to the particle counter and mass spectrometer. Hence, the overall number of particles and the qualitative and quantitative distribution were given in each size range.

Table 3. Technical specifications of the PM analyzer AVL MSS 438 [13]

Tabela 3. Dane techniczne analizatora cząstek stałych AVL MSS 438 [13]

Parameter/parametr	Value/wartość
Measurement range/zakres pomiaru	0÷50 mg/m ³
Resolution/rozdzielczość	0.001 mg/m ³
Dilution rate/stożek rozcieńczenia	5000
Sample uptake/pobór próbki spalin	2 dm ³ /min
Device operating conditions/warunki pracy urządzenia	5÷45 °C, 0÷95% humidity/wilgotność

Table 4. Technical specifications of the mass spectrometer by TSI [14]

Tabela 4. Dane techniczne spektrometru masowego firmy TSI [14]

Parameter/parametr	Value/wartość
Sizes of measured particles/rozmiar mierzonych cząstek	5.6–560 nm
Number of measuring channels/liczba kanałów pomiarowych	16 channels per decade/kanałów na dekadę
Sample flow/przepływ próbki spalin	10 dm ³ /min
Sample temperature/temp. próbki	10–52 °C
Device operating temperature/temp. pracy urządzenia	0–40 °C

3. Test conditions

In order to confirm the similarity of the drives the operating conditions of the vehicles were compared during real traffic operation (Fig. 3). The drives were done on the same route but they were done in different directions. For vehicle A the speed (Fig. 3a) in the individual parts of the test was as follows: urban area – $V_{av} = 30$ km/h, intercity roads – $V_{av} = 70$ km/h, expressway $V_{av} = 115$ km/h. For vehicle B similar values were recorded (the differences did not exceed 10%).

From the comparison of the data presented in Fig. 3 it results that the drives were characterized by high similarity of the dynamic traffic conditions (the ranges of the occurrence of acceleration, steady vehicle speed, vehicle deceleration and coming to a full halt were compared). The results of the comparison shown in table 5 indicate that in both drives (the one without DPF, Euro 4, vehicle A and the one with DPF, Euro 5 marked B) the differences in the parameters are maximum 25% (the test duration differs by approximately 19%, steady vehicle speed by 24%, acceleration time by 2.5%).

W badaniach wykorzystano pomiary emisji związków toksycznych, a także w celach porównawczych rejestrowano sygnały z pokładowego systemu diagnostycznego, m.in. prędkość obrotową silnika, obciążenie oraz prędkość pojazdu. Niektóre z tych sygnałów posłużyły do określenia mapy gęstości czasowej udziału czasu stanu pracy pojazdu w warunkach rzeczywistej eksploatacji. Sygnał lokalizacji GPS wykorzystano do wizualizacji uzyskanych danych.

Do pomiaru masy cząstek stałych wykorzystano mobilny analizator AVL 483 Micro Soot Sensor umożliwiający ciągły pomiar stężenia cząstek stałych w rozcieńczonych spalinach. Zasada działania urządzenia wykorzystuje metodę fotoakustyczną i pozwala na pomiar cząstek stałych już od wartości 5 µg/m³. Pomiar cząstek stałych (urządzenie mierzy część węglową cząstki stałej) metodą fotoakustyczną polega na znacznej absorpcji modulowanego światła laserowego przez cząstki sadzy. Skutkuje to okresowym (przemianym) ogrzewaniem i chłodzeniem gazu nośnego (zmianą ciśnienia w komorze pomiarowej), a powstająca fala dźwiękowa jest rejestrowana przez mikrofony. Podstawowe dane techniczne analizatora przedstawiono tab. 3.

Do pomiaru rozkładu wielkości cząstek stałych (jako zależności od ich średnicy) wykorzystano spektrometr masowy firmy TSI Incorporated – 3090 EEPS (Engine Exhaust Particle Sizer™ Spectrometer), którego parametry techniczne zamieszczono w tab. 4. Analizator umożliwił ciągły pomiar rozkładu wielkości cząstek stałych emitowanych przez silnik badanego pojazdu. Umożliwił także pomiar dyskretnego zakresu średnic cząstek (od 5,6 do 560 nm) na podstawie zróżnicowanej ich prędkości. Zakres elektrycznej ruchliwości cząstek jest zmieniany wykładniczo, a pomiar wielkości cząstek stałych odbywa się z częstotliwością 10 Hz..

Rozcieńczone spaliny o odpowiedniej temperaturze były kierowane jednocześnie do licznika cząstek stałych i do spektrometru masowego. W związku z tym otrzymywano jednocześnie ogólną liczbę cząstek stałych, a także rozkład ilościowy w każdym przedziale wymiarowym.

3. Warunki testów badawczych

W celu stwierdzenia podobieństwa przejazdów porównano warunki pracy pojazdów podczas rzeczywistych warunków ruchu (rys. 3). Przejazdy były wykonywane na tej samej trasie, jednakże charakteryzowały się odwrotnym kierunkiem przejazdu. Dla pojazdu A prędkość przejazdu (rys. 3a) w poszczególnych częściach testu była następująca: miasto – $V_{sr} = 30$ km/h, droga międzymiastowa – $V_{sr} = 70$ km/h, autostrada $V_{sr} = 115$ km/h. Dla pojazdu B zanotowano podobne wartości (różnice nie przekraczały 10%).

Z porównania danych przedstawionych na rys. 3 wynika, że przejazdy charakteryzowały się dużym podobieństwem warunków dynamicznych ruchu (porównano zakresy występowania przyspieszenia, stałej prędkości jazdy, hamowania pojazdem oraz zatrzymania). Wyniki porównania zamieszczone w tab. 5 wskazują, że w obu przejazdach (zarówno pojazdem bez filtra cząstek stałych, spełniającego normę Euro 4 – dalej oznaczanego jako pojazd A, jak i pojazdem B – z filtrem cząstek stałych, spełniającym normę Euro 5), różnice w ich parametrach wynoszą maksymalnie do 25%

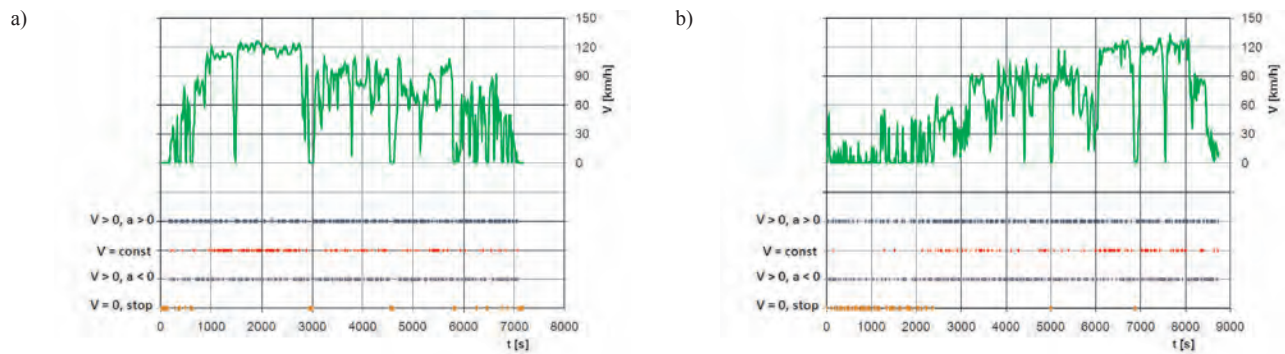


Fig. 3. Vehicle speed during the road tests: a) vehicle A no DPF fitted, emission standard Euro 4, b) vehicle B, DPF fitted, emission standard Euro 5
 Rys. 3. Prędkość pojazdów podczas badań drogowych: a) pojazd A bez filtra cząstek stałych, norma emisji spalin Euro 4, b) pojazd B z filtrem cząstek stałych, norma emisji spalin Euro 5

The highest difference was recorded for the time when the vehicles were stationary – that amounts to 33%.

It is noteworthy that an on-road test is a type of test where the lack of repeatability is not a disadvantage but a virtue that provides much more information as opposed to stationary tests. When comparing the emissions the authors did not attempt to precisely compare the vehicles but select the parameters for comparison that are objective and do not depend on the repeatability of the tests. Hence, the lack of the repeatability of the tests is characteristic of the real traffic conditions.

4. Analysis of the test results

The obtained data served to prepare the relations that characterize the influence of the dynamic engine properties on the exhaust emissions. Dynamic engine properties were indirectly taken into account, using the division of the whole range of speeds and accelerations under real traffic conditions to develop the matrices of emission intensity. The used data were averaged within the individual speed and acceleration

(czas trwania testu różni się o ok. 19%, prędkość stała o 24%, czas przyspieszania o 2,5%). Największą różnicę zanotowano dla czasu postoju pojazdów – wynosi ona 33%.

Należy zwrócić uwagę, że badania drogowe należą do badań, w których ich niepowtarzalność nie jest wadą, a wartością, która powoduje duży potencjał informacyjny. Porównując emisję, autorzy nie starali się porównywać w sposób dokładny pojazdów, lecz wybrać takie miary do porównania, które są obiektywne i nie zależą od niepowtarzalności testów. W związku z tym niepowtarzalność wyników jest cechą charakterystyczną warunków rzeczywistych użytkowania pojazdów.

4. Analiza wyników badań

Uzyskane dane posłużyły do opracowania zależności charakteryzujących wpływ dynamicznych właściwości silnika na emisję związków szkodliwych. Dynamiczne właściwości silnika uwzględniono w sposób pośredni, wykorzystując podział całego zakresu prędkości oraz zakresu przyspieszenia w rzeczywistych warunkach ruchu do wykonania macierzy natężenia emisji. Wykorzystane dane uśredniono w ramach poszczególnych przedziałów prędkości i przyspieszeń, otrzymując charakterystykę udziału pracy silnika w poszczególnych przedziałach oraz charakterystyki macierzy emisji poszczególnych związków szkodliwych. Największy udział pracy silnika w badanych warunkach ruchu przypada w obszarze biegu jałowego oraz średnich prędkości (20–40 m/s) dla stałej prędkości ($a = 0 \text{ m/s}^2$) (rys. 4).

Niepowtarzalność przejazdów uwidoczniła jest większym udziałem biegu jałowego dla pojazdu A – udział tego stanu w całkowitym teście wynosi ok. 10% (dla pojazdu jest to ok. 12%). Zbliżony (nie można uznać podobieństwa) jest także rozkład udziału czasu pracy dla większych prędkości pojazdu; dla pojazdu A jest on skupiony w zakresie 17–39 m/s, natomiast dla pojazdu B rozkład ten jest bardziej równomierny już od prędkości pojazdu 15 m/s.

Maksymalne natężenia emisji tlenku węgla (rys. 5), określone w miligramach na sekundę, rozłożone są w obszarze wszystkich wykorzystywanych prędkości pojazdu oraz jego przyspieszenia w zakresie od

Table 5. The characteristics of the tests (for the vehicle A and B drives)

Tabela 5. Charakterystyka testów badawczych (dla przejazdów pojazdami A i B)

Test parameters/pomiary testu	Vehicle A/ pojazd A	Vehicle B/ pojazd B	Relative difference/ różnica względna $k_j = \frac{\sum_t E_{rzecz,j}}{E_{norma,j}}$
Total time/ całkowity czas [s]	7183	8733	-19.5
Maximum speed/prędkość maksymalna [km/h]	125	133	-6.2
Average speed/prędkość średnia [km/h]	70.87	59.15	18.03
Length/długość [km]	142.6	143.4	-0.6
Share of the vehicle conditions/udział warunków pracy pojazdu:			
V = 0 [%]	9.03	12.68	-33.6
V = const [%]	13.58	10.59	24.7
a > 0 [%]	39.58	38.62	2.5

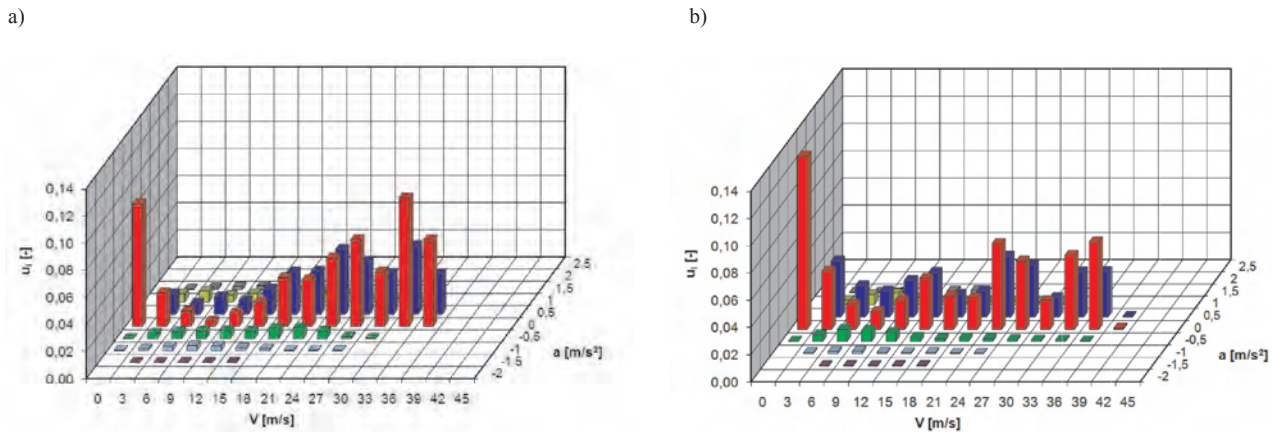


Fig. 4. The characteristics of the operating time share in the ranges of speeds and accelerations during the road tests: a) vehicle A, b) vehicle B
 Rys. 4. Charakterystyka udziału czasu pracy w przedziałach prędkości i przyspieszenia podczas badań drogowych: a) pojazd A, b) pojazd B

ranges thus obtaining the characteristics of the share of engine operation and the characteristics of the matrices of the individual exhaust emissions. The greatest share of the engine operation under the tested traffic conditions falls in the area of idle speed and medium speeds (20–40 m/s) for a constant acceleration ($a = 0 \text{ m/s}^2$) (Fig. 4).

The lack of the repeatability of the drives is seen with a greater share of idle speed for vehicle A – the share of this state in the whole tests amounts to approximately 10% (for the vehicle it is approximately 12%). The distribution of the operating time share for higher vehicle speeds is also alike; for vehicle A it oscillates around 17–39 m/s and for vehicle B this distribution is more even starting from the speed of 15 m/s.

The maximum carbon monoxide emission rate (Fig. 5) given in milligrams per second falls within the area of all used vehicle speeds and its accelerations within the range of -1 to 2 m/s^2 . These values are correlated with the vehicle acceleration: as the acceleration grows the emission of carbon monoxide grows as well. For vehicle A, however, (Euro 4) these are values several times higher than for vehicle B (Euro 5). For vehicle B the emission of carbon monoxide strongly depends on the vehicle speed and such a clear maximum (for vehicle average speeds and maximum acceleration) is not observed as in the case of the previous vehicle.

-1 do 2 m/s^2 . Wartości te są skorelowane z przyspieszeniem pojazdu: w miarę wzrostu przyspieszenia wzrasta również emisja tlenku węgla. Jednakże dla pojazdu A, spełniającego normą Euro 4, są to wartości kilkakrotnie wyższe niż dla pojazdu typu B (norma Euro 5). Dla pojazdu B emisja tlenku węgla bardzo mocno zależy od prędkości jazdy i nie obserwuje się tak wyraźnego maksimum (dla średnich prędkości pojazdu i maksymalnego przyspieszenia), jak dla pojazdu poprzedniego.

Porównawczo na wykresach podano wartości średniego natężenia emisji danego składnika wynikającego z testu NEDC, np. emisja normatywna CO wynosi 500 mg/km (dla normy Euro 4/5); po przeliczeniu na średnią emisję sekundową uzyskuje się wynik $4,66 \text{ mg/s}$.

Odmienne jest z emisją węglowodorów (rys. 6): dla pojazdu A znacząca występuje dla maksymalnych przyspieszeń i średniej prędkości pojazdu, w pozostałym obszarze jest znikoma. Dla pojazdu B zwiększona emisja HC występuje dla małych prędkości pojazdu w pełnym zakresie przyspieszenia. Należy jednak zauważyć, że jest ona porównywalna między pojazdami. Wynika to z takiego samego normatywnego limitu emisji węglowodorów.

Obszar zwiększonego natężenia emisji tlenków azotu pojazdu A (rys. 7a) przypada dla zakresu zwiększonych prędkości pojazdu oraz dla znacznego przyspieszenia po-

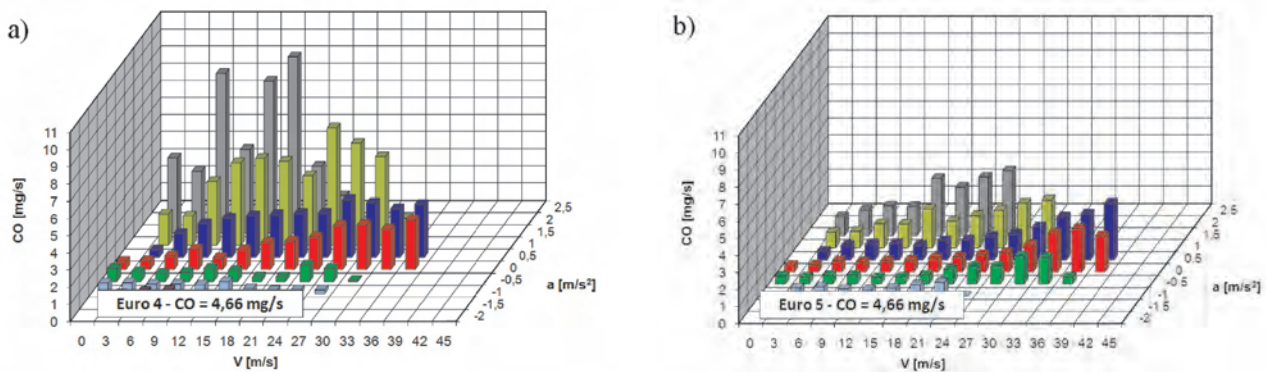


Fig. 5. The characteristics of the emission of carbon monoxide in the speed and acceleration ranges during the road tests: a) vehicle A, b) vehicle B
 Rys. 5. Charakterystyka emisji tlenku węgla w przedziałach prędkości i przyspieszenia podczas badań drogowych: a) pojazd A, b) pojazd B

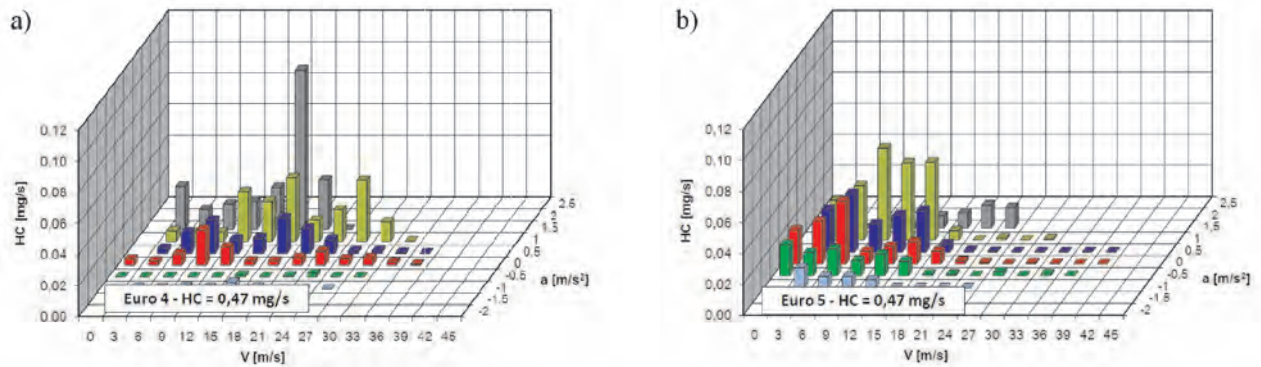


Fig. 6. The characteristics of the emission of hydrocarbons in the speed and acceleration ranges during the road tests: a) vehicle A, b) vehicle B
 Rys. 6. Charakterystyka emisji węglowodorów w przedziałach prędkości i przyspieszenia podczas badań drogowych: a) pojazd A, b) pojazd B

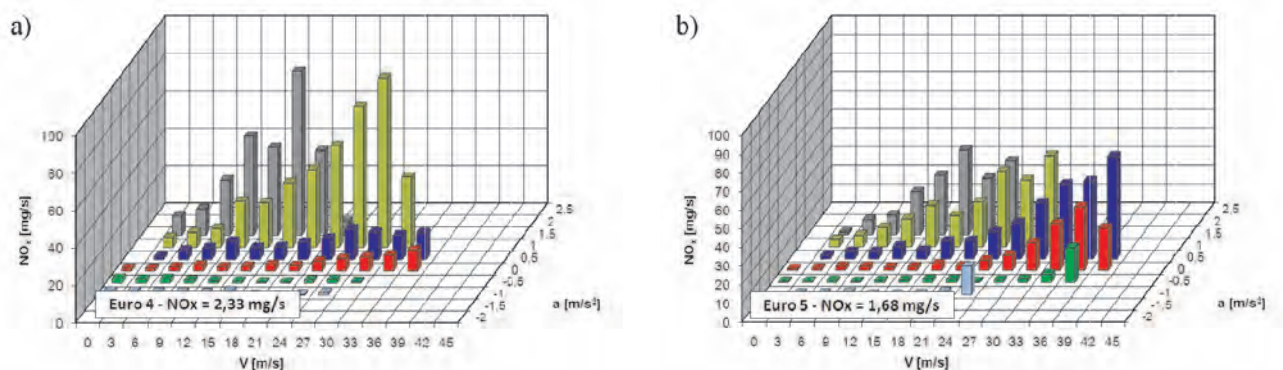


Fig. 7. The characteristics of the emission of nitric oxides in the speed and acceleration ranges during the road tests: a) vehicle A, b) vehicle B
 Rys. 7. Charakterystyka emisji tlenków azotu w przedziałach prędkości i przyspieszenia podczas badań drogowych: a) pojazd A, b) pojazd B

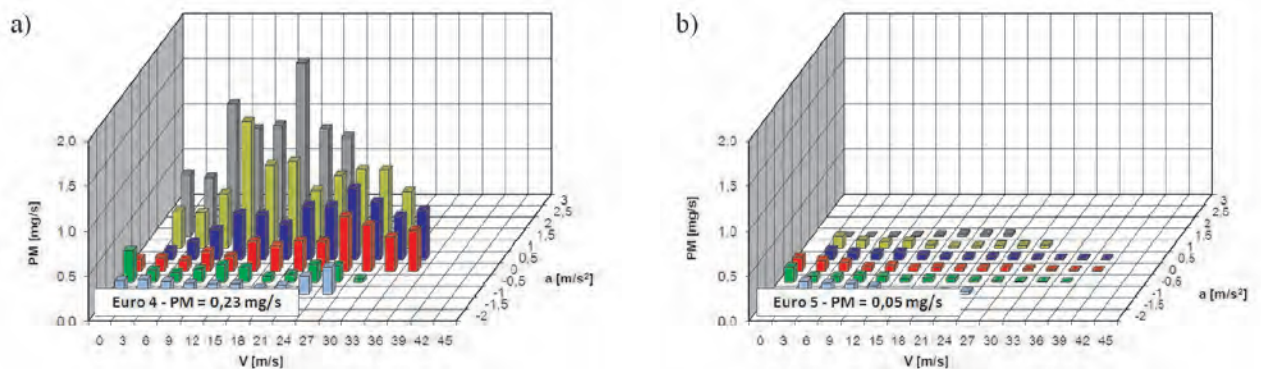


Fig. 8. The characteristics of the emissions of PM in the speed and acceleration ranges during the road tests: a) vehicle A, b) vehicle B
 Rys. 8. Charakterystyka emisji cząstek stałych w przedziałach prędkości i przyspieszenia podczas badań drogowych: a) pojazd A, b) pojazd B

For comparison, in the graphs the values of the emission rates of each exhaust component have been given that result from the NEDC test – normative emission of CO amounts to 500 mg/km (for Euro 4/5); after converting into the average emission per second we obtain a result of 4.66 mg/s.

It is contrary for the emission of hydrocarbons (Fig. 6): for vehicle A significant emission of this component occurs for maximum accelerations and medium vehicle speed and in the other areas it is miniscule. For vehicle B an increased emission of hydrocarbons occurs for low vehicle speeds in the whole range of acceleration. We should note however

jazdu, a więc znacznego obciążenia silnika. Związane jest to ze zwiększeniem dawki paliwa a jednocześnie wzrostem prędkości obrotowej silnika. Dla pojazdu B obserwowano dwukrotnie mniejszą emisję tlenków azotu (ok. 50 mg/s), a jednocześnie emisja ta była większa dla maksymalnej wykorzystywanej prędkości (rys. 7b).

Emisja cząstek stałych ma inny charakter dla pojazdu A i B (rys. 8). Pojazd A niewyposażony w filtr cząstek stałych charakteryzuje się znacznie większą emisją niż pojazd B (rys. 8a). Wartości emisji w poszczególnych przedziałach różnią się około 20 razy. Filtr cząstek stałych stanowi skuteczną

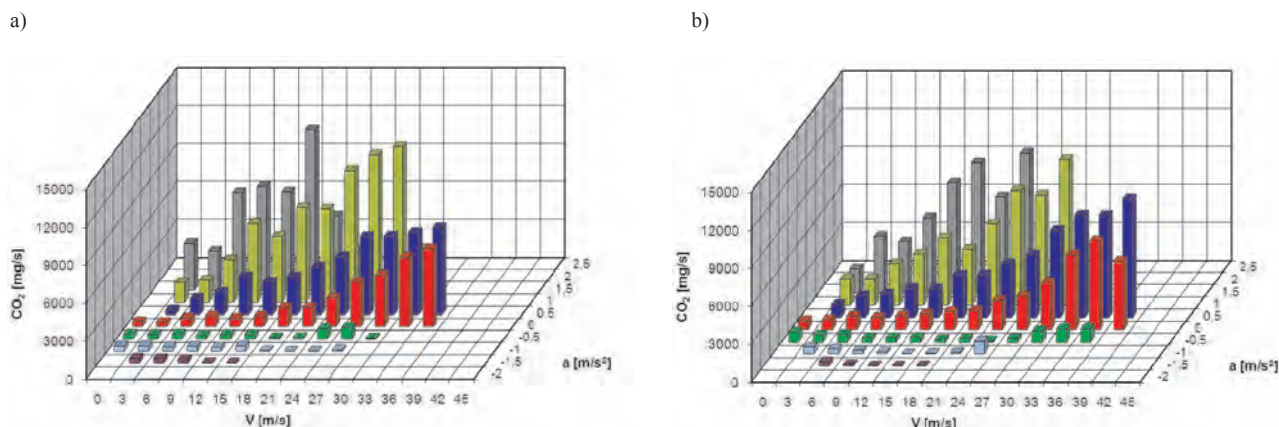


Fig. 9. The characteristics of the emission of carbon dioxide in the speed and acceleration ranges during the road tests: a) vehicle A, b) vehicle B
 Rys. 9. Charakterystyka emisji dwutlenku węgla w przedziałach prędkości i przyspieszenia podczas badań drogowych: a) pojazd A, b) pojazd B

that it is comparable between the vehicles. It results from the same normative HC emission limit.

The area of an increased nitric oxide emission rate of vehicle A (Fig. 7a) falls in the range of increased vehicle speeds and significant acceleration, hence high engine load. This is related to the increase in the fuel dose and the increase in the engine speed. For vehicle B twice-lower emission of nitric oxides was observed (approximately 50 mg/s) and at the same time this emission was higher for the maximum used speed (Fig. 7b).

The emission of particulate matter is of different nature for vehicles A and B (Fig. 8). Vehicle A not fitted with DPF is characterized by a much larger emission of PM than vehicle B (Fig. 8a). The values of the emission in individual ranges are different approximately 20 times. DPF is an efficient method of the reduction of mass emission of PM, which is commonly applied in modern Euro 5 engines.

The emission of carbon dioxide (Fig. 9) is similar for the tested vehicles: it grows as the vehicle speed and acceleration grow. The maximum values are comparable for both vehicles – they amount to approximately 10 000 g/s and at idle this emission is approximately 500–800 mg/s.

5. The characteristics of the PM emission in terms of their size

Additionally within the on-road tests in real traffic a size-related analysis of the PM was performed. For the comparison the ranges of engine operation were used that are most frequently utilized under real traffic conditions. They correspond to four areas of operation (Fig. 10): 1 – idle speed, 2 – medium engine speed–low load, 3 – medium engine speed–medium load, 4 – high engine speed–high engine load. The vehicles were fitted with different power-trains, hence the selected ranges of operation do not overlap (similar areas were compared: as a criterion of similarity the relative engine speed and relative engine load were selected referred to the maximum values). For vehicle A the most of the measuring points (Fig. 10a) fall in the range of high engine speeds and high engine load (area 4). For vehicle B the points are distributed in a different way: their high number

metodę ograniczania emisji masowej cząstek stałych, która powszechnie stosowana jest obecnie w pojazdach spełniających normę Euro 5.

Emisja dwutlenku węgla (rys. 9) ma zbliżony charakter dla badanych pojazdów: zwiększa się w miarę wzrostu prędkości i przyspieszenia pojazdu. Maksymalne wartości są ze sobą porównywalne – wynoszą one ok. 10 000 g/s, natomiast na biegu jałowym emisja ta wynosi ok. 500–800 mg/s.

5. Charakterystyka wymiarowej emisji cząstek stałych

Dodatkowo w ramach badań drogowych w rzeczywistych warunkach ruchu dokonano analizy emisji wymiarowej cząstek stałych. Do porównania wykorzystano zakresy pracy silnika, które w największym stopniu są wykorzystywane podczas rzeczywistych warunków ruchu. Odpowiadają one czterem obszarom pracy (rys. 10): 1 – bieg jałowy silnika, 2 – średnia prędkość obrotowa–małe obciążenie, 3 – średnia prędkość obrotowa–średnie obciążenie, 4 – duża prędkość obrotowa–duże obciążenie silnika. Pojazdy wyposażone były w różne jednostki napędowe, w związku z tym wybrane zakresy pracy nie pokrywają się (porównano obszary podobne: za kryterium podobieństwa wybrano względną prędkość obrotową i względne obciążenie odniesione do wartości maksymalnych). Dla pojazdu A większość punktów pomiarowych (rys. 10a) przypada na zakres znacznych prędkości obrotowych i dużego obciążenia (obszar 4). Dla pojazdu B punkty są rozłożone w inny sposób: znaczna ich liczba występuje dla średniej prędkości i średniego obciążenia (obszary 2 i 3 na rys. 10b) oraz zakres dużych prędkości obrotowych i dużego obciążenia (obszar 4 na rys. 10b).

Dla tak wydzielonych charakterystycznych obszarów pracy silnika dokonano analizy wymiarowej cząstek stałych przypadających na dany zakres średnic cząstek (dla pojazdu A bez filtra cząstek stałych – rys. 11):

- zakres 1 (bieg jałowy silnika) – cząstki z zakresu średnic 10–100 nm są rozłożone równomiernie z większą przewagą liczbową cząstek o średnicach większych (ok. 60–80 nm); koncentracja cząstek dla przyjętego obszaru pracy w każdym przedziale wymiarowym wynosi $0,8-1 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$;

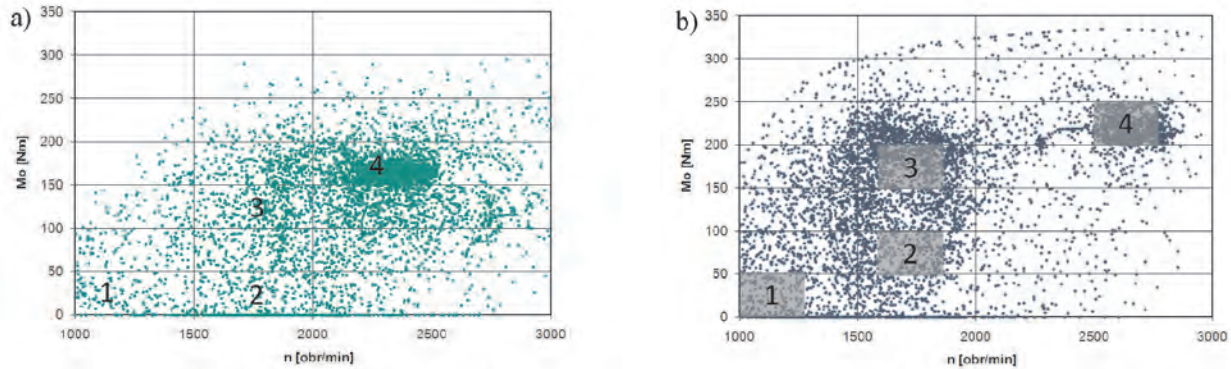


Fig. 10. Engine operating conditions in the coordinates of engine speed – engine load in the on-road tests: a) vehicle A, b) vehicle B (the digits denote the area of operation for which the PM size distribution was determined)

Rys. 10. Warunki pracy silnika we współrzędnych prędkość obrotowa–obciążenie podczas badań drogowych: a) pojazd A, b) pojazd B (cyfry oznaczają obszary pracy, dla których wyznaczono rozkład wymiarowy PM)

occurs for medium speeds and medium loads (areas 2 and 3 in Fig. 10b) and the rage of high engine speeds and high engine loads (area 4 in Fig. 10b).

For such distinguished characteristics of the area of engine operation the size-related analysis of PM was performed falling within a given range of PM diameter (for vehicle A not fitted with the DPF – Fig. 11):

- range 1 (idle speed) – PM in the diameter range 10–100 nm is distributed evenly with the particles of diameter 60–80 nm prevailing; the concentration of the PM for the assumed work area in each size range amounts to $0.8\text{--}1 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$; this results from a high air excess coefficient and a sufficient time for the combustion of a minimum fuel dose;
- range 2 (medium engine speed–low load) – particles in the range 10–100 nm where the maximum falls within the range of approximately 20 nm; the concentration of PM for the diameters of approximately 20 nm (the highest share of such particles in the exhaust gases) amounts to $7\text{--}8 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$;
- range 3 (medium engine speed–medium load) – particles in the range 7–100 nm where the maximum falls within approximately 10 nm and 40–60 nm; the concentration of particles for these size ranges is $0.8\text{--}1 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$; the values similar to the values of idle speed are a result of a high air excess coefficient (supercharged engine) and high fuel injection pressure (approximately 1300 bar);
- range 4 (high engine speed–high load) – the particles in the range 7–150 nm; the maximum falls within the range of 40–100 nm; the concentration of particles for this size range amounts to $3.5\text{--}4 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$; the particle diameter characteristics values of this operating range refer to the larger particles than in previous cases– this results from a greater fuel dose, lower air excess coefficient and shorter time of fuel dose combustion.

For vehicle B fitted with DPF the size related analysis of PM (Fig. 12) is different in terms of size and concentration (here we have lower values of particle count in most of the size ranges):

wynika to z dużego współczynnika nadmiaru powietrza i wystarczającego czasu do spalania minimalnej dawki paliwa;

- zakres 2 (średnia prędkość obrotowa–małe obciążenie) – cząstki z zakresu 10–100 nm, gdzie maksimum przypada na zakres ok. 20 nm; koncentracja cząstek dla przedziałów średnic ok. 20 nm (największy udział takich cząstek stałych w spalinach) wynosi $7\text{--}8 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$;
- zakres 3 (średnia prędkość obrotowa–średnie obciążenie) – cząstki z zakresu 7–100 nm, gdzie maksimum przypada na zakresy ok. 10 nm i 40–60 nm; koncentracja cząstek dla tych przedziałów średnic wynosi $0,8\text{--}1 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$; wartości te zbliżone do wartości biegu jałowego są spowodowane dużym nadmiarem powietrza (silnik doładowany) i dużym ciśnieniem wtrysku paliwa (ok. 1300 bar);
- zakres 4 (duża prędkość obrotowa–duże obciążenie) – cząstki z zakresu 7–150 nm; maksimum przypada na zakres 40–100 nm; koncentracja cząstek dla tego przedziału średnic wynosi $3,5\text{--}4 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$; wartości charakterystyczne średnicy cząstek tego zakresu pracy dotyczą większych cząstek niż w poprzednich przypadkach – wynika to głównie z większej dawki paliwa, mniejszego współczynnika nadmiaru powietrza i krótszego czasu spalania dawki paliwa.

Dla pojazdu B wyposażonego w filtr cząstek stałych analiza wymiarowa emisji cząstek stałych (rys. 12) ma charakter odmienny pod względem zarówno wymiarowym, jak i pod względem koncentracji (występują tu niższe wartości liczności cząstek w większości przedziałów wymiarowych):

- zakres 1 (bieg jałowy silnika) – średnica charakterystyczna cząstek (o największej liczności) to zakres ok. 30 nm; koncentracja dla tego przedziału to $1 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$;
- zakres 2 (średnia prędkość obrotowa–małe obciążenie) – cząstki z zakresu 10–30 nm; koncentracja cząstek dla wymienionego przedziału $4\text{--}5 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$;
- zakres 3 (średnia prędkość obrotowa–średnie obciążenie) – cząstki z zakresu 10–100 nm, gdzie maksimum przypada na zakresy ok. 10 nm; koncentracja cząstek dla tego przedziału wynosi $1,5\text{--}2,2 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$;

- range 1 (idle speed) – the characteristic diameter of the particles (particles highest in number) is the range of approximately 30 nm; the concentration of PM for this range is $1 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$;

- zakres 4 (duża prędkość obrotowa–duże obciążenie) – cząstki z zakresu 10–150 nm; maksimum przypada na zakres 30–50 nm; koncentracja cząstek dla tego przedziału średnic wynosi ok. $3 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$.

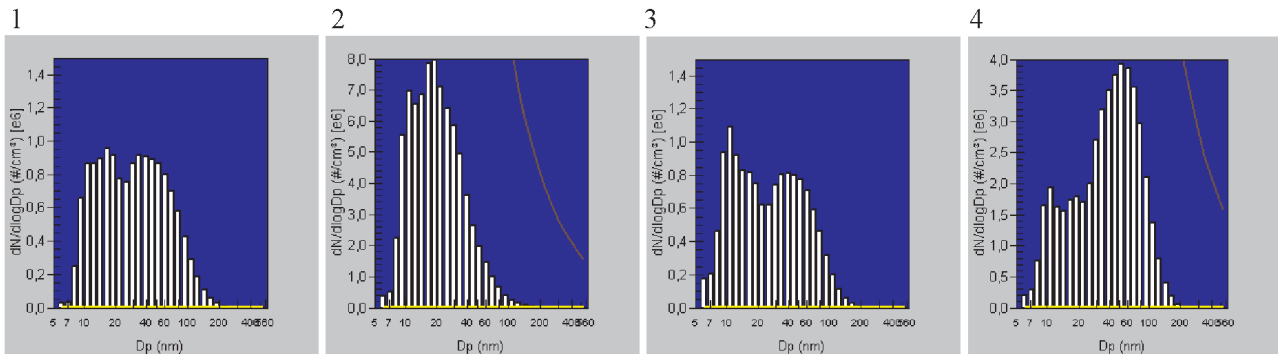


Fig. 11. On-road test PM size distribution under traffic conditions for vehicle A without DPF (area of engine operation determined in Fig. 10a): 1 – idle speed, 2 – medium engine speed–low load, 3 – medium engine speed–medium load, 4 – high engine speed–high load

Rys. 11. Rozkład wymiarowy cząstek stałych w rzeczywistych warunkach ruchu dla pojazdu A bez filtra cząstek stałych (obszary pracy silnika określone na rys. 10a): 1 – bieg jałowy, 2 – średnia prędkość obrotowa–małe obciążenie, 3 – średnia prędkość obrotowa–średnie obciążenie, 4 – duża prędkość obrotowa–duże obciążenie

- range 2 (medium engine speed–low load) – particles in the range 10–30 nm; the concentration of PM for this range is $4\text{--}5 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$;
- range 3 (medium engine speed–medium load) – particles in the range 10–100 nm, the maximum falls within the range of approximately 10 nm; the concentration of PM for this range is $1.5\text{--}2.2 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$;
- range 4 (high engine speed–high load) – particles in the range 10–150 nm; the maximum falls within the range of approximately 30–50 nm; the concentration of PM for this range is approximately $3 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$.

Podczas badań drogowych dla pojazdu B wyposażonego w filtr cząstek stałych, spełniającego normę Euro 5, zaobserwowano również proces regeneracji filtra cząstek stałych, który przebiegał w warunkach jazdy autostradowej przy prędkości pojazdu ok. 120 km/h (rys. 13).

During the road tests for vehicle B fitted with DPF, Euro 5 compliant, the authors also observed the process of DPF regeneration that took place under the conditions of expressway traffic at the speed of approximately 120 km/h (Fig. 13).

Był to proces regeneracji pełnej (całkowity czas trwania ok. 10 min). Analiza wymiarowa emisji cząstek stałych uwiadcza emisję znacznej liczby cząstek stałych podczas tego procesu: początek regeneracji charakteryzuje się zwiększoną emisją cząstek o wymiarach 20–30 nm (ok. $8 \times 10^5 \text{ cm}^{-3}$), natomiast w procesie końcowym najwięcej (ok. $1,3 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$) emitowanych jest cząstek mniejszych – o średnicy charakterystycznej ok. 10 nm.

This was the process of full regeneration (total duration approximately 10 min). The size-related analysis of the PM emission shows a significant emission of PM during this

Pod względem całkowitej liczby cząstek stałych proces regeneracji filtra cząstek stałych zwiększa tę wartość około 10-krotnie: w warunkach ustalonych jazdy autostradowej całkowita koncentracja cząstek stałych wynosiła ok. $0,5\text{--}1 \times 10^5 \text{ cm}^{-3}$ (z pominięciem stopnia rozcieńczenia), a w czasie regeneracji wartość ta zwiększała się do $4\text{--}5 \times 10^5 \text{ cm}^{-3}$.

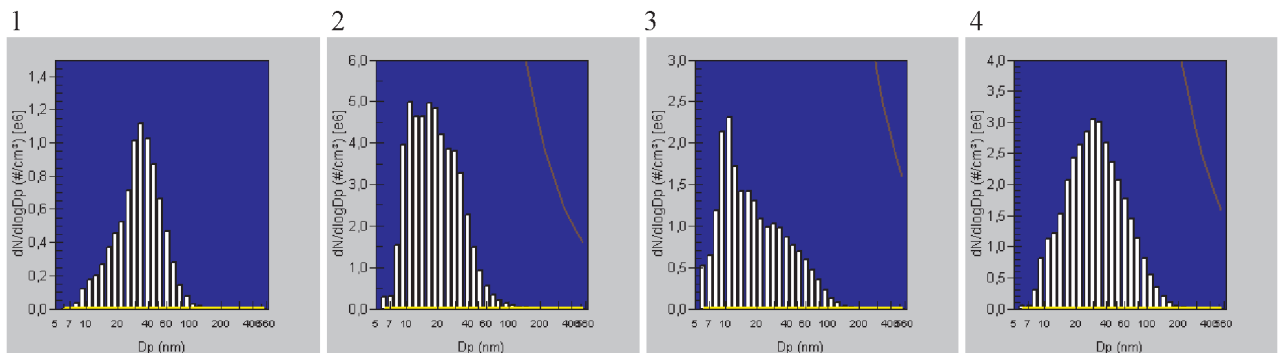


Fig. 12. On-road test PM size distribution under traffic conditions for vehicle B fitted with DPF (area of engine operation determined in fig. 10a): 1 – idle speed, 2 – medium engine speed–low load, 3 – medium engine speed–medium load, 4 – high engine speed–high load

Rys. 12. Rozkład wymiarowy cząstek stałych w rzeczywistych warunkach ruchu dla pojazdu B z filtrem cząstek stałych (obszary pracy określone na rys. 10b): 1 – bieg jałowy, 2 – średnia prędkość obrotowa–małe obciążenie, 3 – średnia prędkość obrotowa–średnie obciążenie, 4 – duża prędkość obrotowa–duże obciążenie

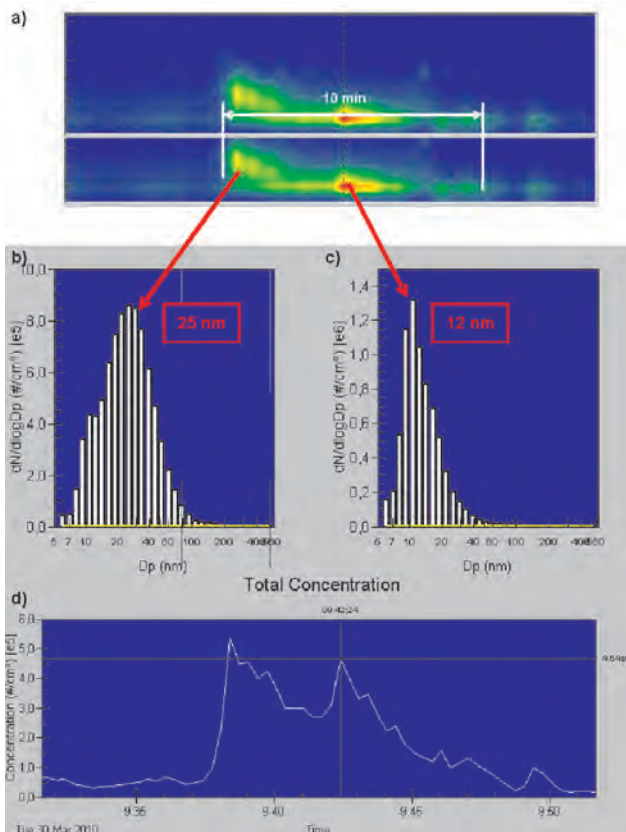


Fig. 13. The recorded process of DPF regeneration, vehicle B

Rys. 13. Zarejestrowany proces regeneracji filtra cząstek stałych, pojazd B

process: the onset of the regeneration is characterized by an increased emissions of PM of the size of 20–30 nm (ok. $8 \times 10^5 \text{ cm}^{-3}$) and in the final phase (approximately $1.3 \times 10^6 \text{ cm}^{-3}$), the highest number of PM smaller in diameter is observed of the diameter of approximately 10 nm.

In terms of the total number of particles the regeneration process increases this value approximately 10 times: under steady states of expressway drive the total concentration of particles was approximately $0.5-1 \times 10^5 \text{ cm}^{-3}$ (dilution level excluded) and during the regeneration process this value increased to $4-5 \times 10^5 \text{ cm}^{-3}$.

The first period of regeneration (initial 3–4 min) is characterized with a greater range of the emitted PM (7–100 nm) and in the subsequent period (4–10 min) – PM of smaller diameter variability range occur (5–25 nm).

It is noteworthy that no significant mass growth of PM was recorded in this period. The normative values of the PM emission determined by the Euro 5 standard allow for the regeneration of the DPF filter hence the limit value cannot be exceeded irrespective of the fact whether the process occurs in the vehicle or not.

6. Quantitative emission indicators

The obtained results of the duration of the road tests served for the verification of the hypothesis on the fulfillment or non-fulfillment of the normative regulations on the on-road emissions. Such a comparison served to determine the value of growth or reduction of the on-road vehicles

Pierwszy okres regeneracji (początkowe 3–4 min) charakteryzuje się większym zakresem emitowanych cząstek (7–100 nm), w kolejnym natomiast (4–10 min) – powstają cząstki o mniejszym zakresie zmienności średnic (5–25 nm).

Należy zaznaczyć, że nie odnotowano znaczącego wzrostu masy cząstek stałych w tym okresie. Wartości normatywne emisji cząstek stałych określone normą Euro 5 przewidują regenerację filtra cząstek stałych, a więc wartość limitu nie może być przekroczona, niezależnie czy proces ten zachodzi w pojeździe, czy też nie.

6. Ilościowe wskaźniki emisji

Uzyskane wyniki czasu testów drogowych posłużyły do weryfikacji hipotezy o spełnianiu (lub nie) normatywnych przepisów emisji w rzeczywistych warunkach użytkowania pojazdów. Porównanie takie posłużyło do określenia wielkości zwiększenia lub zmniejszenia emisji z pojazdu w warunkach rzeczywistych w stosunku do warunków użytkowania pojazdu w teście homologacyjnym.

Z przedstawionych wyników natężenia emisji (zaznaczone kolorem czerwonym na kolejnych rysunkach) dowolnego związku można obliczyć krotność zwiększenia/zmniejszenia emisji w rzeczywistych warunkach ruchu w stosunku do wartości normatywnych. Krotność tę zdefiniowano jako wskaźnik emisji pojazdu (dla danego związku szkodliwego) – równanie (1), gdzie: j – związek szkodliwy, dla którego określono wskaźnik emisji, $E_{\text{rzecz},j}$ – emisja drogowa w warunkach rzeczywistych od początku testu do chwili bieżącej w g/km, $E_{\text{norma},j}$ – emisja drogowa normatywna według Euro 4/5 w g/km.

Wskaźnik określony w ten sposób można obliczyć jako wartość:

- chwilową (na kolejnych rysunkach zaznaczono kolorem zielonym) – wskaźnik cechuje duża zmienność, gdyż jest obliczany w każdej sekundzie testu;
- narastającą w trakcie wykonywania testu; wskaźnik jest obliczany jako bieżąca emisja drogowa danego związku szkodliwego (od początku testu do chwili bieżącej) w stosunku do wartości normatywnej; wartość tę zaznaczono na kolejnych rysunkach kolorem niebieskim;
- odnosząc się do całego testu badawczego, jako stosunek emisji drogowej w teście drogowym wykonywanym w rzeczywistych warunkach ruchu do wartości normatywnej.

Wskaźnik emisji danego związku szkodliwego może przyjmować wartości z przedziału $(0, \infty)$. Oznacza to, że jeżeli emisja z pojazdu nie przekracza wartości normatywnych, wskaźnik ma wartość mniejszą od jedności, natomiast przy przekroczeniu wartości normatywnej wskaźnik jest większy od jedności, przy równości emisji rzeczywistej i normatywnej wskaźnik wynosi 1.

Na wykresach z rys. 14 przedstawiono dla każdego związku szkodliwego zakres zmian wskaźnika emisji, dla którego spełniony jest limit normatywny (kolor szary).

Pomimo dużej chwilowej zmienności wskaźnika emisji, jego wartość określona w sposób narastający charakteryzuje się:

- dla tlenku węgla – bardzo gwałtowny wzrost podczas uruchomienia silnika i następnie zmniejszenie jego war-

emissions as opposed to the homologation tests.

From the presented results of the emission rate (marked red on the figures) of any given component we can calculate the multiplicity of the growth or reduction in the on-road emissions as opposed to the normative values. This multiplicity was defined as an indicator of the vehicle emission (for each given exhaust component):

$$k_j = \frac{\sum_0^t E_{rzecz,j}}{E_{norma,j}} \quad (1)$$

where: j – exhaust component, for which the emission indicator was determined, $E_{rzecz,j}$ – on-road emission under real traffic from the start of the test (g/km), $E_{norma,j}$ – normative on-road emission according to Euro 4/5 (g/km).

If we have an indicator determined in this way we can calculate its value:

- instantaneous (in figures marked green) – characterized by high variability, as it is calculated in each second of the test;
- incrementing while the test is performed; it is calculated as the on-going on-road emission of a given exhaust component (from the start of the test) as compared to the normative value; this value is marked blue in the figures;
- related to the whole test as a ratio of the on-road emission under real traffic to the normative emission.

The emission indicator of a given exhaust component can assume values from the range of $\langle 0, \infty \rangle$. This means that if the vehicle emission does not exceed the normative values, the indicator has a value lower than 1 and when the normative value is exceeded the indicator is greater than 1. If the values are equal (on-road and normative) the indicator is 1.

In the graphs from Fig. 14 for each exhaust component (for which the normative limit is fulfilled) the change of the emission indicator has been presented (gray).

Despite high momentary variability of the emission indicator its value determined in an incrementing way is characterized as follows:

- for carbon monoxide – abrupt growth during engine start and then lowering of its value; under traffic conditions in a short time a reduction of this emission is obtained below the required standard for both vehicle A and B; the indicator values are similar for both tested vehicles (Fig. 14a),
- for hydrocarbons – the course of the changes of the indicator is similar to that recorded for carbon monoxide but

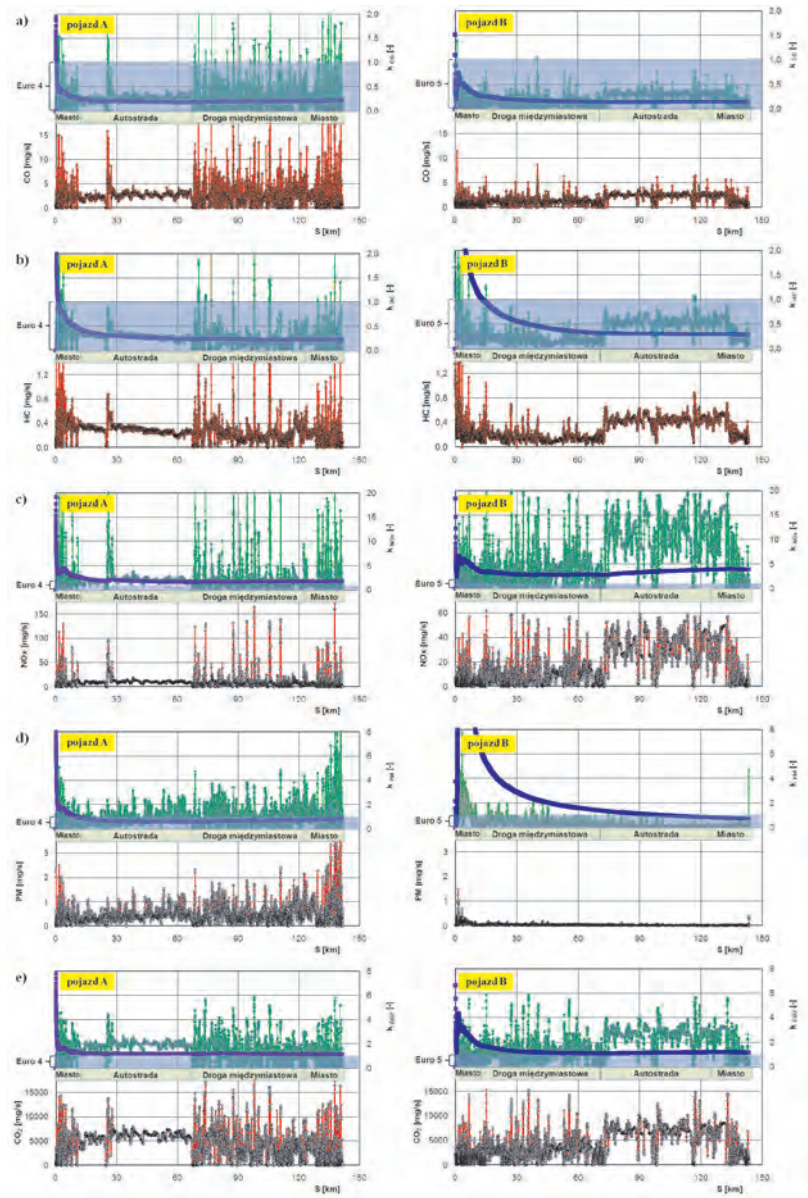


Fig. 14. The characteristics of the on-road exhaust emissions: a) CO, b) HC, c) NO_x, d) PM, e) CO₂ for vehicles A and B as functions of the covered distance

Rys. 14. Charakterystyka emisji związków szkodliwych podczas badań drogowych: a) CO, b) HC, c) NO_x, d) PM, e) CO₂ dla pojazdu A i B jako funkcji przebytej drogi

tości; w warunkach rzeczywistej eksploatacji w krótkim okresie uzyskiwane jest zadowalające zmniejszenie emisji poniżej wymaganej normy zarówno dla pojazdu A, jak i B; wartości wskaźnika są porównywalne dla badanych pojazdów (rys. 14a),

- dla węglowodorów – przebieg zmian wskaźnika jest podobny do wskaźnika jaki odnotowano przy tlenku węgla, jednakże pojazd A wymagał krótszego dystansu (ok. 2 km), aby wartość wskaźnika była mniejsza od 1, dla pojazdu B dystans ten wynosił ok. 10 km (rys. 14b),
- dla tlenków azotu – brakiem spełniania wymagań normatywnych – wynika to głównie z różnicy pracy silnika pojazdu w teście NEDC i w warunkach rzeczywistych; nieznaczny dystans w teście badawczym skutkuje niepełnym nagraniem silnika, co w konsekwencji wyrażone jest małą emisją tlen-

vehicle A required a shorter distance (approximately 2 km) to reach the value of the indicator below 1, for vehicle B this distance was approximately 10 km (Fig. 14b),

- for the nitric oxides – no normative requirement fulfilled – this results from the fact that there is a difference in the engine operation under the NEDC test and in the real traffic; a small distance in the test results in an incomplete warming up of the engine, which leads to a small emission of the nitric oxides for both vehicles A and B. The value of the emission indicator is greater than 1 (Fig. 14c),
- for the particulate matter – the course of the changes of the emission indicator is different for the two vehicles: vehicle A was characterized by a very quick reaching of the indicator $k < 1$ (PM limit for Euro 4 is 25 mg/km) and for vehicle B the indicator lower than 1 was reached after approximately 40 km despite the fact that the vehicle was fitted with DPF; this is due to a very low value of the limit for the Euro 5 standard (5 mg/km);
- for carbon dioxide – a normative value was assumed for comparison that amounts to 160 g/km (average value of the emission from SUV vehicles in 2010 even though it is not determined for a single vehicle); the value of the CO₂ emission indicator was more than 1 under real traffic conditions due to a high capacity of the tested engines (2 and 2.2 dm³).

The obtained emission indicators for the whole test (for vehicles A and B) characterize the vehicle on-road emission level against the emission standards that applied to a given vehicle (Fig. 15). The emission indicator of carbon monoxide ($k_{CO} = 0.1-0.2$), hydrocarbons ($k_{HC} = 0.2-0.3$) and PM ($k_{PM} = 0.7-0.9$) for the tested vehicles confirms that the vehicles do not exceed the average emissions in the on-road operation against the emission standards. The situation is quite contrary for the nitric oxides: for vehicle A, Euro 4 compliant, the emission indicator is 1.8, which confirms a much higher emission against the emission standard; for vehicle B this indicator is 3.9 – the average emission is several times higher against Euro 5. For comparison the authors also determined this indicator for carbon dioxide – it exceeded the standard values during the on-road tests by 10–20% (the assumed value 160 g/km corresponds to a fuel consumption of approximately 6.5 dm³/100 km).

7. Conclusions

From the analysis of the data it results that the normative emission values for the tested SUV vehicles meeting different Euro emission standards and the on-road exhaust emission vary. These differences in the case of some exhaust components under analysis are significant – these are as follows:

- For the Euro 4 compliant vehicle:
 - The CO emission is lower by 80%,
 - The HC emission is lower by 80%,
 - The NO_x emission is higher by 80%,
 - The PM emission is lower by 10%,
 - The CO₂ emission is higher by 10%,

ków azotu; zarówno dla pojazdu A, jak również B wartość wskaźnika emisyjności jest większa od jedności (rys. 14c),

- dla cząstek stałych – przebieg zmian wskaźnika nie pokrywa się dla badanych pojazdów: pojazd A charakteryzował się bardzo szybkim osiągnięciem wskaźnika $k < 1$ (limit PM dla Euro 4 wynosi 25 mg/km), natomiast dla pojazdu B wskaźnik mniejszy od jedności osiągnięto po ok. 40 km, pomimo wyposażenia pojazdu w filtr cząstek stałych; spowodowane jest to bardzo małą wartością limitu emisji składnika dla normy Euro 5 (5 mg/km);
- dla dwutlenku węgla – przyjęto porównawczo wartość normatywną wynoszącą 160 g/km (wartość średnia emisji z pojazdów typu SUV w 2010 roku, choć nie jest określana dla pojedynczego pojazdu); wartość wskaźnika emisji CO₂ wynosiła powyżej jedności podczas badań w warunkach rzeczywistych ze względu na dużą pojemność skokową badanych silników (2 i 2,2 dm³).

Uzyskane wartości wskaźnika emisji obliczone dla całego testu (dla pojazdu A i B) charakteryzują emisyjność pojazdu w rzeczywistych warunkach użytkowania tych pojazdów w odniesieniu do normy emisji spalin, którą pojazd powinien spełniać (rys. 15). Wartość wskaźnika emisji tlenu węgla ($k_{CO} = 0,1-0,2$) i węglowodorów ($k_{HC} = 0,2-0,3$) oraz cząstek stałych ($k_{PM} = 0,7-0,9$) dla badanych pojazdów świadczy o nieprzekraczaniu średniej emisji tych składników w rzeczywistych warunkach drogowych w stosunku do wartości normatywnych. Odmienne jest dla emisji tlenków azotu: dla pojazdu A, spełniającego normę Euro 4, wskaźnik emisji wynosi 1,8, co świadczy o znacznie większej emisji w stosunku do normy; dla pojazdu B wskaźnik ten wynosi 3,9 – średnia emisja jest kilkakrotnie wyższa w stosunku do normy toksyczności spalin Euro 5. Porównawczo również określono ten wskaźnik dla emisji dwutlenku węgla – był on przekroczony podczas testu w rzeczywistych warunkach ruchu o 10–20% (przyjęta wartość 160 g/km odpowiada zużyciu paliwa ok. 6,5 dm³/100 km).

7. Podsumowanie

Z analizy danych wynika, że wartości emisji normatywnej dla badanych pojazdów typu SUV, spełniających różne

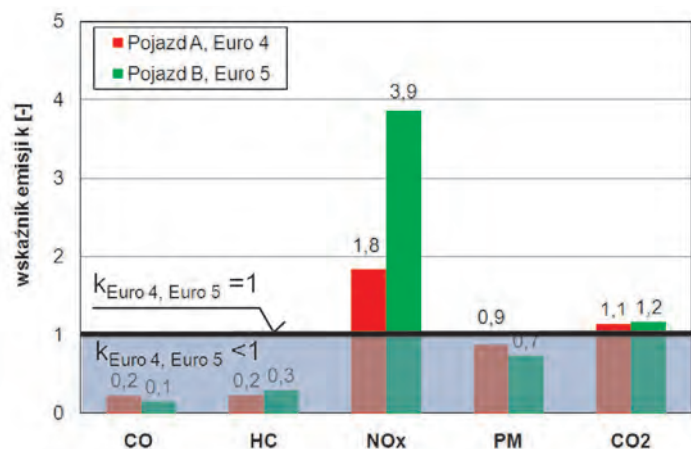


Fig. 15. The comparison of the emission indicators from SUV vehicles meeting different Euro emission standards

Rys. 15. Porównanie wskaźnika emisji pojazdów typu SUV, spełniających różne normy toksyczności spalin

- For the Euro 5 compliant vehicle:
 - The CO emission is lower by 90%,
 - The HC emission is lower by 70%,
 - The NO_x emission is four times higher,
 - The PM emission is lower by 30%,
 - The CO₂ emission is higher by 20%,

The on-road emission tests indicate that in relation to some of the exhaust components the emission is several times higher. Hence, a trend is seen to legalize and enforce the on-road exhaust emission measurement in Europe.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

a	acceleration/przyspieszenie
EOBD	European On Board Diagnostics/europejski system diagnostyki pokładowej
E _{norma}	Emission rate obtained in the NEDC test/emisja normatywna
E _{rzecz}	emission rate obtained under real conditions/emisja rzeczywista w warunkach drogowych
GPS	Global Positioning System/system nawigacji satelitarnej
k	emission indicators/wskaźnik emisji
NEDC	New European Driving Cycle/europejski test jezdny
OBD	On-Board Diagnostics/system diagnostyki pokładowej
SUV	Sport Utility Vehicle/pojazd sportowo-użytkowy
u	share/współczynnik udziału
V	vehicle speed/prędkość pojazdu
ZS	compression ignition/zapłon samoczynny

normy toksyczności oraz wartości emisji związków szkodliwych, uzyskane podczas rzeczywistych warunków ruchu różnią się między sobą. Różnice te w przypadku niektórych związków są znaczne i wynoszą odpowiednio:

- dla pojazdu spełniającego normę Euro 4:
 - emisja CO jest mniejsza o 80%,
 - emisja HC jest mniejsza o 80%,
 - emisja NO_x jest większa o 80%,
 - emisja PM jest mniejsza o 10%,
 - emisja CO₂ jest większa o 10%,
- dla pojazdu spełniającego normę Euro 5:
 - emisja CO jest mniejsza o 90%,
 - emisja HC jest mniejsza o 70%,
 - emisja NO_x jest większa czterokrotnie,
 - emisja PM jest mniejsza o 30%,
 - emisja CO₂ jest większa o 20%,

Wyniki badań prowadzonych w warunkach rzeczywistych wskazują, że w odniesieniu do niektórych składników toksycznych spalin emisja ta jest większa kilkakrotnie. W związku z powyższym dostrzegalny jest trend usankcjonowania pomiaru emisji związków szkodliwych w warunkach rzeczywistej eksploatacji pojazdów w Europie.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Bougher T., Khalek I.A., Trevitz S., Akard M.: Verification of a Gaseous Portable Emissions Measurement System with a Laboratory System Using the Code of Federal Regulations Part 1065. SAE Technical Paper Series 2010-01-1069.
- [2] Jehlik H.: Challenge X 2008 – Hybrid Powered Vehicle On-Road Emissions Findings and Optimization Techniques: A 4 Year Summary, Sensors 5th Annual SUN (SEMTECH User Network) Conference, 25-26.09.2008.
- [3] Johnson T.V.: Review of Diesel Emissions and Control. SAE Technical Paper Series 2010-01-0301.
- [4] Merkisz J., Lijewski P., Fuć P., Pielecha J.: Exhaust Emission Tests from Agricultural Machinery under Real Operating Conditions. SAE Technical Paper Series 2010-01-1949.
- [5] Merkisz J., Pielecha I., Pielecha J.: Gaseous and PM Emission from Combat Vehicle Engines during Start and Warm-Up. SAE Technical Paper Series 2010-01-2283.
- [6] Ochs T., Schittenhelm H., Genssle A., Kamp B.: Particulate Matter Sensor for On Board Diagnostics (OBD) of Diesel Particulate Filters (DPF). SAE Technical Paper 2010-01-0307.
- [7] Ortenzi F., Costagliola M.A.: A New Method to Calculate Instantaneous Vehicle Emissions using OBD Data. SAE Technical Paper 2010-01-1289.
- [8] Schwenger C., Wagner U., Spicher U.: Investigation of the Inflow Behavior of a Diesel Particulate Filter Using Laser-Optical Measurement Techniques During Soot Loading and Filter Regeneration with the Aim of Improving these Processes. THIESEL Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, Valencia 2010.
- [9] Seger J.P.: Vehicle Integration for US EPA 2010 Emissions and Lowest Cost of Ownership. SAE Technical Paper 2010-01-1956.
- [10] Steinger N.: Automotive particulate emissions in European legislation: state of the art and developments to come. 13th ETH Conference on Combustion Generated Particles, Zurich 2009.
- [11] Wei Q., Rooney R.: The On-Board PM Mass Calibration for the Real-Time PM Mass Measurement. SAE Technical Paper 2010-01-1283.
- [12] Yu Jinghong, Hosni E., Haskell J.: Application of Fuel and Cost Efficient Steering Technology – Variable Displacement Pump – to SUV/SUTS. World Automotive Congress Fisita, F2010-A-032, Budapest 2010.

Prof. Jerzy Merkisz, DSc., DEng., – Professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

Prof. Jerzy Merkisz – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl



Jacek Pielecha, DEng. – Doctor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

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

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



Dual fuelling SI engine with alcohol and gasoline

The Department of Internal Combustion Engines and Vehicles, Technical University of Bielsko-Biala has carried out work on alternative fuels in the area of dual-fueling of SI engines. The paper presents the concept of dual fuel (alcohol and gasoline) MPI injected spark-ignition engine using a fuel mixing device. The solution consists in mixing the fuel (gasoline and alcohol) before or in the fuel rail, which ensures a variable share of alcohol in the mixture in the range from 0÷100%, depending on the engine operating conditions (engine revolutions and load), and its thermal state. The fuels are delivered to the mixing chamber through the solenoid valves that allow a proper selection of the proportion of alcohol and gasoline. The pre-prepared mixture is injected through the original injectors to the intake manifold, around the intake valve. This paper presents the prototype of the mixer that allows mixing of the gasoline and alcohol in any proportion using a PWM.

Key words: dual fuel engine, alcohol, mixer, emissions, thermal efficiency, thermal load

Dwupaliwowe zasilanie silnika o zapłonie iskrowym mieszaniną alkoholu i benzyny

W Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej prowadzone są prace dotyczące wykorzystania paliw alternatywnych w ramach dwupaliwowego zasilania silników ZI. W artykule przedstawiono koncepcję dwupaliwowego zasilania silnika o zapłonie iskrowym z wielopunktowym wtryskiem alkoholu i benzyny za pomocą mieszalnika paliw. Przedstawione rozwiązanie polega na mieszanii paliw (benzyny i alkoholu) przed kolektorem paliwowym lub w kolektorze, co zapewnia zmienne udziały alkoholu w zakresie od 0÷100%, zależnie od warunków pracy silnika (prędkości obrotowej i obciążenia) oraz jego stanu cieplnego. Paliwa dostarczane są do komory mieszania i za pomocą zaworów elektromagnetycznych umożliwiają odpowiedni dobór proporcji alkoholu i benzyny. Przygotowana wstępnie mieszanina wtryskiwana jest przez oryginalne wtryskiwacze silnika do kolektora, w okolicy zaworu. W niniejszej pracy przedstawiono badania prototypowego mieszalnika umożliwiającego mieszanie benzyny i alkoholu w dowolnych proporcjach za pomocą sterowania impulsami PWM.

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, alkohol, mieszalnik, toksyczność spalin, sprawność ogólna, obciążenie cieplne

1. Introduction

The fueling of spark ignition engines with alcohols has a long established tradition. The concept was born in the period of World War I in the field of military aviation and then between the wars in sports engines. The main idea behind alcohol addition to the fuel, in most cases ethanol, was to increase the octane number of the fuel and reduce knocking in engines of high power/capacity ratio. The positive features of ethanol and methanol led to a development of engines fueled with alcohol exclusively in the period between the world wars. Also in Poland, shortly after the war many engines were fueled with alcohol exclusively (mostly ethanol) [1, 3, 6, 12]. The 1970s of the 20th century saw an increased interest in alcohol fueling, which was caused by a serious fuel crisis and abruptly skyrocketing crude oil prices. The fact that the content of lead compounds (additives boosting the fuel octane number) was limited in the fuel also contributed to the situation. In Europe the engineers began to use mixtures of gasoline and alcohol, chiefly due to the need of boosting the fuel octane number. [2, 4, 7, 12, 14]. The basic problem of this type of fueling was the phenomenon of splitting of these mixtures at lower temperatures and in the presence of water. For this reason the alcohol content in the mixtures was limited to a few percent. This content could be increased through the use of stabilizers such as ethers,

1. Wstęp

Zasilanie silników o zapłonie iskrowym alkoholami ma długą tradycję. Zostało ono zapoczątkowane w okresie I wojny światowej w lotnictwie wojskowym, a następnie w okresie międzywojennym w silnikach sportowych. Głównym celem dodatku alkoholu, w przeważającej większości etylowego, było zwiększenie liczby oktanowej paliwa i przeciwdziałanie spalaniu stukowemu w wysiłonych silnikach. Pozytywne cechy alkoholu etylowego i metylowego spowodowały powstanie w okresie międzywojennym konstrukcji silników zasilanych samymi alkoholami. Również w Polsce w pierwszych latach po II Wojnie eksploatowano dużą liczbą silników zasilanych samym alkoholem, głównie etylowym [1, 3, 6, 12]. Ponowne zainteresowanie alkoholami wystąpiło w latach siedemdziesiątych ubiegłego wieku i było spowodowane dużym kryzysem paliwowym oraz gwałtownym wzrostem cen ropy naftowej. Nie bez znaczenia było również ograniczenie stosowania związków ołowiu jako dodatków zwiększających liczbę oktanową benzyn. W Europie zaczęto wtedy stosować mieszaniny benzyny i alkoholu, głównie ze względu na potrzebę zwiększenia jej liczby oktanowej [2, 4, 7, 12, 14]. Podstawowym problemem tego zasilania było jednak zjawisko rozwarstwienia mieszanin w niskich temperaturach i w obecności wody. Z tego powodu zawartość alkoholu w mieszaninach była

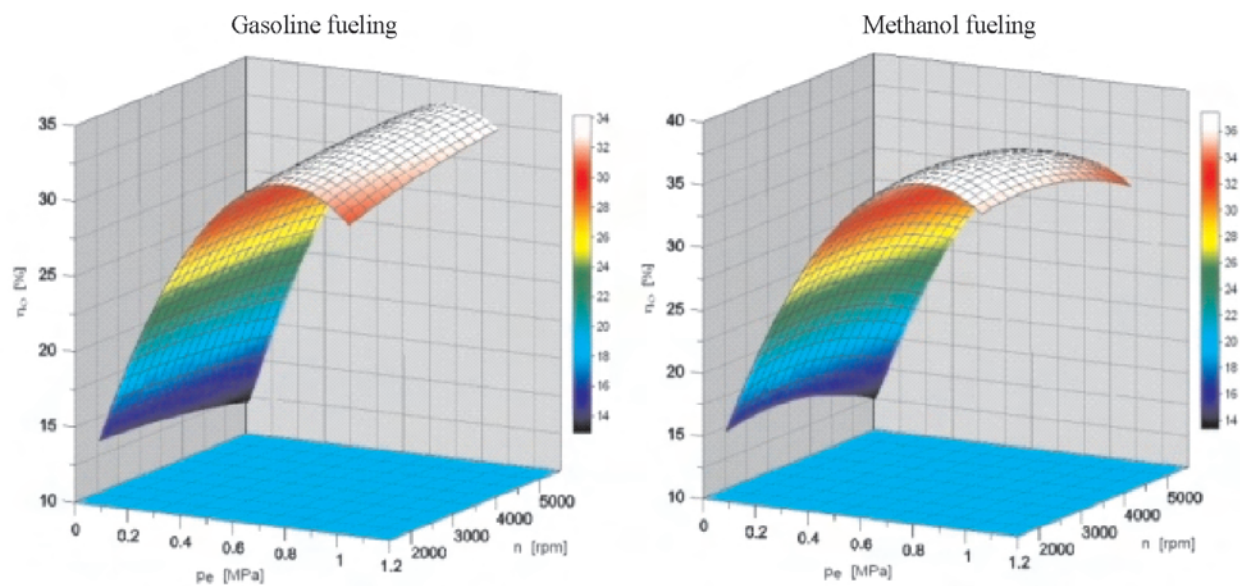


Fig. 1. Comparison of thermal efficiency of the Fiat 1100MPI engine fueled with gasoline and methanol only

Rys. 1. Porównanie sprawności silnika FIAT 1100 zasilanego metanolem i benzyną

yet even that additive could not increase the alcohol content more than several percent by volume. At that time this was a serious problem when launching this type of fuel to the market. Much more advantageous is to use this fuel as an independent one as it ensures high knocking resistance, thus, enabling to increase the compression ratio, overall efficiency and unit engine power. Fig. 1 presents the comparison of the overall efficiency of the FIAT engine 1100 MPI fueled with gasoline and methanol [12].

The fueling of spark ignition engines with mixtures containing alcohol can be divided into several types:

- **The mixture of gasoline and alcohol with the alcohol content < 8%:** The alcohol is added to a hydrocarbon base fuel as an additive increasing the fuel octane number. Depending on the amount of the additive such mixtures can be used all year (low additive content) or seasonally (higher additive content). Carburetor or injection systems with oxygen sensors do not need alignment in that case.
- **The mixture of gasoline and alcohol with the alcohol content < 16(20)%:** Higher alcohol content is realizable as a three part additive with the addition of ether as the stabilizer. The most frequently used stabilizer is ether (methyl-tert-butyl). The mixtures (gasoline-alcohol-ether) do not split at lower temperatures in winters typical of the European climate. The fuel system with the addition of alcohol > 12% requires alignments.
- **An injection of the emulsion of gasoline alcohol emulsion 'before the engine':** This solution can be applied in both gasoline and diesel engines. Gasoline or diesel oil is mixed with the alcohol in a mixer (homogenizer) just prior to injection. A standard fuel system injects the emulsion to the intake manifold or directly into the cylinder. A short duration of the emulsion state does not lead to splitting.
- **Separate injection of the fuels through two gasoline and alcohol injectors.** This solution requires a special

ograniczona do kilku procent. Zawartość tę można było zwiększyć dzięki zastosowaniu stabilizatorów takich jak etery, jednak i wtedy dodatek alkoholu nie przekraczał kilkunastu procent objętościowych. Stanowiło to w tamtym okresie znaczne utrudnienie przy wprowadzaniu tego paliwa do użytku. Korzystniejsze jest stosowanie alkoholu jako paliwa samoistnego, bowiem pozwala ono w pełni wykorzystać dużą odporność przeciwstukową alkoholu, umożliwiającą zwiększenie stopnia sprężania i wzrost sprawności ogólnej mocy jednostkowej silnika. Na rysunku 1 przedstawiono porównanie sprawności ogólnej silnika FIAT 1100MPI zasilanego benzyną i metanolem [12].

Zasilanie silników ZI mieszankami z udziałem alkoholu można podzielić na kilka odmian:

- **Mieszanka benzyna-alkohol o udziale alkoholu < 8%:** Alkohol jest dodawany do węglowodorowego paliwa bazowego jako domieszka podnosząca liczbę oktanową paliwa. W zależności od wielkości dodatku, paliwa takie mogą być używane przez cały rok (mały dodatek alkoholu) lub sezonowo (większy dodatek alkoholu). Gaźniki lub system wtryskowy z sondą lambda nie wymagają wtedy żadnych zmian regulacyjnych.
- **Mieszanka benzyna-alkohol o udziale alkoholu < 16(20)%:** Większe zawartości alkoholu możliwe są jako dodatki trójskładnikowe z zastosowaniem eteru jako stabilizatora. Najczęściej stosowanym stabilizatorem jest eter (metylo-tert-butylowy). Mieszanki (benzyna-alkohol-eter) nie rozwarstwiają się przy obniżeniu temperatury w zimie w granicach spotykanych w europejskiej strefie klimatycznej. Układ zasilania przy dodatku alkoholu > 12% wymaga z reguły zmian regulacyjnych.
- **Wtrysk emulsji benzyna-alkohol przygotowanej przed silnikiem:** Rozwiązanie to może być stosowane zarówno w silnikach ZI, jak i ZS. Benzyna lub olej napędowy mieszane są z alkoholem w mieszalniku (homogenizatorze)

air intake manifold designed to allow for the trajectory of the sprays of the atomized fuels from both injectors.

A common application of multipoint injection of light fuels creates new possibilities of use of a variety of fuel feed strategies of alternative fuels. Both methanol and ethanol can be used in gasoline engines as independently applied fuels. Yet, the use of pure alcohols generates certain difficulties related to the engine operation at cold start and the necessity to heat the intake manifold in engines operating at temperatures lower than 10 °C, particularly when the engine is still heating up. For this reason it seems justified to apply dual fuel (gasoline and alcohol) systems similarly to commonly used LPG systems. The performance of engines fitted with such systems depends on the proper control of the fuel system and it becomes necessary to fit such engines with electronic control units and develop strategic, operating and aligning procedures for all the ranges of their operation. It is noteworthy that this trend in fueling is currently investigated by Volvo and Ford, which is confirmed in literature [10, 11]. Bosch has developed a technology of dual fueling of spark ignition engines (gasoline alcohol or their mixtures [17]). The injection system by Bosch enables a formation of the alcohol and gasoline mixtures in any given proportions of both of the fuels. The Bosch Motronic Flex-Fuel system, based on the oxygen content in the exhaust gases determined the amount of alcohol and the engine control unit adjust the parameters of injection and ignition to a given fuel composition.

2. Description of the fueling system

In the chair of combustion engines and vehicle at the Technical University of Bielsko-Biala scientists work on

tuż przed wtryskiem. Standardowa aparatura paliwowa wtryskuje emulsję do kolektora dolotowego lub bezpośrednio do cylindra. Krótki czas przebywania emulsji nie powoduje rozwarstwiania się paliw.

- **Wtrysk oddzielny paliw przez dwa wtryskiwacze:** jeden dla benzyny, drugi dla alkoholu. Rozwiązanie to wymaga budowy specjalnego kolektora dolotowego powietrza, w którym powinna być uwzględniona trajektoria strugi rozpylonych paliw z obydwu wtryskiwaczy.

Powszechne stosowanie wielopunktowego wtrysku paliw lekkich stwarza nowe możliwości stosowania różnych strategii zasilania wykorzystujących paliwa alternatywne. Zarówno alkohol metylowy, jak i etylowy mogą być stosowane w silnikach o zapłonie iskrowym jako paliwa samoistne. Stosowanie czystych alkoholi w tych silnikach stwarza jednak pewne trudności eksploatacyjne, polegające na utrudnionym rozruchu oraz konieczności podgrzewania kolektora dolotowego w silniku pracującym w niskich temperaturach, niższych od 10 °C, szczególnie w fazie nagrzewania silnika. Z tego powodu wydaje się uzasadnione stosowanie w silnikach z zapłonem iskrowym układów dwupaliwowego zasilania benzyną i alkoholem, podobnie jak w powszechnie stosowanych układach zasilania LPG. Osiągi tak zasilanych dwupaliwowych silników są uzależnione od właściwego sterowania układu zasilania paliwem i koniecznością staje się wspomaganie silników elektronicznymi układami sterującymi oraz opracowanie procedur strategicznych, operacyjnych i regulacyjnych dotyczących wszystkich zakresów ich pracy. Należy zaznaczyć, że ten kierunek zasilania jest obecnie badany przez firmy Volvo i Ford, o czym świadczą doniesienia literaturowe [10, 11]. Firma Bosch opracowała technologie

dwupaliwowego zasilania silnika ZI benzyną, alkoholem lub mieszaniną obu paliw [17]. System wtryskowy firmy Bosch umożliwia dowolne mieszanie obu paliw. System Bosch Motronic Flex-Fuel na podstawie zawartości tlenu w spalinach określa zawartość alkoholu w paliwie, a układ sterowania silnika dostosowuje parametry zapłonu i wtrysku do aktualnego składu paliwa.

2. Opis systemu zasilania silnika

W Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów ATH rozwijane są rozwiązania dotyczące wykorzystania paliw alternatywnych w ramach dwupaliwowego zasilania silników ZI. Pierwszym zastosowanym rozwiązaniem jest zamontowanie do kolektora dolotowego dodatkowych wtryskiwaczy do alkoholu, co wymaga zmian konstrukcyjnych kolektora [12]. Alter-

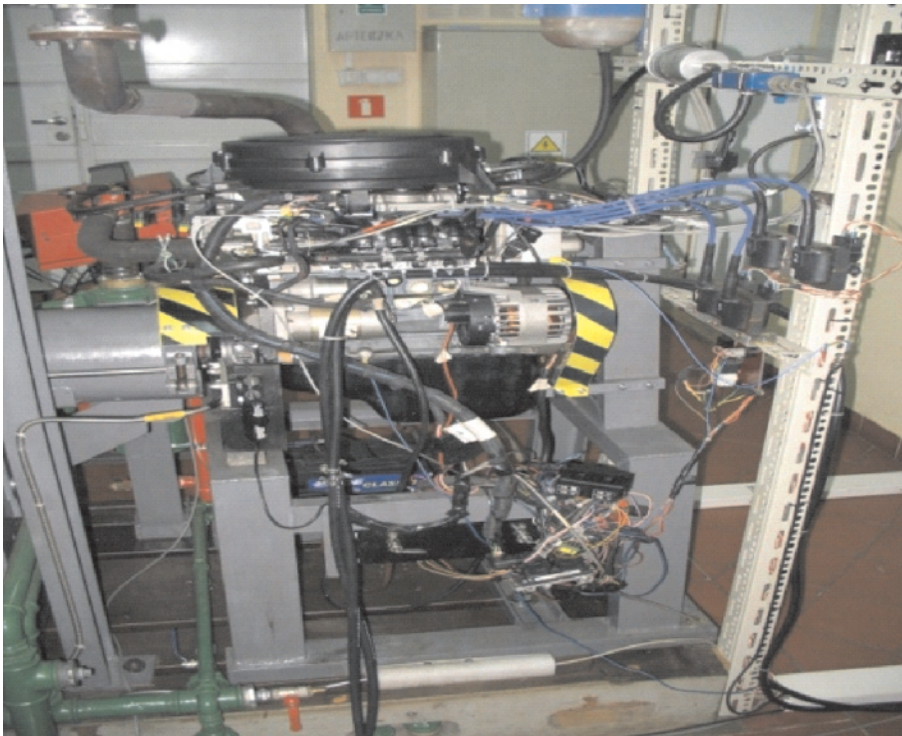


Fig. 2. The engine test bed – Fiat 1100 MPI
Rys. 2. Stanowisko badawcze silnika Fiat 1100 MPI

solutions related to the use of alternative fuels in dual fueling systems in spark ignition engines. The first solution is fitting additional alcohol injectors in the intake manifold, which requires modifications to the intake manifold [12]. An alternative to the first two-injector solution is fuel mixing (gasoline and alcohol) upstream the fuel rail or in it. Such a solution should also ensure variable alcohol or gasoline shares in the range of 0% to 100% of the total fuel dose into the combustion chamber, depending on the engine operating conditions (engine speed and engine load) as well as its thermal state. The here presented solution is more universal compared with the two-injector system in the intake manifold. A prototype fuel mixer that is the essential part of the concept of dual fueling system was prepared for a four cylinder multipoint injected spark ignition engine – Fiat 1100 MPI (Fig. 2). The technical specifications have been given in Table 1.

In the Fiat 1100 MPI engine the injection pressure adjustment is realized through a valve located near the feeding pump. In this particular case the injection pressure regulatory valve is not located near the fuel rail. In the case of dual fueling when the fuels must be mixed under the conditions of working pressure (3.5 bar) in the injection system, the choke adjustment of the ratio of both fuels is strongly non-linear. An alternative to a choke adjustment is the control of fuel mixing through electromagnetic valves controlled by Pulse Width Modulation. In this case because of the possibilities of the control devices the pulses of 45 Hz were applied, generating the width of the pulse so that it was proportional to the measured fuel flow rate (in percent). Both electromagnetic valves were opened simultaneously. An interchangeable valve opening was not applied due to a lack of repeatability of the initial measurement results. In the prototype the fuels are fed to the mixing chamber through electromagnetic valves letting the fuels in the fuel rail. In the prototype of the mixer instead of specialized electromagnetic valves two typical LPG injectors were used, regularly fitted in FIAT Multipla. Both fuels were injected through these injectors to a special chamber where they are

natywnym rozwiązaniem dla układu z dwoma kompletami wtryskiwaczy jest rozwiązanie polegające na mieszaniu paliw (benzyny i alkoholu) przed kolektorem paliwowym lub w kolektorze. Rozwiązanie to powinno również zapewnić zmienne udziały alkoholu lub benzyny w zakresie od 0% do 100% całkowitej dawki energii dostarczanej do silnika, zależnie od warunków pracy silnika (prędkości obrotowej i obciążenia) oraz jego stanu cieplnego. Przedstawione w pracy rozwiązanie jest bardziej uniwersalne w stosunku do kolektora dolotowego z dwoma kompletami wtryskiwaczy. Prototypowy mieszalnik paliw, który jest zasadniczym elementem koncepcji układu zasilania dwupaliwowego przygotowano dla 4-cylindrowego silnika o zapłonie iskrowym z wielopunktowym wtryskiem paliwa typ Fiat 1100 MPI (rys. 2). Dane techniczne silnika zamieszczono w tabeli 1.

Table 1. Technical specifications of Fiat 1100 MPI engine

Tabela 1. Dane techniczne silnika Fiat 1100 MPI

Engine type/ <i>typ silnika</i>	Fiat 1100 MPI
Bore and stroke/ <i>średnica cylindra × skok</i>	70 × 72 mm
Displacement/ <i>pojemność skokowa</i>	1108 cm ³
Compression ratio/ <i>stopień sprężania</i>	9.6
Rated power/engine speed/ <i>moc znamionowa/prędkość obrotowa</i>	40 kW/5000 rpm/ <i>obr/min</i>
Maximum torque/engine speed/ <i>maksymalny moment obrotowy/prędkość obrotowa</i>	88 N·m/3000 rpm/ <i>obr/min</i>

W silniku Fiat 1100 MPI regulacja ciśnienia wtrysku realizowana jest za pomocą zaworu regulacyjnego znajdującego się w okolicy pompy zasilającej. Nie stosuje się tutaj zaworu regulacyjnego ciśnienia wtrysku umieszczonego przy kolektorze paliwowym. Przy zasilaniu dwoma paliwami, które muszą być mieszane w warunkach panującego ciśnienia roboczego (3,5 bar) w układzie wtryskowym, dławieniowa regulacja wzajemnego udziału obydwu paliw ma bardzo nieliniowy charakter. Alternatywą dla dławieniowej regulacji jest kontrola mieszania paliw za pomocą zaworów elektromagnetycznych sterowanych szerokością prostokątnego impulsu PWM (*Pulse Width Modulation*). W przypadku tego rozwiązania, z uwagi na możliwości aparatury sterującej, zastosowano impulsy o częstotliwości 45 Hz, generując szerokość impulsu proporcjonalnie do mierzonego natężenia przepływu paliw (w skali procentowej). Obydwa zawory elektromagnetyczne otwierano jednocześnie. Przemienne otwieranie zaworów nie zastosowano z uwagi na niepowtarzalność wstępnych wyników pomiarów. W prototypie funkcjonalnym urządzenia paliwa dostarczane są do komory mieszania za pomocą zaworów elektromagnetycznych, umożliwiających doprowadzenie mieszaniny paliw do kolektora paliwowego. W prototypie mieszalnika zamiast specjalizowanych zaworów elektromagnetycznych wykorzystano dwa typowe wtryskiwacze z

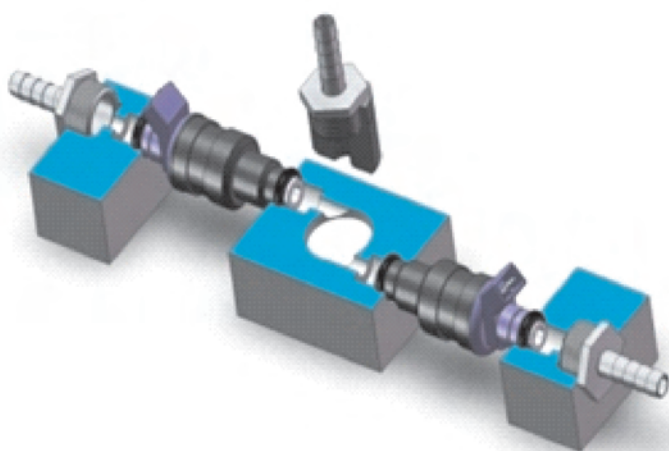


Fig. 3. Diagram of the fuel mixer

Rys. 3. Schemat ideowy mieszalnika paliw

mixed. The preliminary investigations have shown that the throughput of the used injectors is sufficient even when the engine was fueled with pure methanol (the injector opening time is twice as long as compared to gasoline fueling). For the fuels to mix better in the outlet adaptor of the mixer a perlator strainer was used. In such a way homogenized fuel did not split in the time estimated for the injection of a required amount of fuel. The diagram of the mixer has been shown in Fig. 3 and the prototype mixer in Fig. 4.

3. The test stand

The tests on the prototype mixer were performed on an 'engineless' test bed. A prototype fueling system adapted from FIAT 1100 MPI was used. The system was equipped with a gasoline tank a methanol tank and a dual fuel consumption meter. Fig. 5 presents the view of the tanks including the turbine flow meters. Liquid fuel flow meters were used manufactured by AQUA METRO type VZO 4 and VZO 4 OEM of the following technical parameters:

- minimum fuel flow Q_{\min} – 1 dm³/h,
- maximum fuel flow Q_{nom} – 50 dm³/h.

The flow meters differed with the signal transmission and volume recording. In order to maintain a constant pressure of the mixed fuels in the fuel rail another pressure regulator was applied.

The diagram of the test bed has been presented in Fig. 6.

For the feeding of the PWM injectors of the prototype mixer a controller was used developed in the Chair of Combustion Engines and Vehicles at the Technical University of Bielsko-Biala. The controller (KSSIP-3) can operate in

zasilania gazowego, stosowane w silniku samochodu FIAT Multipla. Obydwa paliwa są wtryskiwane przez te wtryskiwacze do specjalnej komory, gdzie ulegają wymieszaniu. Badania wstępne wykazały, że wydatek zastosowanych

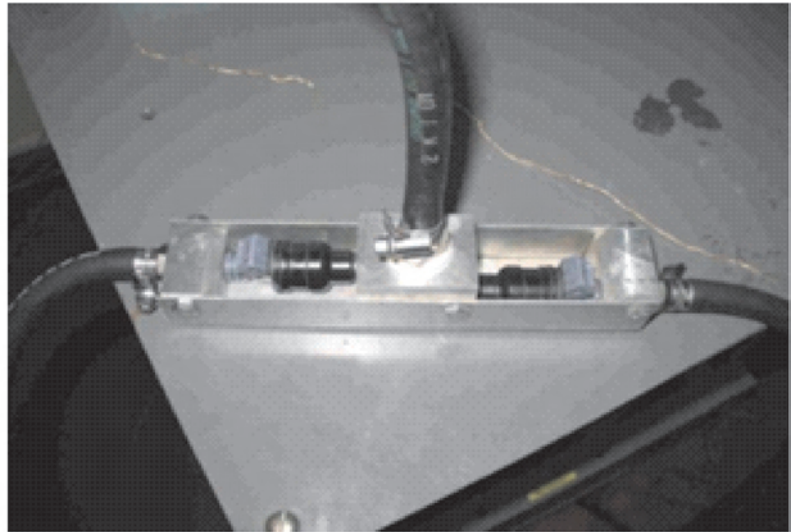


Fig. 4. The prototype of the fuel mixer

Rys. 4. Prototyp funkcjonalny mieszalnika paliw

wtryskiwaczy jest wystarczający nawet przy zasilaniu samym metanolem (czas otwarcia wtryskiwacza w przybliżeniu dwukrotnie dłuższy od czasu przy zasilaniu benzyną). W celu lepszego mieszania paliw w krótcu wylotowym mieszalnika zastosowano sito perlatora. Homogenizowane w ten sposób paliwo nie rozwarstwiało się w czasie przewidywanym dla wtrysku wymaganej objętości paliwa do silnika. Schemat ideowy mieszalnika przedstawiono na rys. 3, a prototypowy mieszalnik paliw na rys. 4.

3. Stanowisko badawcze

Badania prototypu mieszalnika wykonano na stanowisku bezsilnikowym. Wykorzystano w tym celu prototypowy układ zasilania silnika FIAT 1100 MPI stosowany na stanowisku hamownianym, wyposażony w zbiorniki metanolu i benzyny oraz podwójny układ pomiaru zużycia paliw. Na rysunku 5 przedstawiono zbiorniki paliwa wraz z przepływomierzami turbinowymi. Zastosowano przepływomierze paliw płynnych firmy AQUA METRO typ VZO 4 i VZO 4 OEM o następujących parametrach technicznych:

- minimalny wydatek paliwa Q_{\min} – 1 dm³/h,
- maksymalny wydatek paliwa Q_{nom} – 50 dm³/h.

Przepływomierze różniły się sposobem przesyłania sygnału i rejestracji objętości pomiarowej. W celu utrzymania stałego ciśnienia zmieszanych paliw występujących w rzeczywistym kolektorze paliwowym

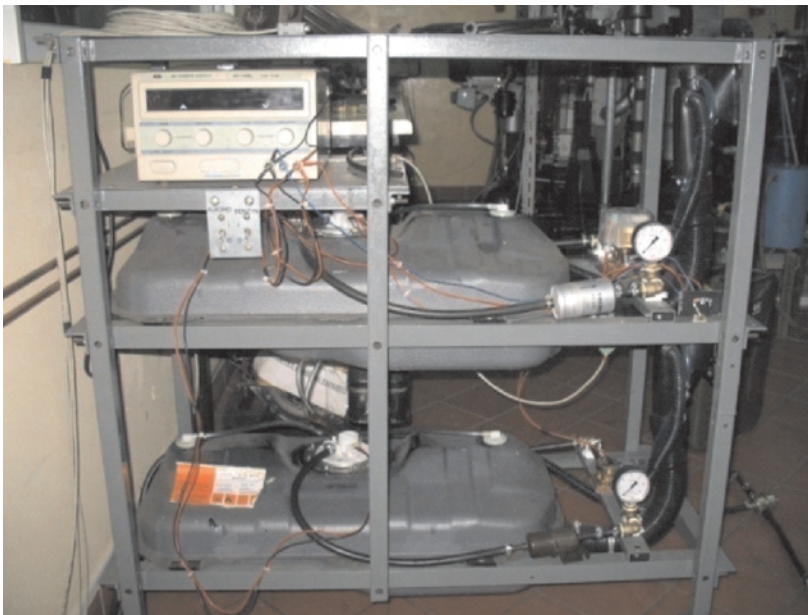


Fig. 5. The fuel supply system and the measurement system

Rys. 5. Układ zasilania paliwem wraz z układem pomiarowym

the mode allowing the control of the additional two electromagnetic valves operating at the frequency of 45 Hz. In the regular mode the controller supervises synchronous operation of the engine fed with four MPI injectors.

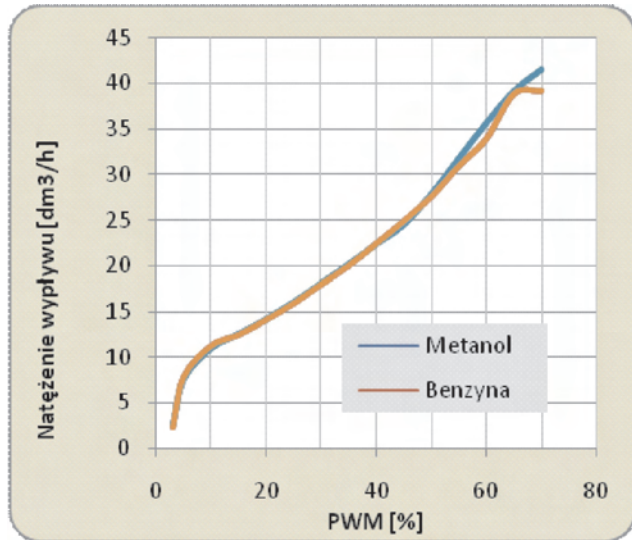


Fig. 7. Comparison of gasoline and methanol flow as a function of changes of the PWM pulse

Rys. 7. Porównanie wydatku benzyny i metanolu w zależności od rodzaju impulsu PWM

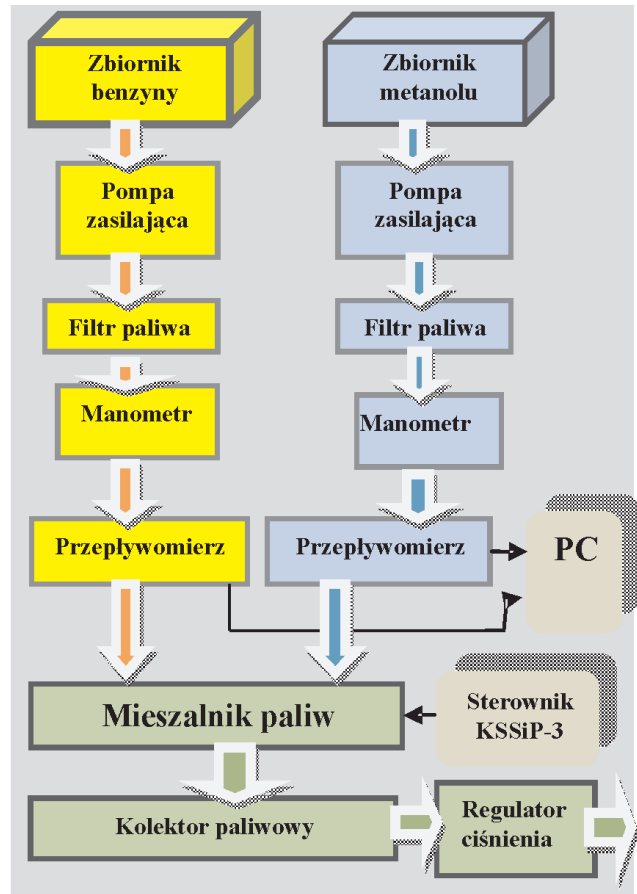


Fig. 6. Schematic diagram of the test bed

Rys. 6. Schemat stanowiska badawczego

4. Test results

The basic purpose of the measurements was to determine the way of control of the electromagnetic valves in the mixer so that the selection of PWM (the extent of the pulse modulation set at the controller) of both electromagnetic valves secures the set methanol gasoline ratio. An additional

zastosowano dodatkowy regulator ciśnienia paliwa.

Schemat ideowy stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 6.

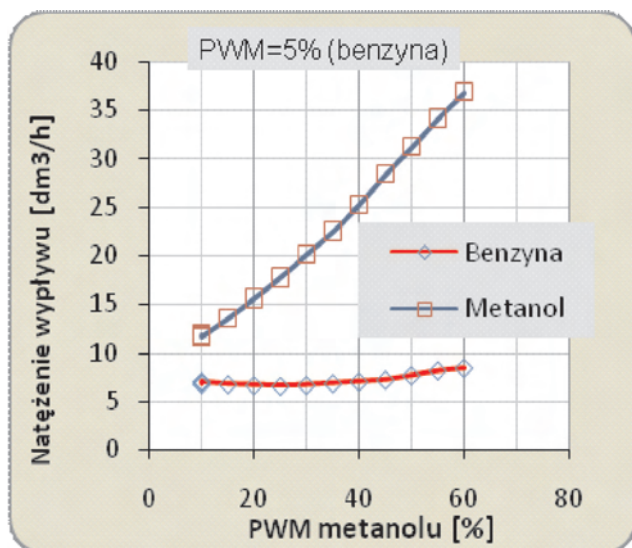


Fig. 8. Comparison of gasoline and methanol flow dependence on the PWM pulse: methanol pulse changes, gasoline pulse constant 5%

Rys. 8. Porównanie wydatku benzyny i metanolu w zależności od impulsu PWM: impuls dla metanolu zmienny, dla benzyny stały 5%

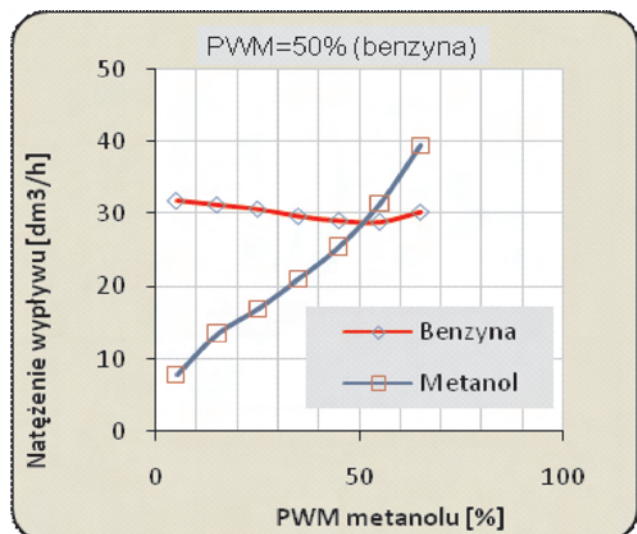


Fig. 9. Comparison of gasoline and methanol flow dependence on the PWM pulse: methanol pulse changes, gasoline pulse constant 50%

Rys. 9. Porównanie wydatku benzyny i metanolu w zależności od impulsu PWM: impuls dla metanolu zmienny, dla benzyny stały 50%

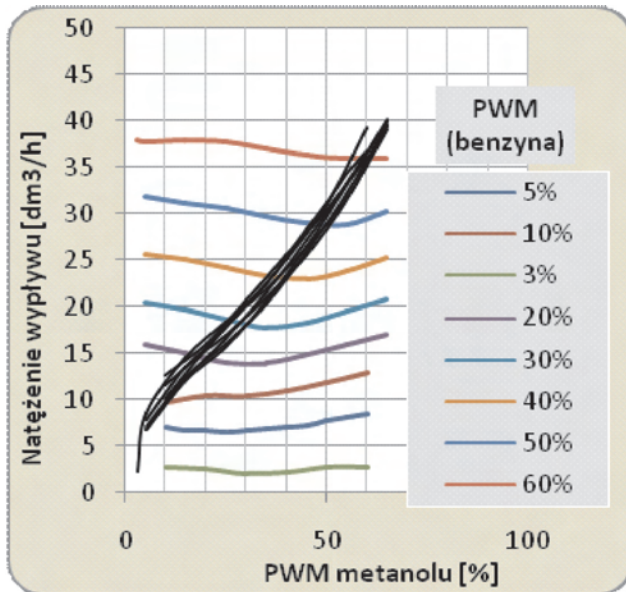


Fig. 10. Comparison of methanol flow for different PWM pulse for gasoline

Rys. 10 Porównanie wydatku metanolu dla różnych impulsów PWM dla benzyny o stałych wartościach

purpose of the measurements was verification whether the control of the PWM of one electromagnetic valve influences the outflow rate of the fuel from the other electromagnetic valve. Fig. 7 presents the relation between the methanol and gasoline flow rate and the way of control at identical PWM values for both valves. Based on the presented characteristics we can state that at the same PWM pulse and simultaneous injection for both injectors the same fuel mass flows were obtained.

Figs 8 and 9 shows example changes in the outflow rate of methanol for different values of PWM for methanol at

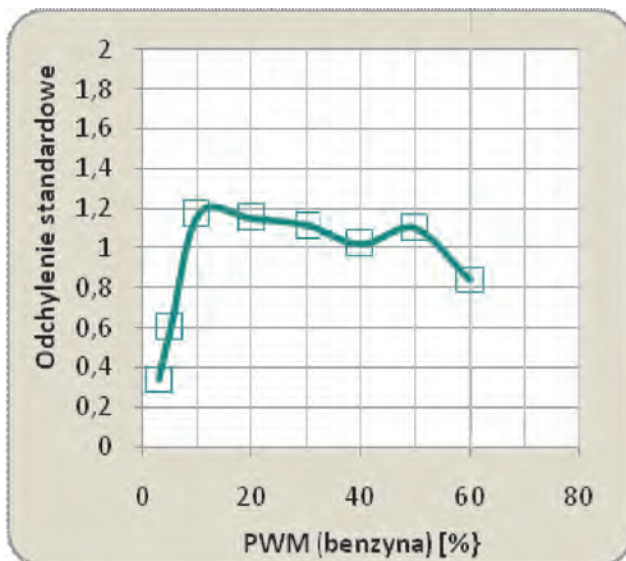


Fig. 11. Average standard deviation of gasoline flow for different PWM pulse for methanol

Rys. 11. Średnie odchylenie standardowe natężenia wypływu benzyny dla różnych impulsów PWM dla metanolu

Do zasilania PWM wtryskiwaczy prototypowego mieszalnika zastosowano zaprojektowany w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów ATH sterownik KSSIP-3, który posiada tryb pracy umożliwiający sterowanie dodatkowymi dwoma zaworami elektromagnetycznymi, pracującymi z częstotliwością 45 Hz. W trybie podstawowym sterownik służy do sterowania synchronicznej pracy silnika zasilanego czterema wtryskiwaczami MPI.

4. Wyniki badań

Podstawowym celem przeprowadzonych pomiarów było określenie sposobu sterowania zaworami elektromagnetycznymi mieszalnika, tak aby dobór PWM (stopień wypełnienia impulsu zadawany na sterowniku) obydwu zaworów elektromagnetycznych umożliwiał otrzymanie założonego stosunku metanolu do benzyny. Dodatkowym celem pomiarów było również sprawdzenie, czy sterowanie impulsem PWM na jednym zaworze elektromagnetycznym ma wpływ na natężenie wypływu paliwa, na równocześnie otwieranym drugim zaworze elektromagnetycznym. Na rysunku 7 przedstawiono zależność natężenia przepływu benzyny i metanolu od sposobu sterowania przy tych samych wartościach PWM dla obydwu zaworów. Na podstawie przedstawionych charakterystyk można stwierdzić, iż przy tych samych impulsach PWM i równoczesnym wtrysku, dla obydwu wtryskiwaczy uzyskano jednakowe wydatki paliw.

Na rysunku 8 i 9 przedstawiono przykładowe zmiany natężenia wypływu metanolu dla różnych wartości PWM dla metanolu, przy stałych wartościach PWM dla benzyny wynoszących 5% i 50%. Zbiorną ilustracją uzyskanych wyników pomiarów dla stałych wartości PWM benzyny i zmiennych wartości PWM metanolu przedstawiono na rys. 10. Widoczne rozbieżności charakterystyk natężenia wypływu metanolu wynikają z zastosowania w torze pomiarowym metanolu przepływomierza o mniejszej dokładności pomiarowej. Przedstawione charakterystyki uzasadniają tezę,

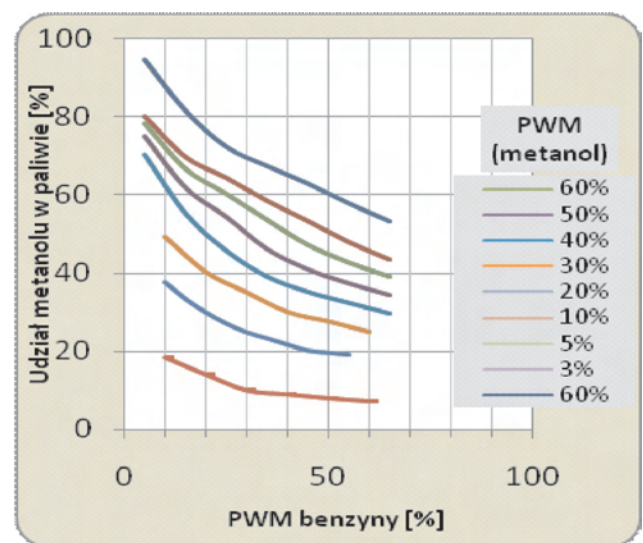


Fig.12. Comparison of methanol share for different gasoline and methanol PWM pulses

Rys. 12. Porównanie udziału metanolu dla różnych warunków sterowania benzyny i metanolu

constant values of PWM for gasoline – 5% and 50%. The collective results of the measurements for constant PWM value for gasoline and variable values of PWM for methanol have been presented in Fig. 10. The visible divergence of the characteristics of outflow rate results from the application of a lower accuracy flow meter in the methanol measurement chain. The presented characteristics confirms the assumption that the control of one electromagnetic valve with a variable PWM pulse has little influence on the fuel outflow rate from the second electromagnetic valve controlled by a constant PWM pulse.

Figure 11 presents the average standard deviation of the fuel outflow rate for constant PWM values for methanol. We can see a small spread around the average of the outflow rate.

Figure 12 presents the changes in the share of alcohol content for variable PWM for the gasoline injector and constant PWM for the methanol injector. The changes in the opening times for the methanol injector in the tested range PWM = 10÷50% resulted in the changes in the alcohol content in the range of $U = 18\div 90\%$. The obtaining of the range of change of the alcohol content $U = 0\div 100\%$ is of course possible and can be done through injector control (limiting of PWM for gasoline). When controlling the mere injectors we can obtain any required alcohol content.

5. Conclusions and final remarks

The performed measurements and presented characteristics of the fuel mixer of dual fueled gasoline engines confirm the concept of such an engine fueling. They confirm the assumption that it is possible to feed homogenous fuel mixture directly to the fuel rail of the injection system significantly limiting the delay resulting from the change of the fuel composition fed to the cylinder. The adjustment of the fuel composition is also possible (gasoline and alcohol) depending on the level of PWM pulse modulation of the applied electromagnetic valves. The measurements were made for a constant PWM pulse frequency of 45 Hz, yet with this type of fueling variable frequency should be used that results from the characteristics of the engine operation. The design of the prototype mixer with built-in counter injectors allows obtaining of an appropriate mixture of both mediums, which results from the application of the mixing chamber where swirling occurs. In the further stage of the investigations the authors plan to use a special mixer valve as shown in Fig. 13. Fig. 14 presents a diagram describing the operation of the said valve.

Based on the performed tests we can draw the following general conclusions:

The developed fueling system is characterized by a variety of features that are vital for dual fueling spark ignition systems.

że sterowanie jednym zaworem elektromagnetycznym ze zmiennym impulsem PWM ma niewielki wpływ na natężenie wypływu paliwa z drugiego zaworu elektromagnetycznego sterowanego stałym impulsem PWM.

Na rysunku 11 przedstawiono średnie odchylenie standardowe natężenia wypływu benzyny dla stałych wartości PWM benzyny w czasie zmiany PWM metanolu. Widoczne jest niewielkie rozproszenie wokół średniej natężenia wypływu.

Na rysunku 12 przedstawiono zmiany udziału alkoholu przy zmianach PWM dla wtryskiwacza benzyny i dla stałych wartości PWM wtryskiwacza metanolu. Zmiany czasu otwarcia wtryskiwacza metanolu w badanym zakresie PWM = 10÷50 [%] powodowały zmiany udziału alkoholu w zakresie $U = 18\div 90$ [%]. Uzyskanie zakresu zmian udziału alkoholu $U = 0\div 100\%$ jest oczywiście możliwe i wynika ze sposobu sterowania wtryskiwaczami (ograniczenie PWM benzyny). Sterując tylko samymi wtryskiwaczami, można uzyskać dowolnie zadaną wartość udziału alkoholu.

5. Podsumowanie i wnioski końcowe

Wykonane pomiary i przedstawione charakterystyki mieszalnika paliw przeznaczonego do dwupaliwowego zasilania silnika o zapłonie iskrowym potwierdzają koncepcję takiego sposobu zasilania silnika. Uzasadniają tezę, że możliwe jest doprowadzenie homogenicznej mieszaniny paliw bezpośrednio do kolektora paliwowego układu wtryskowego, ograniczając w znacznym stopniu zwłokę wynikającą ze zmiany składu paliwa doprowadzonego do cylindra. Możliwa jest również regulacja składu paliwa (benzyny i alkoholu) w zależności od stopnia wypełnienia impulsów PWM zastosowanych zaworów elektromagnetycznych. Pomiary wykonano dla stałej częstotliwości impulsów PWM wynoszącej 45 Hz, jednak przy takim sposobie zasilania silnika powinna być zastosowana zmienna częstotliwość, wynikająca z charakterystyki pracy silnika. Konstrukcja prototypowego mieszalnika z wbudowanymi wtryskiwaczami przeciwwprądowo pozwala uzyskać odpowiednią mieszaninę obydwu mediów, co wynika z zastosowania komory mieszającej, powodującej zawirowanie mieszanki. W następnym etapie badań przewiduje się zastosowanie specjalnego zaworu mieszającego przedstawionego na rys. 13, wraz ze schematem działania przedstawionym na rys. 14.



Fig. 13. Electromagnetic valve for fuel mixing

Rys. 13. Elektromagnetyczny zawór mieszający dwa paliwa

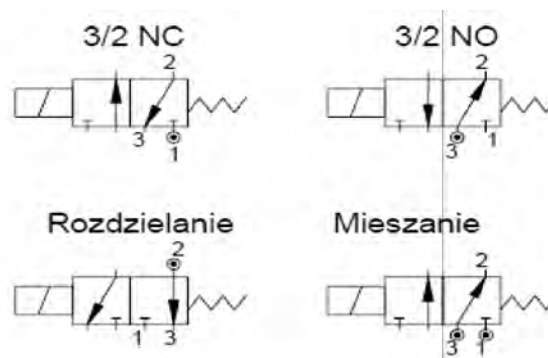


Fig. 14. Diagram presenting the operation of the electromagnetic valve

Rys. 14. Schemat działania zaworu elektromagnetycznego

Some of these features are:

- engine startup on gasoline only, which preserves the engine startup specific properties as in traditional systems;
- burning gasoline and any type of alcohol at actively variable alcohol content depending on engine load and speed;
- splitting has been eliminated at high alcohol content;
- switching to pure alcohol fueling while the engine is operating.

Alcohol fueling enables a substantial reduction of the emission of NO_x and hydrocarbons and an improvement in the general efficiency and external engine parameters such a power output and maximum torque.

The external parameters of the engine can further be improved through an increase in the compression ratio and engine tune-up.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Na podstawie przeprowadzonych badań można wyciągnąć następujące wnioski o charakterze ogólnym:

Opracowany system zasilania charakteryzuje się wieloma zaletami istotnymi przy dwupaliwowym zasilaniu silnika ZI. Do zalet tych należą:

- możliwość rozruchu silnika na samej benzynie, co pozwala zachować jego właściwości rozruchowe jak przy zasilaniu tradycyjnym;
- możliwość równoczesnego spalania benzyny i dowolnego alkoholu, przy aktywnie zmienianym udziale alkoholu zależnie od obciążenia i prędkości obrotowej silnika;
- wyeliminowanie zjawiska rozwarstwiania się mieszanin benzyna–alkohol przy dużych udziałach alkoholu;
- możliwość przechodzenia na zasilanie samym alkoholem podczas pracy silnika.

Zasilanie alkoholem daje istotne możliwości zmniejszenia emisji tlenków azotu i węglowodorów oraz poprawy sprawności ogólnej i parametrów zewnętrznych silnika, takich jak moc i maksymalny moment obrotowy.

Parametry zewnętrzne silnika mogą być dalej podwyższone przez zwiększenie stopnia sprężania silnika oraz optymalizację jego regulacji.

Bibliography/Literatura

- [1] Baczewski K., Kałdoński T.: Paliwa do silników o zapłonie iskrowym. WKiŁ 2005.
- [2] Stell Lexikon, Folge 30, MTZ nr 12/1997.
- [3] Kotowski W., Klimiec J., Marcjasz-Sięmiątkowski I.: Możliwości wykorzystania metanolu i jego pochodnych jako paliw silnikowych. Przemysł Chemiczny nr 80/1/2001.
- [4] Metanol/gasoline blends and emissions. Automotive Engineering nr 4/1992 (cz. 1), nr 5/1992 (cz. 2).
- [5] Mayer L.: Etanol jako komponent benzyn silnikowych. Auto Technika Motoryzacyjna nr 6/1992 (kwartalnik N-T II/1992).
- [6] Bednarek E., Małycka J., Kosowicz L.: Wykorzystanie alkoholu etylowego w paliwach silnikowych reformulowanych. Przemysł Chemiczny nr 76/3/1997.
- [7] Clarke I.: Waste not, want not. Engine Technology International nr 1/2003.
- [8] Maćkowski J.: Emisja aldehydów z silników o ZI zasilanych paliwami zawierającymi związki tlenowe. Paliwa, Oleje i Smary w Eksploatacji nr 91/2001 (cz. 1), nr 92/2001 (cz. 2).
- [9] Frączek K., Rzeczkowski S., Chojecki J., Ciok J.: Eter etylo-tert-butyłowy wysokojakościowy komponent benzynowy z surowca odnawialnego. Przemysł Chemiczny, nr 82/5/2003.
- [10] biopaliwa.com
- [11] www.atcobr.pl
- [12] Stelmasiak Z., Larisch J., Semikow J.: Badania wstępne dwupaliwowego silnika o zapłonie iskrowym zasilanego alkoholem metylowym i benzyną. Silniki Spalinowe nr 3/2008.
- [13] Stelmasiak Z., Larisch J., Semikow J.: Analiza wybranych parametrów spalania dwupaliwowego silnika o zapłonie iskrowym zasilanego alkoholem i benzyną. Silniki Spalinowe nr 1/2009.
- [14] Stelmasiak Z., Larisch J., Semikow J.: Some aspects of bifuel SI engine run on alcohol and gasoline, 12th EAEC European Automotive Congress Bratislava 2009.
- [15] Stelmasiak Z., Semikow J.: The possibilities of improvement of spark ignitron engine efficiency trough dual fuelling of methanol and gasoline, Combustion Engines 3/2010.
- [16] Stelmasiak Z.: Możliwości dwupaliwowego zasilania benzyną i alkoholem silników o zapłonie iskrowym, Logistyka nr 6/2010.
- [17] rb-kwin.bosch.com /en/powerconsumptionemissions /.../ flexfuel

Jerzy Larisch, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at University of Bielsko-Biala.

Dr inż. Jerzy Larisch – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

e-mail: jarisch@ath.bielsko.pl



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

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

e-mail: zstelmasiak@ath.bielsko.pl



The impact of kinematics of the airflow on the efficiency of combustion process in piston engines

The technical possibility of decreasing engine emissions and fuel consumption in relation to the increase in the usable engine parameters has been presented in the paper. The above problem relates to the dynamic and kinematic properties of airflow into the combustion chamber. The effect of swirl in the intake manifold that refers to the achieved engine operating parameters and emission level was presented in the paper. The included results of the experimental research of airflow swirl in the air intake model allowed getting answers related to the issues of flow resistance. The analysis of literature and the analysis of the modeling results led to conclusions about the theoretical and practical possibilities of flexible intake duct implementation.

Key words: kinematics of airflow, intake manifold, combustion process, gaseous fuel

Oddziaływanie kinematyki ładunku napływającego do komory spalania na efektywność procesu spalania w silnikach tłokowych

W artykule przedstawiono możliwości technicznej realizacji pracy silnika z uwagi na ograniczenie emisji spalin oraz zmniejszenie zużycia paliwa w odniesieniu do wzrostu wartości parametrów użytkowych silnika. Problem ten związane z modyfikacją oraz dynamicznymi zmianami właściwości kinematycznych ładunku napływającego do komory spalania silnika. W pracy przedstawiono zagadnienia związane z możliwością wykorzystania zjawiska zawirowania ładunku na tle uzyskiwanych wartości parametrów pracy oraz emisji składników spalin. Zamieszczone wyniki badań eksperymentalnych przeprowadzone na stanowisku modelowym pozwoliły uzyskać odpowiedź na zagadnienia oporów przepływu oraz pozwoliły określić możliwe do uzyskania wartości parametrów opisujących zawirowanie osiowo-wzdłużne ładunku w kanale dolotowym silnika. Na podstawie analizy wyników badań modelowych oraz analizy literatury przedstawiono wnioski dotyczące technicznej możliwości implementacji do silnika badawczego oraz spodziewanych zmian w jego parametrach pracy.

Słowa kluczowe: dynamika ładunku, układ dolotowy, spalanie, paliwo gazowe

1. Introduction

The growth in the engine efficiency is a priority when designing modern engines while still working on the reduction of the negative impact on the environment. The said issues have become extremely important today as the omnipresent intensification of transport leads to a growing air pollution and aiming at an economic growth results in a growing crude oil consumption. The trends in the development of gasoline engines are based on the development of the automotive market and the related implementation of modern technologies as well as increasing the range and variety of products.

Currently, one of the most important objectives in engine design is the reduction of the fuel consumption and meeting the ever more stringent emission requirements while still maintaining the high usable parameters of the engines. A standard phenomenon is the formation of photochemical smog that is the result of chemical reactions triggered by the solar radiation, particularly in large and industrialized cities.

In most of the countries the limits of the engine exhaust emissions have been set forth by legislation. These are as follows:

- hydrocarbons ($C_n H_m$),
- nitric oxides (NO_x),
- carbon monoxide (CO),

1. Wprowadzenie

Priorytetem w konstruowaniu silników spalinowych jest uwzględnienie wzrostu efektywności ich pracy, przy jednoczesnym zmniejszeniu ich oddziaływania na środowisko naturalne. Zagadnienia te stały się obecnie niezwykle ważne, gdyż wszechobecna intensyfikacja transportu powoduje wzrost zanieczyszczenia powietrza, a dążenie do wzrostu gospodarczego zwiększa intensywność zużycia paliw. Kierunek rozwoju silników z zapłonem iskrowym (ZI) oparty był na rozwoju rynku motoryzacyjnego i związanym z tym wprowadzaniem coraz nowszych technologii oraz zwiększaniem różnorodności produktów.

Obecnie jednym z najważniejszych celów w projektowaniu silników jest zmniejszanie zużycia paliwa oraz spełnianie coraz bardziej zaostrzonych norm dotyczących emisji toksycznych składników spalin, przy zachowaniu wysokich wartości parametrów użytkowych. „Normalnym” zjawiskiem jest powstawanie nad miastami smogu fotochemicznego, będącego efektem reakcji chemicznych pod wpływem promieniowania słonecznego, szczególnie w obrębie dużych i uprzemysłowionych miast. W większości krajów administracyjnie ustalono limity najbardziej szkodliwych związków, jakie mogą być emitowane przez pojazd do atmosfery. Związkami tymi są głównie:

- carbon dioxide (CO₂),
- particulate matter (PM),
- sulfur compounds (S – its content is mainly related to the contamination of fuel).

In the phase of continuous development there are the following systems that lead to a reduction of the fuel consumption in gasoline engines and the following parameters relate to energy and ecology:

- direct fuel injection– GDI (DGI) (*Gasoline Direct Injection*) that form,
 - stratified charge:
 - wall guided (assisted by a swirl),
 - spray guided,
 - homogenous,
- CAI/HCCI (*Controlled Auto Ignition/Homogenous Charge Compression Ignition*),
- VCM (*Variable Charge Motion*),
- VVT (*Variable Valve Timing*),
- VVA (*Variable Valve Actuation*),
- turbocharging,
- VCR (*Variable Compression Ratio*),
- VD (*Variable Displacement*).

Thanks to the application of various combinations of modern design solutions in engine construction a significant drop in the exhaust emissions and fuel consumption has been obtained (Fig. 1 and 2).

Alternative fuels as a source of energy for modern combustion engines are being improved on a continual basis in terms of quality and engine operating parameters. This should allow an efficient use of these fuels that come from renewable sources. Apart from these actions the engineers need to adapt the engine design and its fuel systems for the properties of these fuels. Hence, we will be able to efficiently use alternative fuels. Figure 3 presents the results of the measurements of the combustion time of the LPG-air mixture as compared to the gasoline-air mixture.

When analyzing Figs 2 and 3 we can draw a conclusion that using direct injection and a proper control of the charging and discharging of the working areas allow a high efficiency of energy conversion. Besides, a proper control of

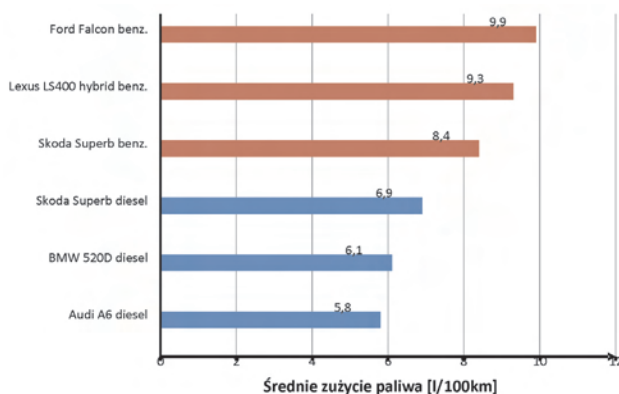


Fig. 1. Fuel consumption by automatic transmission premium class vehicles as per the ADR 81 [12]

Rys. 1. Zużycie paliwa przez samochody klasy premium z automatyczną skrzynią wg testu ADR 81 [12]

- węglowodory (C_nH_m),
- tlenki azotu (NO_x),
- tlenek węgla (CO),
- dwutlenek węgla (CO₂),
- cząstki stałe (PM),
- związki siarki (S – jej zawartość głównie związana jest z zanieczyszczeniem paliwa).

W fazie ciągłego rozwoju są następujące systemy prowadzące do zmniejszenia zużycia paliwa przez silniki ZI oraz polepszające parametry energoekologiczne:

- bezpośredni wtrysk paliwa – GDI (DGI) (*Gasoline Direct Injection*) tworzący ładunek,
 - uwarstwiony:
 - tworzony przez wir wspomagany oddziaływaniem ścianek – *wall/air guided*,
 - tworzony przez strugę – *spray guided*,
 - homogeniczny,
- kontrolowany samozapłon – CAI/HCCI (*Controlled Auto Ignition/Homogenous Charge Compression Ignition*),
- zmienny przepływ ładunku – VCM (*Variable Charge Motion*),
- zmienne fazy rozrządu – VVT (*Variable Valve Timing*),
- zmienne sterowanie zaworami – VVA (*Variable Valve Actuation*),
- turbodoładowanie,
- zmienny stopień sprężania – VCR (*Variable Compression Ratio*),
- zmienna objętość skokowa silnika – VD (*Variable Displacement*).

Dzięki zastosowaniu różnych kombinacji współczesnych rozwiązań konstrukcyjnych w budowie silników spalinowych osiągnięto znaczny spadek emisji spalin oraz zużycia paliwa (rys. 1 i 2).

Paliwa alternatywne jako źródło energii dla współczesnych silników spalinowych są ciągle udoskonalane pod względem wymagań jakościowych i eksploatacyjnych. Pozwoli to w przyszłości efektywnie wykorzystać te paliwa jako formy paliw pochodzących ze źródeł odnawialnych. Prócz tych zabiegów należy także dostosowywać budowę

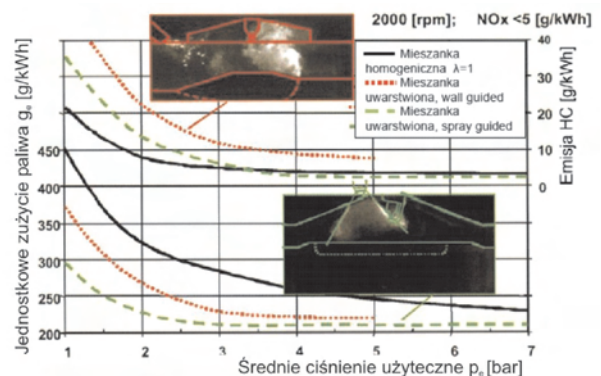


Fig. 2. The comparison of the unit fuel consumption and the hydrocarbons emission against the mixture composition and injection strategy for GDI engines [3]

Rys. 2. Porównanie jednostkowego zużycia paliwa i poziomu emisji węglowodorów w zależności od składu mieszanki i sposobu realizacji wtrysku dla silnika typu GDI [3]

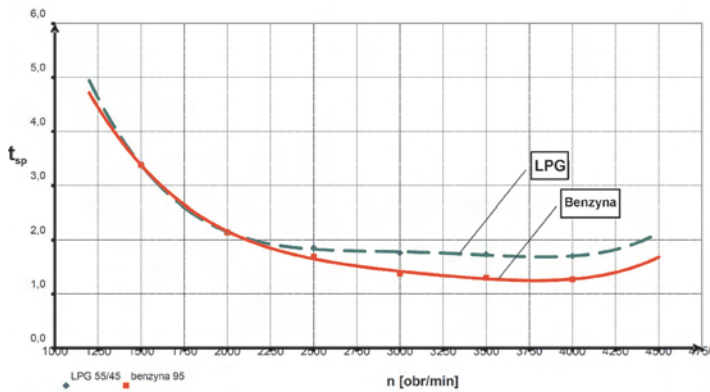


Fig. 3. The course of the change of combustion time (t_{sp}) as a function of engine speed (n) for the gasoline air and LPG air mixtures ($\lambda = 0,92$) [8]

Rys. 3. Przebieg zmiany czasu spalania (t_{sp}) jako funkcja prędkości obrotowej (n) silnika dla mieszanek benzynowo-powietrznej oraz LPG-powietrze ($\lambda = 0,92$) [8]

the parameters of the charge flow to the working area allows a high repeatability of the combustion process.

A direct result of these actions that influence the mixture preparation process and its combustion is low fuel consumption and low exhaust emissions and an improvement of the engine parameters such as power output and torque.

Many researchers [1, 6, 7, 10] have studied the influence of the swirl intensification on the process of heat flow in piston engines, the influence of the turbulence on the heat exchange process [2, 4, 11] and the stabilization of the combustion processes [5]. The results of these investigations in a different way present the influence of this swirl. The authors agree that due to the swirl process the effectiveness of the combustion processes improves (a more homogenous air fuel mixture). This has been assumed based on the reduced emission of carbon monoxide, carbon dioxide and hydrocarbons while the nitric oxides grew. As for the heat release process (combustion) this influence is not clear.

In the investigations in the literature the authors rarely mention the possibility of the intensification of the preliminary charge swirl in the intake manifold. This intensification is of particular importance in the following cases:

- homogenous mixture formation,
- operation at low engine speeds,
- low speed engines of high single cylinder capacities,
- unconventional fuel application in regular engines.

Within this paper the authors present the obtainment of the axial swirl of the intake air in relation to the introduced flow resistance.

2. The characteristics of the experimental model

The design of the experimental model was based on the existing four-cylinder four stroke gasoline engine of the capacity of 1598 cm³. The diameter of the intake duct of this engine was 32 mm, and the diameter of the intake duct in the model was 34 mm. The difference results from the pipes available for the construction of the model.

The swirl effect was obtained thanks to a geometrically flexible element that was a steel tape of the length of 65

silników i ich układów zasilania do właściwości stosowanych paliw. Dzięki temu będzie możliwe efektywne wykorzystanie paliw alternatywnych. Na rysunku 3 przedstawiono wyniki pomiaru czasu spalania mieszanki LPG-powietrze w odniesieniu do mieszanki benzynowo-powietrznej.

Analizując rysunki 2 i 3, można postawić wniosek, że stosowanie bezpośredniego wtrysku paliwa oraz odpowiednie sterowanie fazami napełniania i opróżniania przestrzeni roboczej pozwalają uzyskać wysoką efektywność procesów konwersji energii. Ponadto odpowiednie sterowanie parametrami przepływu ładunku do przestrzeni roboczej pozwala uzyskać dużą powtarzalność procesów spalania.

Bezpośrednim rezultatem tych zabiegów oddziaływujących na proces przygotowania mieszaniny palnej oraz jej spalania jest uzyskanie małego zużycia paliwa oraz niskiego poziomu emisji składników szkodliwych spalin przy równoczesnym wzroście parametrów pracy silnika, takich jak moc i moment obrotowy.

Wielu badaczy [1, 6, 7, 10] zajmowało się oceną wpływu intensyfikacji zawirowania typu „swirl” na proces przepływu ciepła w silnikach tłokowych, a także badaniem wpływu turbulencji na proces wymiany ciepła [2, 4, 11] oraz stabilizacji procesu spalania [5]. Wyniki tych badań w różny sposób przedstawiają wpływ tego zawirowania. Autorzy badań są zgodni w tym, że dzięki zawirowaniu typu „swirl” uzyskuje się poprawę efektywności procesu spalania określaną przez uzyskanie bardziej homogenicznej mieszanki paliwowo-powietrznej. Wniosek ten postawiono na podstawie uzyskanego zmniejszenia emisji tlenu i dwutlenku węgla oraz węglowodorów przy jednoczesnym wzroście emisji tlenków azotu. Natomiast co do wpływu na proces wywiązywania się ciepła (spalanie) oddziaływanie to nie jest jednoznaczne.

W pracach badawczych rzadko wspomniana jest możliwość intensyfikacji wstępnego zawirowania ładunku w kanale dolotowym silnika. Intensyfikacja taka jest szczególnie ważna w następujących przypadkach:

- tworzenia mieszanki homogenicznej,
- przy pracy w zakresie niskich prędkości obrotowych silnika,
- silników wolnobieżnych o dużych pojemnościach skokowych jednego cylindra,
- stosowania paliw niekonwencjonalnych do zasilania tradycyjnych tłokowych silników spalinowych.

W ramach niniejszej pracy przedstawiono uzyskanie zawirowania osiowego powietrza dopływającego do komory spalania w odniesieniu do wprowadzanych oporów przepływu.

2. Charakterystyka modelu eksperymentalnego

Budowę modelu eksperymentalnego oparto na istniejącym czterocylindrowym, czterosurowym silniku z zapłonem iskrowym o pojemności skokowej 1598 cm³. Średnica kanału dolotowego dla tego silnika wynosi 32 mm, natomiast średnica kanału w modelu wynosi 34 mm. Różnica wynika z dostępności rur użytych do budowy

mm, width 32 mm and thickness 0.4 mm. The schematic diagram of the model and its principle of operation have been shown in Fig. 4.

Based on these assumptions a flow model of the intake duct has been built. The schematic of this model has been presented in Fig. 5.

The value of the flow resistance (Δp) has been determined from the dependence:

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot n \cdot l \text{ [Pa]}, \quad (1)$$

where: ρ – density of the liquid in the manometer, g – apparent gravity, n – manometer ratio, l – number of notches.

The value of the flow velocity was determined based on the measurement of the dynamic pressure in two perpendicular planes. The measuring points were determined based on the division of the area of the pipe cross section. The diameter was divided into nine rings of the width of 2 mm. In this way the authors obtained four velocity-measuring points from the rings.

The flow velocity (v) at each measuring points was determined based on the dependence:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \rho \cdot n \cdot l}{1.3}} \text{ [m/s]}, \quad (2)$$

The accuracy of the measurement was determined based on the data contained in table 1.

Table 1. The measurement ranges and accuracy classes of the Recknagel manometer (MPR-4)

Tabela 1. Zakresy pomiarowe oraz klasy dokładności manometru Recknagla MPR-4

Ratio/ położenie n	Measurement range/zakres pomiarowy [Pa]	Accuracy class/klasa dokładności [%]
1:10	0÷160	1.0
1:25	0÷64	1.5
1:50	0÷32	2.5

The average value of the airflow velocity was calculated based on the formula (3):

$$\bar{v} = \frac{1}{A} \cdot \sum_{n=1}^9 \frac{(v_{n1} + v_{n2} + v_{n3} + v_{n4})}{4} \cdot A_n, \text{ [m/s]}, \quad (3)$$

and

$$A_n = \pi \cdot \frac{(d_{n1}^2 - d_{n2}^2)}{4}, \text{ [m}^2\text{]}, \quad (4)$$

where: A – cross section area of the perpendicular channel [m²], A_n – area of the n-ring, n – number of ring, v_{n1-4} – flow velocity in the subsequent measuring points for n-ring, d_{n1} – outer diameter of the n-ring, d_{n2} – inner diameter of the n-ring.

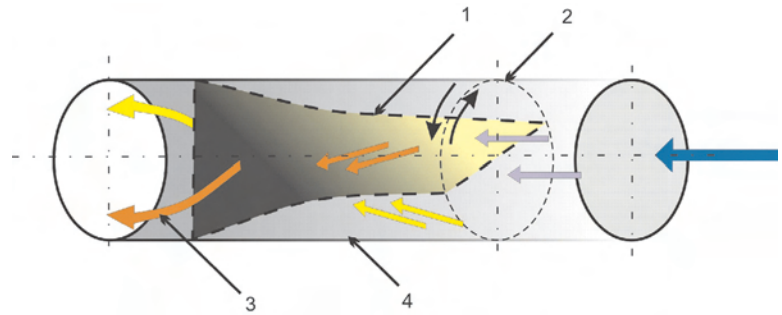


Fig. 4. The diagram of the geometrically flexible channel: 1 – steel tape, 2 – movable ring, 3 – air in the swirl motion, 4 – channel [9]

Rys. 4. Schemat ideowy kanału podatnego geometrycznie: 1 – taśma stalowa, 2 – pierścień ruchomy, 3 – powietrze w ruchu wirowym, 4 – kanał [9]

modelu.

Efekt zawirowania uzyskano dzięki zastosowaniu elementu podatnego geometrycznie, który stanowiła stalowa taśma o długości 65 mm, szerokości 32 mm i grubości 0,4 mm. Schemat ideowy budowy i zasady działania elementu kanału przedstawiono na rys. 4.

Opierając się na tych założeniach, wykonano model przepływowy kanału dolotowego silnika. Schemat modelu eksperymentalnego przedstawiono na rys. 5.

Wartość oporów przepływu (Δp) wyznaczono z zależności (1), gdzie: ρ – gęstość cieczy w manometrze, g – przyspieszenie ziemskie, n – przełożenie manometru, l – liczba działek.

Wartość prędkości przepływu określono na podstawie pomiaru ciśnienia dynamicznego w dwóch wzajemnie prostopadłych płaszczyznach. Punkty pomiarowe określono na podstawie podziału pola powierzchni przekroju rury. Średnicę podzielono na dziewięć pierścieni o szerokości 2 mm. Uzyskano w ten sposób cztery punkty pomiaru prędkości dla każdego z pierścieni.

Prędkość przepływu (v) w każdym punkcie pomiarowym określono na podstawie zależności (2).

Dokładność pomiaru określono na podstawie danych zawartych w tabeli 1.

Wartość średnią prędkości przepływu powietrza obliczono na podstawie wzoru (3), natomiast A_n na podstawie wzoru (4), gdzie: A – pole powierzchni przekroju prostopadłego kanału [m²], A_n – pole powierzchni n-pierścienia, n – numer pierścienia, v_{n1-4} – prędkość przepływu w kolejnych punktach pomiarowych dla n-pierścienia, d_{n1} – średnica zewnętrzna n-pierścienia, d_{n2} – średnica wewnętrzna n-pierścienia.

3. Wyniki badań eksperymentalnych

Badania dotyczyły określenia wpływu geometrii kanału dolotowego podatnego geometrycznie na prędkość i opór przepływu czynnika w postaci powietrza. Ważnym czynnikiem oceny profilu prędkości była także zmiana położenia jej ekstremów. Jak już wspomniano (rozdz. 2), elementem podatnym była taśma stalowa. Jednym końcem utwierdzona była w sposób stabilny w pierścieniu osadczym, natomiast drugi koniec taśmy podlegał przemieszczeniom, co powodowało skręcanie taśmy. Drugi pierścień umożliwiał także kompensację zmiany długości rzeczywistej taśmy.

3. The results of the experimental investigations

The investigations pertained to the influence of the channel geometry on the medium flow (air) velocity and flow resistance. An important factor in the evaluation of the velocity profile was also the change of the location of its extremums. As previously mentioned (chapter 2) the flexible element was a steel tape. At one end it was stable-fixed in the ring and the other end was subject to displacement, which resulted in the tape twist. The second ring also enabled a compensation of the changes of the tape actual length.

The tape twist angle began at $0 \div 24^\circ$ and the range of the obtained average velocities of the flow began at $3.5 \div 9.2$ m/s.

The results of the experimental investigations of the flow resistance in relation to the flow velocity and the twist angle of the tape has been shown in Fig. 6.

From the obtained measurements shown in Fig. 6 it results that the application of a flexible element in the intake duct does not significantly influence the flow resistance. The difference between the lowest value obtained for a straight tape and the highest resistance obtained for a twist angle of 24° in the tested velocity range only slightly exceeded the value of 5 Pa at the measurement error of 0.96 Pa. These results are extremely promising in relation to the possibility of obtaining of the change in the distribution of the velocities in the cross-section area. A proper distribution will enable transportation of the charge to the combustion chamber so that it can circumvent the valve head that bounces off the transported charge and causes turbulence.

Figures 7 and 8 present the dependence of the change of the profile for two mutually perpendicular planes having the axis of parallel symmetry of the pipe. The determination of the plane location is related to the location of the steel tape entrance shown as number 3 in Fig. 5.

From Figs 7 and 8 it results that the twist angle of the tape significantly influences the change of the velocity profile in the cross section area of the flow. A very effective projection of this change of the profile has been shown by the appearance of two extremums near the walls of the duct for the tape twist angle of 24° and the growth in the flow resistance was approximately 7%.

The obtained profile projection can serve to introduce the air spray modulation at the intake to the combustion chamber in piston combustion engines. In this way, slightly increasing the flow resistance by approximately 7%, we can obtain a profile of the flow velocity that will circumvent the intake valve head.

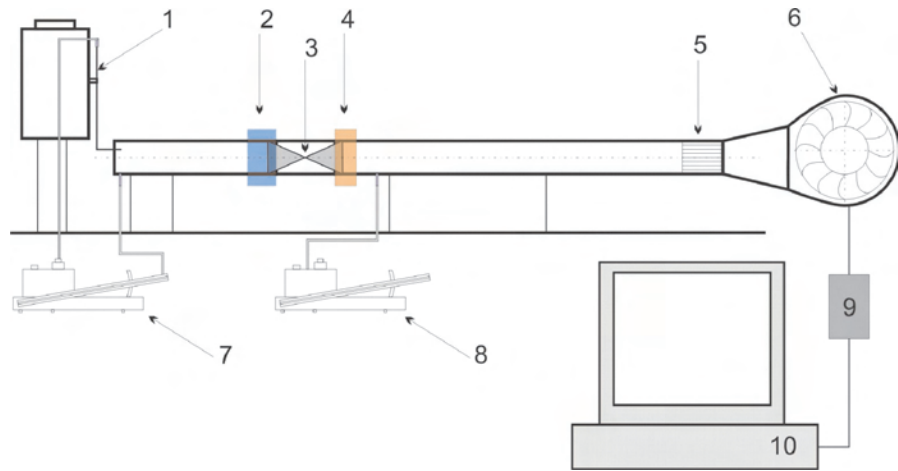


Fig. 5. The schematic of the experimental measurement stand: 1 – micro manometer Askania, 2 and 4 – fixing rings of the steel tape 3, 5 – flow stabilizer, 6 – radial-axial fan, 7 – Recknagel manometer for the measurement of the flow velocity, 8 – Recknagel manometer for the measurement of the flow resistance, 9 – interface, 10 – computer

Rys. 5. Schemat eksperymentalnego stanowiska pomiarowego: 1 – mikromanometr Askania, 2 i 4 – pierścienie osadze taśmy stalowej 3, 5 – stabilizator przepływu, 6 – wentylator osiowo-promieniowy, 7 – manometr Recknagla do pomiaru prędkości przepływu, 8 – manometr Recknagla do pomiaru oporów przepływu, 9 – interfejs komunikacyjny, 10 – komputer

Kąt skręcenia taśmy wynosił od $0 \div 24^\circ$, natomiast zakres uzyskanych średnich prędkości przepływu wynosił od $3,5 \div 9,2$ m/s.

Zestawienie wyników badań eksperymentalnych oporów przepływu w odniesieniu do prędkości przepływu oraz kąta skręcenia taśmy przedstawiono na rys. 6.

Z uzyskanych wyników pomiarów przedstawionych na rys. 6 wynika, że zastosowanie elementu podatnego w kanale dolotowym nie wpływa znacząco na wzrost oporów przepływu. Różnica pomiędzy wartością najniższą uzyskaną dla prostej taśmy oraz największym oporem uzyskanym dla kąta skręcenia wynoszącego 24° w badanym zakresie prędkości tylko nieznacznie przekroczyła wartość 5 Pa przy błędzie pomiaru oporów przepływu na poziomie 0,96 Pa. Wyniki te są bardzo obiecujące w odniesieniu do możliwości uży-

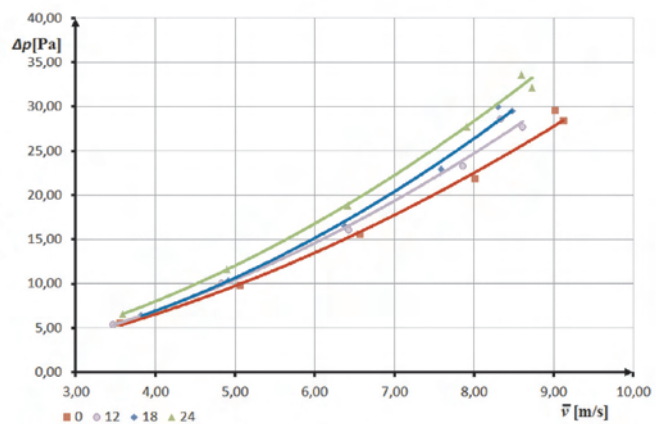


Fig. 6. The characteristics of the flow resistance (Δp) depending on the average velocity (\bar{v}) and tape twist angle ($0, 12, 18$ and 24°)

Rys. 6. Charakterystyka oporów przepływu (Δp) w zależności od prędkości średniej (\bar{v}) i kąta skręcenia taśmy ($0, 12, 18$ i 24°)

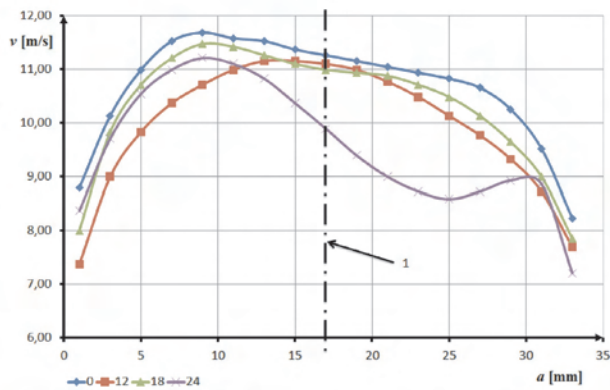


Fig. 7. The profilogram of the flow velocity in the plane perpendicular to the entrance for different angles of the tape twist: v – velocity at the point, a – location of the measuring point on the pipe diameter, 1 – axis of symmetry of the system

Rys. 7. Profilogram prędkości przepływu w płaszczyźnie prostopadłej do wejścia dla różnych kątów skręcenia taśmy: v – prędkość w punkcie, a – położenie punktu pomiarowego na średnicy rury, 1 – oś symetrii kanału

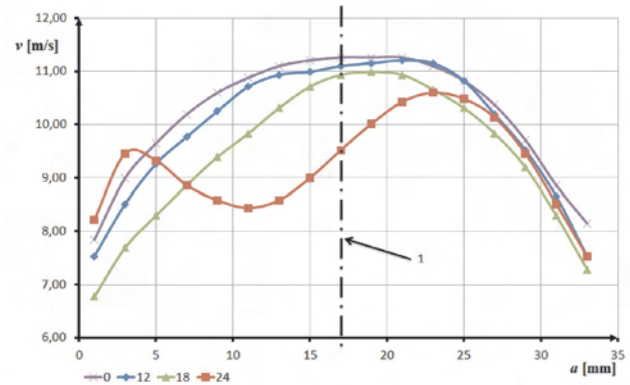


Fig. 8. Profilogram of the flow velocity in the plane parallel to the walls for different angles of tape twist: v – velocity at the point, a – measuring point location in the pipe diameter, 1 – axis of symmetry of the duct

Rys. 8. Profilogram prędkości przepływu w płaszczyźnie równoległej do wejścia dla różnych kątów skręcenia taśmy: v – prędkość w punkcie, a – położenie punktu pomiarowego na średnicy rury, 1 – oś symetrii kanału

Such a solution will be a positive one for the process of cylinder filling, thus eliminating the bounce-off effect of the cylinder filling, thus eliminating the bounce-off effect of the charge from the valve head (this is the source of the turbulence that distorts the free flow of the charge to the working area).

skania zmiany rozkładu profilu prędkości w polu przekroju poprzecznego. Odpowiedni jej rozkład umożliwi doprowadzenie ładunku do komory spalania, tak aby nie napotkał on na swojej drodze grzybka zaworu, który powodowałby jego odbicie i powstawanie turbulencji.

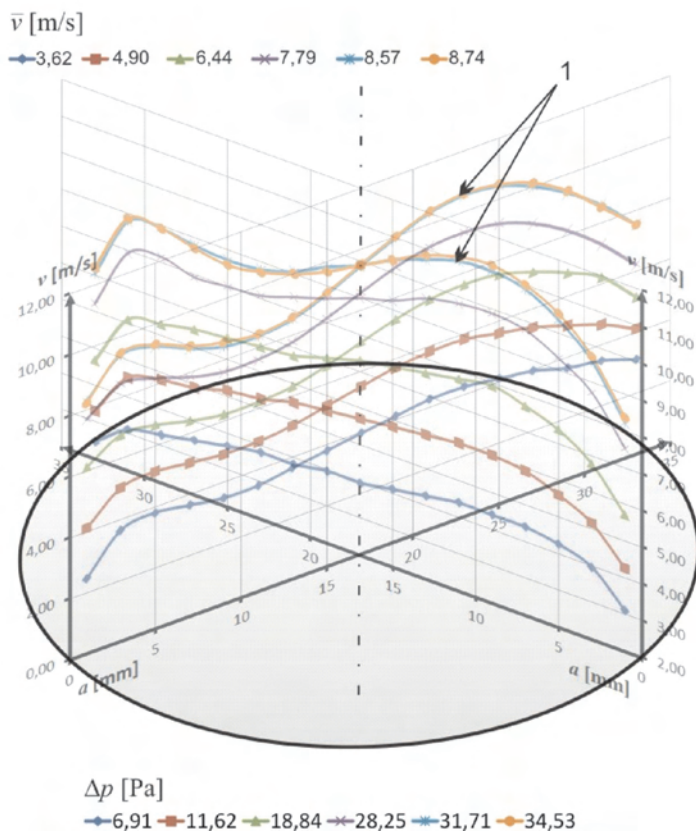


Fig. 9. The profilograms of the velocities put together for two mutually perpendicular planes: 1 – the highest flow (11.2 m/s)

Rys. 9. Złożenie profilogramów prędkości przepływu dla dwu wzajemnie prostopadłych płaszczyzn: 1 – najwyższa prędkość przepływu (11,2 m/s)

Na rysunkach 7 i 8 przedstawiono zależność zmiany profilu prędkości przepływu powietrza dla dwu wzajemnie prostopadłych płaszczyzn zawierających oś symetrii podłużnej rury. Określenie położenia płaszczyzny związane jest z położeniem powierzchni wejścia taśmy skrętniej przedstawionej jako numer 3 na rys. 5.

Z rysunków 7 i 8 wynika, że kąt skręcenia taśmy znacząco wpływa na zmianę profilu prędkości w polu przekroju przepływu. Bardzo efektywny obraz zmiany tego profilu ujawnił się przez pojawienie się dwóch ekstremów blisko ścianek kanału dla kąta skręcenia taśmy wynoszącego 24°, natomiast wzrost oporów przepływu wyniósł około 7%.

Uzyskany obraz profilu prędkości może posłużyć do wprowadzenia modulacji strugi powietrza na dolocie do komory spalania w tłokowych silnikach spalinowych. W ten sposób nieznacznie zwiększając opór przepływu o około 7%, można uzyskać profil prędkości przepływu sprzyjający ominięciu grzybka zaworów dolotowych silnika. Takie rozwiązanie wpłynie dodatnio na proces napełniania cylindra, eliminując zjawisko odbicia napływającego ładunku od grzybka zaworu, które jest źródłem turbulencji zakłócających swobodny przepływ ładunku do przestrzeni roboczej silnika.

Odpowiednio dobrane umiejscowienie elementu podatnego w kanale dolotowym silnika w odniesieniu do położenia zaworów dolotowych powinno przynieść efekt przenikania wstępnego

An appropriately selected location of the flexible element in the intake duct in relation to the location of the intake valves should result in the effect of the penetration of the initial swirl into the combustion chamber. This will add to the positive effect of formation of a homogenous fuel-air mixture.

Figure 9 presents the schematics of the velocity profiles put together in the perpendicular and parallel planes for the flexible element deformation of 24°. On the profilograms of velocities a displacement of the velocity minimum from the longitudinal axis of symmetry of the duct has been observed. This is the effect of non-axial deformation of the flexible element, which will be considered by the author by changing the design of the flexible element or the material from which it was made.

4. Conclusions

Based on the performed experiment the following conclusions can be formulated:

1. The introduction of the geometrically flexible element in the proposed form does not significantly influence the increase in the flow resistance (up to 5 Pa).
2. The airflow velocity and the angle of the flexible element have a significant influence on the change of the velocity profile.
3. The change of the velocity profile in the cross section will eliminate the problem of turbulence generated by the valve head.
4. The process of axial swirl formation while the air reaches the combustion chamber will lead to better conditions for homogenous mixture formation.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Abbreviations/Skróty i oznaczenia

- Δp the axis of the air flow in the duct [Pa]/*opór przepływu powietrza w kanale [Pa]*
- λ excess air coefficient [-] for the air fuel mixture/*współczynnik nadmiaru powietrza [-] dla mieszanki paliwowo-powietrznej*
- \bar{v} average airflow velocity in the channel [m/s]/*średnia prędkość przepływu powietrza w kanale [m/s]*
- a the distance of the velocity measuring point from the edge of the inner duct [mm]/*odległość punktu pomiarowego prędkości od krawędzi wewnętrznej kanału [mm]*
- v velocity at the measuring point [m/s]/*prędkość w punkcie pomiaru [m/s]*

Piotr Piątkowski, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Koszalin University of Technology.

Dr inż. Piotr Piątkowski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Koszalińskiej.

e-mail: piotr.piatkowski@tu.koszalin.pl



zawierania ładunku do przestrzeni roboczej silnika. Wpłyne to dodatkowo na efekt tworzenia homogenicznej mieszanki palnej.

Na rysunku 9 przedstawiono schemat złożenia profili prędkości w płaszczyźnie prostopadłej i równoległej dla odkształcenia elementu podatnego wynoszącego 24°. Na złożeniu profilogramów prędkości ujawniono przesunięcie minimum prędkości od podłużnej osi symetrii kanału. Jest to efekt nieosiowego odkształcenia elementu podatnego, co autor uwzględni, zmieniając konstrukcję elementu podatnego lub materiał, z jakiego został wykonany.

4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonego eksperymentu można sformułować następujące wnioski:

1. Wprowadzenie elementu podatnego geometrycznie w zaproponowanej postaci nieznacznie wpływa na wzrost oporów powietrza (do 5 Pa).
2. Prędkość przepływu powietrza oraz kąt odkształcenia elementu podatnego ma znaczący wpływ na uzyskanie zmiany profilu prędkości.
3. Zmiana profilu prędkości w przekroju pozwoli uniknąć powstawania turbulencji od grzybka zaworu.
4. Proces tworzenia wiru osiowego typu "swirl" podczas dopływu powietrza do komory spalania pozwoli uzyskać lepsze warunki do tworzenia mieszanek homogenicznych.

Bibliography/Literatura

- [1] Algifri A.H., Bhardwaj R.K., Rao Y.V.N.: Heat transfer in turbulent decaying swirl flow in a circular pipe. *Int J Heat Mass Transfer* 1988, 31(8) pp. 1563-8.
- [2] Alkidas A.C.: Combustion advancements in gasoline engines, *Energy Conversion&Management*, 48/2007, pp. 2751-61.
- [3] Friedl H., Kapus P.: Kierunki rozwoju silników ZI, *Silniki Spalinowe* 2/2002.
- [4] Fuehrapter A., Piock W.F., Fraidl G.K.: CSI – controlled auto ignition – The best solution for the fuel consumption – versus emission tradeoff? SAE Paper NO. 2003-01-0754; 2003.
- [5] Goto Y., Narusawa K.: Combustion stabilization of spark ignition natural gas engine, *JSAE Review* 17 (1996) pp. 251-8.
- [6] Loosley D.J.: Heat transfer from a centrally located source in a vortex flow, MStHesis, AFIT, WPAFB, 1961.
- [7] Mc Kelvey R.: Heat transfer from a heated cylinder in vortex type flow, MStHesis, AFIT, WPAFB, 1960.
- [8] Piątkowski P.: Wpływ parametrów zasilania w układach dwupaliwowych na efektywność energetyczną tłokowego silnika spalinowego, rozprawa doktorska, Koszalin 2007.
- [9] Piątkowski P., Lewkowicz R.: Wpływ kinematyki ładunku napływającego do komory spalania na efektywność procesu spalania w silnikach tłokowych, *Motol* nr 12/2010, s. 115-121.
- [10] Yilmaz M., Comakli O., Yapici S.: Enhancement of heat transfer by turbulent decaying swirl flow. *Energy Conversion Manage* 1999;40:1365-76
- [11] Zhang D., Hill P.G.: Effect of swirl on combustion in a short cylindrical chamber, *Combustion and Flame* 106/1996, p. 318-332.
- [12] <http://australian-clean-energy-facts.com>.

The time of the first transition of the semi-Markov process in the evaluation of diesel engine operation

The paper presents the extension of the method discussed in the literature of quantitative evaluation of operation on the example of a marine engine. According to this interpretation, the engine operation can be shown as a physical quantity. In this aspect, based on the main marine diesel engine an evaluation of the usefulness of this index for the description of the engine reliability related properties has been performed.

Apart from the generally used reliability indexes, it seems purposeful to consider the engine operation (as well as its functional subsystems) in the evaluative way, so that it could be described by both energy and time.

In this aspect, in the analysis the semi-Markov processes theory was used that allowed a description of the concept of the model of the engine deterioration process as a random one. The problem of the time of the first transition of the semi-Markov process to a subset of specified classes of states representing particular technical and reliability-related states of engine was described in detail.

Key words: operation, diesel engine, semi-Markov process

Czas pierwszego przejścia procesu semi-Markowa w ocenie działania silnika z zapłonem samoczynnym

W artykule przedstawiono rozwinięcie prezentowanej w literaturze metody ilościowej oceny działania na przykładzie okrętowego silnika głównego z zapłonem samoczynnym. Według tej interpretacji działanie silnika może być przedstawione jako wielkość fizyczna. W tym aspekcie, na przykładzie okrętowego silnika napędu głównego dokonano oceny przydatności tej wielkości do opisu właściwości niezawodnościowych silnika.

Oprócz powszechnie stosowanych wskaźników niezawodnościowych sensowne wydaje się rozpatrywanie działania silnika (jego podsystemów funkcjonalnych) w takim ujęciu wartościującym, aby mogło ono być określone jednocześnie przez energię i czas.

W tym aspekcie w przeprowadzonej analizie wykorzystano teorię procesów semi-markowskich, która umożliwiła opracowanie propozycji modelu przebiegu pogarszania działania silnika, jako procesu losowego. Szczegółowo opisano problem czasu pierwszego przejścia procesu semi-Markowa do podzbioru wyodrębnionych klas stanów reprezentujących określone stany techniczne i niezawodnościowe silnika.

Słowa kluczowe: działanie, silnik z zapłonem samoczynnym, proces semi-Markowa

1. Introduction

Objectivity and rationality when making a decision assumed as optimum under given conditions forces a quantitative approach towards that issue thus it forces a search for such mathematical models and their parameters (indexes) that can be deemed as most adequate under a given decision-making situation.

In practice, the forecasts related to the realized tasks are based on a widely understood term of reliability of the operated object or system. When considering the term of reliability of energy-related devices (marine piston engines) we need to draw our attention to the fact that from the point of view of the end user the most vital issue is the quality performance of a given task (in an extreme case non-performance of the task). Hence, the term of reliability is tightly associated with a clear determination of this task.

A precise determination of the task, apart from the assumption of the conditions under which it is to be performed, requires an assumption of its duration. This task is particularly vital in such field as sea transport where the specificity of the tasks is usually related to the necessity of

1. Wprowadzenie

Obiektywność i racjonalność podczas wyboru decyzji uznanej za optymalną w danych warunkach wymusza wartościujące (ilościowe) podejście do tego zagadnienia, a tym samym poszukiwanie takich modeli matematycznych i ich parametrów (wskaźników), które w danej sytuacji decyzyjnej mogą być uznane za najbardziej adekwatne.

W praktyce prognozy dotyczące realizowanych zadań najczęściej bazują na szeroko rozumianym określeniu niezawodności eksploatowanego obiektu czy systemu. Rozpatrując z kolei pojęcie niezawodności urządzeń energetycznych (np. okrętowych tłokowych silników spalinyowych), należy zwrócić uwagę na to, iż z punktu widzenia użytkownika najistotniejszym zagadnieniem jest jakość wykonania określonego zadania (w skrajnym przypadku niewykonanie zadania). Tym samym pojęcie niezawodności nierozdzielnie skojarzone jest z jednoznacznym określeniem tego zadania.

Z kolei precyzyjne określenie zadania wymaga, oprócz założenia warunków, w których będzie wykonywane, sprecyzowania również jego czasu trwania. Zagadnienie

a long life functioning of the basic mechanisms and devices (a vessel).

That is why particularly important becomes not only the value of energy that is at our disposal when using the device but also the time in which it will be supplied.

Further considerations are limited to an individual example of the main marine engine.

Apart from generally applied reliability indexes it seems purposeful to consider the engine operation (its functional subsystems) in such an evaluative approach for it to be determined by energy and time simultaneously.

Action (D) in time range $[0, t]$ can in this case be interpreted as a physical quantity determined by the product of the energy variable in time $E = f(t)$ and time, which could generally be expressed by the following dependence [1]:

$$D(t) = \int_0^t E(\tau) d\tau \quad (1)$$

In the general considerations the introduction of the terms of:

- Required action – D_w , one that is necessary for the realization of the task (transport task for example-carrying cargo by sea in a given time – which is maintaining a given average speed hence the power output of the main marine engine(s)),
- Possible action – D_M , one that can be realized if the engine is in a given technical condition or works under specified conditions of operation,

We obtain a criterion of evaluation of the level of usability according to the rules set forth in detail in [4] through a verification of relation (1):

$$D_M \geq D_w \quad (2)$$

As the time elapses in the engine life cycle due to the deterioration processes the engine overall efficiency, defined as:

$$\eta_e = \frac{1}{g_e \cdot w_d} \quad (3)$$

where: g_e – unit fuel consumption, w_d – fuel calorific value, is reduced, which obviously results in changes of the previously defined value of the possible action – D_M .

In the case of the main marine engine due to a consideration of the high sea margin on the design stage and operating power reserve for an engine operated at part loads, the process of engine available power decrease (possible action D_M) will proceed in two stages:

- In the first stage only the increase on the hourly fuel consumption will take place (at a relatively steady value of the torque), hence the costs of operation will grow,
- In the second stage due to design limitations and impossibility of increasing of the fuel dose a reduction of the usable power will occur.

The described phenomena are caused by the adjustive action of the fuel system, that in a given range of values will increase the instantaneous fuel dose – $g_{pi}^{\%}$ ($g_{pi}^{\%}$ – fuel dose for i % of the engine load in a state of full operativeness;

to jest szczególnie istotne w takich dziedzinach, jak np. transport morski, gdzie specyfika zadań z reguły związana jest z koniecznością długotrwałego funkcjonowania zasadniczych mechanizmów i urządzeń (np. statku). Tym samym szczególnie istotne staje się nie tylko to, jaka jest wartość energii, którą można dysponować używając dane urządzenie energetyczne, lecz także czas, w którym może być ona dostarczona.

Dalsze rozważania ograniczone są do konkretnego przykładu okrętowego silnika napędu głównego.

Oprócz powszechnie stosowanych wskaźników niezawodnościowych istotne wydaje się rozpatrywanie działania silnika (jego podsystemów funkcjonalnych) w takim ujęciu wartościującym, aby mogło ono być określone jednocześnie przez energię i czas.

Działanie (D) w przedziale czasu $[0, t]$ może w tym przypadku być interpretowane jako wielkość fizyczna określona iloczynem energii zmiennej w czasie $E = f(t)$ i czasu, co można ogólnie wyrazić zależnością (1) [1].

Wprowadzając w ogólnych rozważaniach pojęcia:

- działania wymaganego – D_w , a więc takiego, które jest niezbędne do realizacji zadania (np. zadania transportowego, czyli przewozu ładunku drogą morską w określonym czasie – co jest jednoznaczne z utrzymaniem określonej średniej prędkości statku, a więc i mocy rozwijanej przez silnik(i) napędu głównego),
 - działania możliwego – D_M , a więc takiego, które silnik, będący w określonym stanie technicznym i w określonych warunkach funkcjonowania, może zrealizować,
- uzyskuje się w wyniku sprawdzenia relacji (1) – równanie (2) kryterium oceny stopnia zdatności, według zasad szczegółowo przedstawionych w pracy [4].

Wraz z upływem czasu podczas funkcjonowania silnika wskutek przede wszystkim degradacyjnego oddziaływania procesów zużycia jego sprawność ogólna, zdefiniowana np. w postaci równania (3), gdzie: g_e – jednostkowe zużycie paliwa, w_d – wartość opałowa dolna paliwa, zmniejsza się, co powoduje oczywiście zmiany w odniesieniu do wartości zdefiniowanego uprzednio działania możliwego D_M .

Dla napędu głównego silnika okrętowego, z powodu uwzględnienia w czasie projektowania znacznego tzw. marginesu morskiego oraz zapasu mocy eksploatacyjnej dla silnika użytkowanego na obciążeniach częściowych, proces zmniejszania mocy dysponowanej (a więc i działania możliwego D_M) przebiegać będzie w dwóch etapach:

- w pierwszym następować będzie wyłącznie wzrost godzinowego zużycia paliwa (przy względnie stałej wartości rozwijanego momentu obrotowego), a tym samym wzrosną koszty użytkowania,
- w drugim na skutek ograniczeń konstrukcyjnych i braku możliwości zwiększenia dawki paliwa pojawi się ograniczenie w wartości mocy użytecznej rozwijanej przez silnik.

assuming that the maximum admissible engine load is 110% of the nominal load – $i \leq 110$) until the engine reaches the maximum value – G_{pmax} . Each further reduction of the value of the overall engine efficiency will result in a drop of the engine power output.

2. The application of the theory of semi-Markov processes for the evaluation of engine operation

Keeping the above presented phenomena in mind and assuming the truthness of the following hypothesis that:

„the process of engine deterioration (understood as a random function, whose argument is time and the variables are random variables that at the same time denote their technical and energy related conditions) is a process whose state analyzed at any given moment t_n ($n = 0, 1, \dots, m$; $t_0 < t_1 < \dots < t_m$) depends on the state that directly precedes it and does not stochastically depend on the previous states and their durations”

it becomes possible to develop a mathematical models used in the evaluative description of the engine operation with the use of the semi-Markov processes [3].

The example of the $\{W(t): t \in T\}$ process realization has been presented in Fig. 1.

The graph of engine states – the transitions of the discussed process $\{W(t): t \in T\}$ including the above described phenomena of fuel dose and power output changes can be presented as follows:

Hence, function matrix $Q_{ij}(t)$ of the process under discussion has the following form (as results from Fig. 2):

$$Q_{ij}(t) = \begin{bmatrix} 0 & Q_{12}(t) & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ Q_{21}(t) & 0 & Q_{22}(t) & 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ Q_{31}(t) & Q_{32}(t) & 0 & Q_{34}(t) & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ Q_{k-1,1}(t) & Q_{k-1,2}(t) & Q_{k-1,3}(t) & Q_{k-1,4}(t) & \dots & Q_{k-1,i}(t) & 0 & \dots & Q_{k-1,k}(t) \\ Q_k(t) & Q_k(t) & Q_k(t) & Q_k(t) & \dots & Q_k(t) & Q_k(t) & \dots & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

The elements of this matrix depend on the distribution of the random variables that are the durations of the processes in the distinguished states as follows:

$$Q_{ij}(t) = P\{W(\tau_{n+1}) = s_j, \tau_{n+1} - \tau_n < t | W(\tau_n) = s_i\} = p_{ij} \cdot F_{ij}(t); s_i, s_j \in S; i, j = 1, 2, \dots, k; i \neq j \quad (5)$$

where: p_{ij} – probability of transition from state s_i to state s_j , $F_{ij}(t)$ – distribution function of the random variable T_{ij} , that is the duration of state s_i on conditions of passing of the process into state s_j .

Initial distribution of the process:

$$p_i = P\{W(0) = s_i\}, s_i \in S; i=1, 2, 3, 4, \dots, k \quad (6)$$

can be assumed depending on an individual task related situation, for example, the case of engine analysis in the state of full operativeness and usability:

Opisane zjawiska spowodowane są regulacyjnym oddziaływaniem aparatury paliwowej, która w określonym przedziale wartości będzie zwiększać chwilową dawkę paliwa – $g_{pi} \%$ ($g_{pi} \%$ – dawka paliwa dla $i\%$ obciążenia silnika w stanie sprawności technicznej; zakładając np., że maksymalne dopuszczalne obciążenie silnika wynosi 110% obciążenia nominalnego – $i \leq 110$) aż do momentu osiągnięcia jej maksymalnej wartości – G_{pmax} . Każde następne zmniejszenie wartości sprawności ogólnej silnika spowoduje rejestrowalny spadek mocy silnika.

2. Zastosowanie teorii procesów semi-markowskich w ocenie działania

Mając na uwadze przedstawione wyżej zjawiska oraz przyjmując, za prawdziwą następującą hipotezę: „proces degradacji stanu technicznego silnika (rozumiany jako funkcja losowa, której argumentem jest czas, a wartościami zmienne losowe, oznaczające istniejące równocześnie stany techniczne i energetyczne silnika) jest procesem, którego stan rozpatrywany w dowolnej chwili t_n ($n = 0, 1, \dots, m$; $t_0 < t_1 < \dots < t_m$) zależy od stanu bezpośrednio go poprzedzającego i nie zależy stochastycznie od stanów, które zaszły wcześniej i przedziałów czasu ich trwania”, możliwe staje opracowanie modeli matematycznych przydatnych do wartościującego opisu działania tego silnika z zastosowaniem teorii procesów semi-markowskich [3].

Przykład realizacji procesu $\{W(t): t \in T\}$ przedstawiono na rys. 1.

Graf stanów – przejść rozpatrywanego procesu $\{W(t): t \in T\}$ z uwzględnieniem opisanych wyżej zjawisk zmian dawki i mocy można przedstawić ogólnie jak na rys. 2.

Tym samym macierz funkcyjna $Q_{ij}(t)$ rozpatrywanego procesu ma (jak wynika z rys. 2) postać równania (4).

Elementy tej macierzy zależą od rozkładu zmiennych losowych, którymi są przedziały czasu przebywania procesu w wyróżnionych stanach – równanie (5), gdzie: p_{ij} – prawdopodobieństwo przejścia ze stanu s_i do stanu s_j , $F_{ij}(t)$ – dystry-

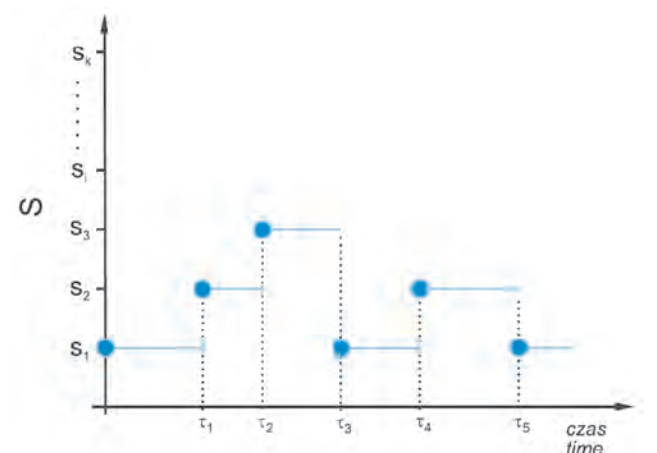


Fig. 1. Example of $\{W(t): t \geq T\}$ process realization

Rys. 1. Przykład realizacji procesu $\{W(t): t \geq T\}$

$$\begin{aligned}
 p_1 &= P\{W(0) = s_1\} = 1, \\
 p_i &= P\{W(0) = s_i\} = 0 \\
 &\text{for } i = 2, 3, 4, \dots, k
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

As much as the determination of the presented conditions is fully determined by the semi-Markov processes at the same time determining all its necessary characteristics (including the first transition) the applicable value of so defined process is rather limited.

This limitation results from the fact that it is difficult to verify the model and these difficulties are connected with the necessity to determine the parameters of the distribution functions of random variables T_{ij} that describe the duration of state s_i under the condition that the process passes to state s_j and that the estimations of probabilities p_{ij} presented in (5). These actions require an application of advanced diagnostic systems in the investigations that enable an identification of each of the possible s_i states, which in practice can turn out to be very difficult or impossible to realize.

Hence, in order to boost the usability-related advantages of the presented model it seems necessary to simplify it so as to enable a verification using standard control-measurement systems that are usually fitted in the majority of marine engines. Such a verification will be possible provided there is a reduction of the set of possible process states to selected subsets of the classes of states significant in terms of engine operation and those possible to identify with the said systems.

3. The reduction of the number of elements of the set of classes of states

When considering the engine operation in the quantitative aspect from the practical point of view four sets of classes of states of the process presented in the previous point will be significant:

- Class of states s'_1 - the engine in good technical conditions and in the state of full operativeness, there are no limitations related to it and the efficiency indicators reach the values assumed by the manufacturer,
- Class of states s'_2 - the engine is not fully operative and is not ready for task completion, there are no limitations as to its parameters for loads not higher than the nominal loads and the efficiency indicators (unit fuel consumption)

buanta zmiennej losowej T_{ij} stanowiącej czas trwania stanu s_i pod warunkiem przejścia procesu do stanu s_j .

Rozkład początkowy procesu w postaci równania (6) przyjmowany może być w zależności od konkretnej sytuacji zadaniowej, i tak np. w przypadku rozpatrywania silnika w stanie sprawności technicznej i pełnej zdatności zadaniowej, przyjmuje postać równania (7).

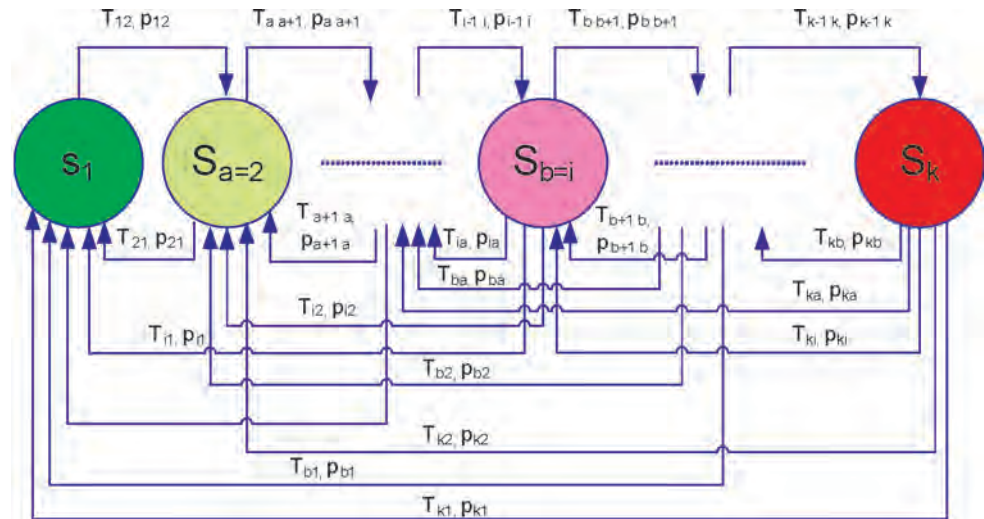


Fig. 2. Graph of states – transitions of $\{W(t): t \in T\}$ process. s_a – state of engine in which increase of unit fuel consumption emerges without noticeable increase of N_e value, $a = 2, 3 \dots, i-1$, s_b – state of engine in which due to structural restrictions and lack of possibility to increase fuel dose, limitation in useful power developed by engine will appear, $b = i, i+1, \dots, k-1$, s_k – state of engine in which due to degradation of structure, it's not used any more (no engine functioning – no operation)

Rys. 2. Graf stanów – przejść procesu $\{W(t): t \in T\}$, s_a – stan silnika, w którym następuje wzrost jednostkowego zużycia paliwa bez obserwowalnego zmniejszenia wartości N_e , $a = 2, 3 \dots, i-1$; s_b – stan silnika, w którym na skutek ograniczeń konstrukcyjnych i braku możliwości zwiększenia dawki paliwa pojawi się ograniczenie w wartości mocy użytecznej rozwijanej przez silnik, $b = i, i+1, \dots, k-1$; s_k – stan silnika, w którym na skutek degradacji struktury przestaje być użytkowany (brak funkcjonowania silnika – brak działania)

Jakkolwiek ustalenie przedstawionych warunków określa całkowicie rozpatrywany proces semi-Markowa, umożliwiając tym samym wyznaczenie wszystkich niezbędnych jego charakterystyk (w tym również czas pierwszego przejścia), aplikacyjna wartość tak zdefiniowanego procesu jest dość ograniczona. Ograniczenie to wynika przede wszystkim z trudności weryfikacji modelu wiążących się z koniecznością wyznaczenia wartości parametrów dystrybucji zmiennych losowych T_{ij} , opisujących czas trwania stanu s_i pod warunkiem przejścia procesu do stanu s_j oraz oszacowań przedstawionych w zależności (5) prawdopodobieństw p_{ij} . Czynności te wymagają m.in. zastosowania w badaniach eksploatacyjnych zaawansowanych systemów diagnozujących, umożliwiających identyfikację każdego z możliwych stanów s_i , co w praktyce może okazać się bardzo trudne do realizacji lub wręcz niemożliwe.

W związku z powyższym, aby zwiększyć walory użytkowe przedstawionego modelu, wydaje się konieczne takie jego uproszczenie, które umożliwi weryfikację z zastosowaniem standardowych systemów kontrolno-pomiarowych,

reach values that are different than those assumed by the manufacturer,

- Class of states s'_3 – the engine is not fully operative and is not ready for task completion, there are limitations as to its parameters for nominal and higher loads and the efficiency indicators (unit fuel consumption) reach values that are substantially different than those assumed by the manufacturer,
- Class of states s'_4 – the engine is not fully operative and is not ready for task completion, the limitations of its parameters for a wide spectrum of loads makes it impossible to use the engine for purposes for which it was designed.

Thus, we can define a new semi-Markov process $\{W'(t): t \in T\}$, whose graph of states – transitions will be as follows in Fig. 3.

Function matrix $Q'_{ij}(t)$ of the analyzed process has the following form (as results from the graph):

$$Q'_{ij}(t) = \begin{bmatrix} 0 & Q'_{12}(t) & 0 & 0 \\ Q'_{21}(t) & 0 & Q'_{23}(t) & 0 \\ Q'_{31}(t) & Q'_{32}(t) & 0 & Q'_{34}(t) \\ Q'_{41}(t) & Q'_{42}(t) & Q'_{43}(t) & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Eventually, the determination of the initial distribution of the process $\{W'(t): t \in T\}$ (for example in the case of analysis of a fully operative engine) as:

$$p_1 = P\{W(0) = s'_1\} = 1, \quad (9)$$

$$p_i = P\{W(0) = s'_i\} = 0 \text{ dla } i = 2, 3, 4$$

determines the whole analyzed process enabling the determination of its characteristics including one of the more important characteristic from the practical point of view – the distribution of time of the first transition of process $\{W'(t): t \in T\}$ to the distinguished subset of states. In the discussed situation the time when the process first reaches the given subsets of classes of states can be analyzed in three alternative variants that, if process $\{W'(t): t \in T\}$ is recognized as a reliability model, can be deemed as states of inoperativeness in the reliability sense:

- a) Transition from the class of states s'_1 to the subset of states $\{s'_2, s'_3, s'_4\}$,
- b) Transition from the subset of the classes of states $\{s'_1, s'_2\}$ to the subset of the classes of states $\{s'_3, s'_4\}$,
- c) Transition from the subset of the classes of states $\{s'_1, s'_2, s'_3\}$ to the class of states $\{s'_4\}$.

Each of the above-presented variants represents a different decision-related situation where more or less restrictive limitations of the task realizations are considered as follows:

- In the situation presented in a) – the conditions of the task realization by the engine are formulated as the highest limitations because the subset of the classes of states deemed as states of inoperativeness contains all the classes but s'_1 ,
- In the situation presented in b) – the conditions of the task realization by the engine are formulated taking into account

będących na wyposażeniu większości siłowni okrętowych. Weryfikacja taka będzie możliwa pod warunkiem redukcji zbioru możliwych stanów procesu do wytypowanych podzbiorów klas stanów istotnych w aspekcie działania silnika oraz możliwych do identyfikacji z użyciem wymienionych systemów.

3. Redukcja liczby elementów zbioru klas stanów

Przy rozpatrywaniu działania silnika w ujęciu ilościowym z praktycznego punktu widzenia znaczenie będą mieć cztery podzbiory klas stanów procesu przedstawionego w poprzednim rozdz., a mianowicie:

- klasa stanów s'_1 – silnik znajduje się w stanie sprawności technicznej i pełnej zdatności zadaniowej, nie występują żadne ograniczenia dotyczące jego parametrów użytkowych, a wskaźniki efektywności osiągają wartości założone przez producenta,
- klasa stanów s'_2 – silnik znajduje się w stanie niesprawności technicznej i niepełnej zdatności zadaniowej, nie występują żadne ograniczenia dotyczące jego parametrów użytkowych dla obciążeń nie większych niż obciążenia nominalne, a wskaźniki efektywności (np. jednostkowe zużycie paliwa) osiągają wartości odbiegające od założonych przez producenta,
- klasa stanów s'_3 – silnik znajduje się w stanie niesprawności technicznej i niepełnej zdatności zadaniowej, pojawiają się ograniczenia dotyczące jego parametrów użytkowych dla obciążeń zbliżonych do nominalnych i większych, a wskaźniki efektywności (np. jednostkowe zużycie paliwa) osiągają wartości znacznie odbiegające od założonych przez producenta,
- klasa stanów s'_4 – silnik znajduje się w stanie niesprawności technicznej i niezdatności zadaniowej, ograniczenia dotyczące jego parametrów użytkowych dla szerokiego spektrum obciążeń uniemożliwiają zastosowanie silnika zgodnie z jego przeznaczeniem.

Można tym samym zdefiniować nowy proces semi-markowski $\{W'(t): t \in T\}$, którego graf stanów – przejść przedstawiono na rys. 3.

Macierz funkcyjna $Q'_{ij}(t)$ rozpatrywanego procesu ma (jak wynika z grafu) postać równania (8).

Ostatecznie określenie rozkładu początkowego procesu $\{W'(t): t \in T\}$ np. w przypadku rozpatrywania silnika w stanie sprawności technicznej i pełnej zdatności zadaniowej jako (9)

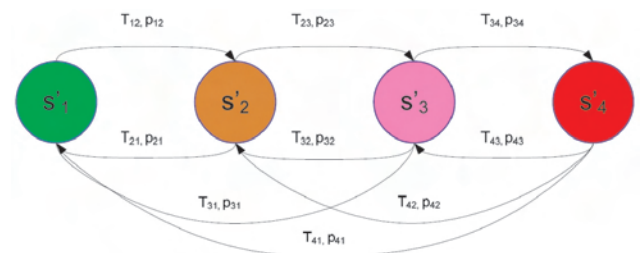


Fig. 3. States – transitions graph of $\{W'(t): t \in T\}$ process

Rys. 3. Graf stanów przejść procesu $\{W'(t): t \in T\}$

the usability limitations i.e. the subset of classes of states deemed as inoperative contains the classes of states s'_3 and s'_4 ,

– In the situation presented in c) – the conditions of the task realization by the engine are formulated in the most tolerant way, irrespective of the usability limitations (also the time of the task realization) and the costs of its performance related to the increased fuel consumption (the subset of the classes of states deemed as inoperative contains only class s'_4).

4. The time of the first transition of the process to the subset of the classes of states

The probability of engine being placed in a given class of states can be determined based on the distribution and parameters of the time of the first transition of process $\{W'(t): t \in T\}$ to a distinguished subset of states.

Based on [2] if $N \subset S$ – denotes the set of states deemed as the states of inoperativeness and $N' = S - A$ – the set of states of its operativeness then the Laplace transform of the probability density of random variable Ξ_{iN} – denoting time that elapses from the moment of the assumption by process $\{W'(t): t \geq 0\}$ of the value $i \in N'$ until a moment when the process assumes any value from the subset of states N will be the solution of the equation:

$$\tilde{\varphi}_{N'}(s) = [I - \tilde{q}_{N'}(s)]^{-1} \cdot \tilde{b}(s) \tag{10}$$

where:

$$\tilde{q}_{N'}(s) = \tilde{q}_{ij}(s) \Big|_{\substack{i,j \in N' \\ i,j \in \{i_1, i_2, \dots, i_w\}}} \tag{11}$$

$$\tilde{\varphi}_{N'}(s) = \begin{bmatrix} \tilde{\varphi}_{i_1 N}(s) \\ \tilde{\varphi}_{i_2 N}(s) \\ \vdots \\ \tilde{\varphi}_{i_w N}(s) \end{bmatrix} \quad \tilde{b}(s) = \begin{bmatrix} \sum_{j \in N} \tilde{q}_{i_1 j}(s) \\ \sum_{j \in N} \tilde{q}_{i_2 j}(s) \\ \vdots \\ \sum_{j \in N} \tilde{q}_{i_w j}(s) \end{bmatrix} \tag{12}$$

This probability should be determined in the first place in two situations from the practical point of view:

1. If the subset of the classes of states of inoperativeness N is determined as follows:

$$N = \{s'_3, s'_4\}.$$

In this situation the time of the task realization is important hence the user does not allow any potential limitations of the usability-related properties at the same time accepting the possible higher costs of the task realization.

2. If the subset of the classes of states N is determined as follows:

$$N = \{s'_4\}.$$

in this situation the task realization is important and the time of its completion and costs are of secondary importance (a scenario possible to accept in a situation when the safety of the vessel is compromised).

If the subset of the classes of states of inoperativeness N is determined in this way:

$$N = \{s'_3, s'_4\},$$

thus:

określa całkowicie rozpatrywany proces, umożliwiając tym samym wyznaczenie jego charakterystyk, w tym również jedną z ważniejszych z praktycznego punktu widzenia – rozkład czasu I przejścia procesu $\{W'(t): t \in T\}$ do wyróżnionego podzbioru stanów. W omawianej sytuacji czas pierwszego osiągnięcia przez proces określonych podzbiorów klas stanów można rozpatrywać w trzech alternatywnych wariantach, które w razie uznania procesu $\{W'(t): t \in T\}$ za model niezawodnościowy mogą być uznane za stany niezdatności w sensie niezawodnościowym:

- a) przejście z klasy stanów s'_1 do podzbioru stanów $\{s'_2, s'_2, s'_4\}$,
- b) przejście z podzbioru klas stanów $\{s'_1, s'_2\}$ do podzbioru klas stanów $\{s'_3, s'_4\}$,
- c) przejście z podzbioru klas stanów $\{s'_1, s'_2, s'_3\}$ do klasy stanów $\{s'_4\}$.

Każdy z przedstawionych wyżej wariantów reprezentuje odmienną sytuację decyzyjną, w której brane są pod uwagę mniej lub bardziej restrykcyjne ograniczenia warunków realizacji zadania:

- w sytuacji przedstawionej w pkt. a) – warunki realizacji zadania przez silnik sformułowane są w sposób największych ograniczeń, ponieważ podzbiór klas stanów uznanych za stany niezdatności zawiera wszystkie klasy z wyjątkiem klasy s'_1 ,
- w sytuacji przedstawionej w pkt. b) – warunki realizacji zadania przez silnik sformułowane są z uwzględnieniem wyłącznie ograniczeń użytkowych, tzn. podzbiór klas stanów uznanych za stany niezdatności zawiera klasy stanów s'_3 oraz s'_4 ,
- w sytuacji przedstawionej w pkt. c) – warunki realizacji zadania przez silnik sformułowane są w sposób najbardziej tolerancyjny, bez względu na ograniczenia użytkowe (czyli również czas realizacji zadania) oraz podwyższone koszty jego wykonania związane ze zwiększonym zużyciem paliwa (podzbiór klas stanów uznanych za stany niezdatności zawiera tylko klasę s'_4).

4. Czas I przejścia procesu do podzbioru klas stanów

Prawdopodobieństwo przebywania silnika w określonej klasie stanów można wyznaczyć, opierając się na rozkładzie i parametrach czasu pierwszego przejścia rozpatrywanego procesu $\{W'(t): t \in T\}$ do wyodrębnionego podzbioru stanów.

Na podstawie [2], jeżeli $N \subset S$ oznacza zbiór stanów uznanych za stany niezdatności, zaś $N' = S - A$ – zbiór stanów jego zdatności, to transformata Laplace’a gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej Ξ_{iN} – oznaczającej czas, który upływa od chwili przyjęcia przez proces $\{W'(t): t \geq 0\}$ wartości $i \in N'$ do chwili, w której proces przyjmie jakąkolwiek wartość z podzbioru stanów N , będzie rozwiązaniem równania (10), gdzie poszczególne wielkości oznaczono wzorami (11) i (12).

Prawdopodobieństwo to wydaje się celowym, z praktycznego punktu widzenia, do wyznaczenia w pierwszej

$$N' = \{s'_1, s'_2\},$$

relations (11) and (12) are as follows:

$$\tilde{q}_{N'}(s) = \begin{bmatrix} 0 & \tilde{q}_{12}(s) \\ \tilde{q}_{12}(s) & 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$\tilde{\varphi}_{N'}(s) = \begin{bmatrix} \tilde{\varphi}_{13-4}(s) \\ \tilde{\varphi}_{23-4}(s) \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\tilde{b}(s) = \begin{bmatrix} 0 \\ \tilde{q}_{23}(s) \end{bmatrix} \quad (15)$$

where: $\tilde{q}_{N'}(s)$ – Laplace transform of the derivative of the elements of function matrix of process $Q'_{ij}(t)$, $\tilde{\varphi}_{13-4}(s)$ – Laplace transform of the probability density of random variable Ξ_{13-4} denoting time that elapses from the assumption by process $\{W'(t): t \geq 0\}$ of state s'_1 until the process assumes a state of s'_3 or s'_4 , $\tilde{\varphi}_{23-4}(s)$ – Laplace transform of the probability density of random variable Ξ_{23-4} denoting time that elapses from the assumption by process $\{W'(t): t \geq 0\}$ of state s'_2 until the process assumes a state of s'_3 or s'_4 .

Equation (10) in this case will take a form:

$$\begin{bmatrix} \tilde{\varphi}_{13-4}(s) \\ \tilde{\varphi}_{23-4}(s) \end{bmatrix} = \left[\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 & \tilde{q}_{12}(s) \\ \tilde{q}_{21}(s) & 0 \end{bmatrix} \right]^{-1} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ \tilde{q}_{23}(s) \end{bmatrix} \quad (16)$$

Having performed the calculations and carried out the Laplace inverse translation, the distribution function of random variables Ξ_{13-4} and Ξ_{23-4} :

$$\Phi_{13-4}(t) = \int_0^t [\varphi_{13-4}(t)] dt, \quad (17)$$

$$\Phi_{23-4}(t) = \int_0^t [\varphi_{23-4}(t)] dt, \quad (18)$$

allow determining of the functions $R_{13-4}(t)$ and $R_{23-4}(t)$:

$$R_{13-4}(t) = 1 - \int_0^t [\varphi_{13-4}(t)] dt \quad (19)$$

$$R_{23-4}(t) = 1 - \int_0^t [\varphi_{23-4}(t)] dt \quad (20)$$

that enable the determination of the discussed probabilities of transition of the engine state to $s'_3 \cup s'_4$ depending on its current assumed state.

If the subset of the classes of states of inoperativeness N is determined as follows:

$$N = \{s'_4\},$$

thus:

$$N' = \{s'_1, s'_2, s'_3\},$$

The relations (11) and (12) take the following form:

$$\tilde{q}_{N'}(s) = \begin{bmatrix} 0 & \tilde{q}_{12}(s) & 0 \\ \tilde{q}_{12}(s) & 0 & \tilde{q}_{23}(s) \\ \tilde{q}_{31}(s) & \tilde{q}_{32}(s) & 0 \end{bmatrix} \quad (21)$$

kolejności w dwóch sytuacjach:

1. Jeżeli podzbiór klas stanów niezdatności N określony jest: $N = \{s'_3, s'_4\}$.

W sytuacji tej istotny jest czas realizacji zadania, w związku z czym użytkownik nie dopuszcza potencjalnych ograniczeń właściwości użytkowych silnika z jednoczesną akceptacją ewentualnie wyższych kosztów jego wykonania.

2. Jeżeli podzbiór klas stanów niezdatności N określony jest: $N = \{s'_4\}$.

W sytuacji tej istotne jest przede wszystkim wykonanie zadania, przy czym czas jego realizacji oraz koszty odgrywają rolę drugorzędną (scenariusz możliwy do zaakceptowania np. w sytuacji zagrożenia bezpieczeństwa statku).

Jeżeli podzbiór klas stanów niezdatności N określony jest: $N = \{s'_3, s'_4\}$, a tym samym: $N' = \{s'_1, s'_2\}$, zależności (11) oraz (12) przedstawiają się w postaci (13)–(15),

gdzie: $\tilde{q}_{N'}(s)$ – transformata Laplace'a pochodnej elementów macierzy funkcyjnej procesu $Q'_{ij}(t)$, $\tilde{\varphi}_{13-4}(s)$ – transformata Laplace'a gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej Ξ_{13-4} oznaczającej czas, który wpływa od chwili przyjęcia przez proces $\{W'(t): t \geq 0\}$ stanu s'_1 , do chwili, w której proces przyjmie stan s'_3 lub s'_4 , $\tilde{\varphi}_{23-4}(s)$ – transformata Laplace'a gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej Ξ_{23-4} oznaczającej czas, który wpływa od chwili przyjęcia przez proces $\{W'(t): t \geq 0\}$ stanu s'_2 , do chwili, w której proces przyjmie stan s'_3 lub s'_4 .

Równanie (10) przyjmie wtedy postać równania (16).

Po wykonaniu stosownych obliczeń oraz dokonaniu odwrotnego przekształcenia Laplace'a dystrybuanty zmiennych losowych Ξ_{13-4} oraz Ξ_{23-4} przedstawione w postaci (17) i (18) pozwalają określić funkcje $R_{13-4}(t)$ oraz $R_{23-4}(t)$ w postaci równań (19) i (20), które pozwalają określić rozpatrywane prawdopodobieństwa przejścia silnika do stanu $s'_3 \cup s'_4$ w zależności od zakładanego jego stanu aktualnego.

Jeżeli podzbiór klas stanów niezdatności N określony jest: $N = \{s'_4\}$, a tym samym: $N' = \{s'_1, s'_2, s'_3\}$, zależności (11) oraz (12) przedstawiają się następująco – równania (21)–(23),

gdzie: $\tilde{q}_{N'}(s)$ – transformata Laplace'a pochodnej elementów macierzy funkcyjnej procesu $Q'_{ij}(t)$, $\tilde{\varphi}_{14}(s)$ – transformata Laplace'a gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej Ξ_{14} oznaczającej czas, który wpływa od chwili przyjęcia przez proces $\{W'(t): t \geq 0\}$ stanu s'_1 , do chwili, w której proces przyjmie stan s'_4 , $\tilde{\varphi}_{24}(s)$ – transformata Laplace'a gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej Ξ_{24} oznaczającej czas, który wpływa od chwili przyjęcia przez proces $\{W'(t): t \geq 0\}$ stanu s'_2 , do chwili, w której proces przyjmie stan s'_4 , $\tilde{\varphi}_{34}(s)$ – transformata Laplace'a gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej Ξ_{34} oznaczającej czas, który wpływa od chwili przyjęcia przez proces $\{W'(t): t \geq 0\}$ stanu s'_3 , do chwili, w której proces przyjmie stan s'_4 .

Równanie (10) przyjmie w tym przypadku postać równania (24).

Po wykonaniu stosownych obliczeń oraz dokonaniu odwrotnego przekształcenia Laplace'a dystrybuanty zmiennych losowych Ξ_{14} , Ξ_{24} oraz Ξ_{34} mają postać równań (25)–(27),

$$\tilde{\varphi}_{N'}(s) = \begin{bmatrix} \tilde{\varphi}_{14}(s) \\ \tilde{\varphi}_{24}(s) \\ \tilde{\varphi}_{34}(s) \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$\tilde{b}(s) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \tilde{q}_{34}(s) \end{bmatrix} \quad (23)$$

where: $\tilde{q}_{N'}(s)$ – Laplace transform of the derivative of the elements of the function matrix of process $Q'_{ij}(t)$, $\tilde{\varphi}_{14}(s)$ – Laplace transform of the probability density of random variable Ξ_{14} denoting time that elapses from the moment process $\{W'(t): t \geq 0\}$ assumes state s'_1 until the moment the process assumes state $s'_{4'}$, $\tilde{\varphi}_{24}(s)$ – Laplace transform of the probability density of random variable Ξ_{24} denoting time that elapses from the assumption by process $\{W'(t): t \geq 0\}$ of state $s'_{2'}$, until the process assumes a state of $s'_{4'}$, $\tilde{\varphi}_{34}(s)$ – Laplace transform of the probability density of random variable Ξ_{34} denoting time that elapses from the assumption by process $\{W'(t): t \geq 0\}$ of state $s'_{3'}$, until the process assumes a state of $s'_{4'}$.

Equation (10) in this case takes a form of:

$$\begin{bmatrix} \tilde{\varphi}_{14}(s) \\ \tilde{\varphi}_{24}(s) \\ \tilde{\varphi}_{34}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 & \tilde{q}_{12}(s) & 0 \\ \tilde{q}_{21}(s) & 0 & \tilde{q}_{23}(s) \\ \tilde{q}_{31}(s) & \tilde{q}_{32}(s) & 0 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \tilde{q}_{34}(s) \end{bmatrix} \quad (24)$$

Having performed the calculations and carried out the Laplace inverse translation, the distribution function of the random variables Ξ_{14} , Ξ_{24} and Ξ_{34} :

$$\Phi_{14}(t) = \int_0^t [\varphi_{14}(t)] dt, \quad (25)$$

$$\Phi_{24}(t) = \int_0^t [\varphi_{24}(t)] dt, \quad (26)$$

$$\Phi_{34}(t) = \int_0^t [\varphi_{34}(t)] dt, \quad (27)$$

allows determining of functions $R_{14}(t)$, $R_{24}(t)$ and $R_{34}(t)$:

$$R_{14}(t) = 1 - \int_0^t [\varphi_{14}(t)] dt, \quad (28)$$

$$R_{24}(t) = 1 - \int_0^t [\varphi_{24}(t)] dt, \quad (29)$$

$$R_{34}(t) = 1 - \int_0^t [\varphi_{34}(t)] dt, \quad (30)$$

that, in turn, allow determining of the analyzed probabilities of the engine transition to state $s'_{4'}$ depending on the assumed current engine state.

As results from equations (16) and (24) the vital issue when determining of the functions of density of the discussed random variables is the knowledge of the analytical form of the elements of the function matrix of process $Q'_{ij}(t)$.

pozwalają określić funkcje $R_{14}(t)$, $R_{24}(t)$ oraz $R_{34}(t)$ za pomocą równań (28)–(30), które pozwalają określić rozpatrywane prawdopodobieństwa przejścia silnika do stanu $s'_{4'}$ w zależności od zakładanego jego stanu aktualnego.

Jak wynika z równań (16) i (24) sprawą kluczową podczas wyznaczania poszukiwanych funkcji gęstości omawianych zmiennych losowych jest znajomość analitycznej postaci elementów macierzy funkcyjnej procesu $Q'_{ij}(t)$.

Jej znalezienie umożliwia wykorzystanie zależności [3] (31), gdzie: p_{ij} – prawdopodobieństwo przejścia ze stanu s'_i do stanu s'_j włożonego w proces semi-Markowa, łańcucha Markowa ($i, j \in S$), przy czym do oszacowania poszczególnych prawdopodobieństw p_{ij} najwygodniej przyjąć (na podstawie wyników badań empirycznych) statystykę w postaci (32), gdzie: n_{ij} – liczba przejść procesu ze stanu s'_i do stanu s'_j ($i, j \in S, i \neq j$), $F_{ij}(t)$ – dystrybuanta zmiennej losowej T_{ij} oznaczającej czas trwania s'_i – tego stanu procesu, pod warunkiem, że następnym stanem będzie stan s'_j -ty.

5. Zastosowanie charakterystyk czasu I przejścia procesu do podziału klas stanów

Praktyczne wykorzystanie funkcji opisanych zależnościami (19)–(20) lub (28)–(30) przedstawione może być na podstawie przykładowej, hipotetycznej sytuacji decyzyjnej, w której użytkownik ze względu na istniejące ograniczenia zewnętrzne (armatorskie) za kryterium nadrzędne przyjmuje czas realizacji zadania, w związku z czym nie dopuszcza potencjalnych ograniczeń właściwości użytkowych silnika z jednoczesną akceptacją ewentualnie wyższych kosztów jego wykonania (zbiór stanów niezdatności $N = \{s'_{3'}, s'_{4'}\}$).

Z formalnego punktu widzenia procedurę decyzyjną wygodnie jest w tej sytuacji przedstawić w jednej z najczęściej spotykanych strukturalnych postaci: drzewa lub tablicy decyzyjnej. Obie techniki są w zasadzie równoważne, w związku z czym dalsze rozważania prowadzone są na podstawie techniki drzew decyzyjnych.

Przykładowe drzewo decyzyjne przedstawiono na rys. 4.

Funkcją kryterium dla przedstawionego drzewa jest maksymalizacja wartości oczekiwanej konsekwencji $c(d_j, s'_i)$, którą dla poszczególnych węzłów drzewa symbolizujących podjęcie wybranej decyzji d_j można określić [5] na podstawie równania (33).

Zastosowanie przedstawionej na rys. 4 procedury decyzyjnej, oprócz określenia repertuaru możliwych do podjęcia decyzji, wymaga dysponowania wiedzą, umożliwiającą: specyfikację wyróżnionych stanów (klas stanów) procesu, oszacowanie konsekwencji – $c(d_j, s'_i)$ oraz wyznaczenie wartości prawdopodobieństw warunkowych – $p(s'_i/d_j)$. W tym zakresie przydatny staje się przedstawiony w niniejszym opracowaniu model.

W sytuacji podjęcia decyzji d_1 (realizacja zadania po wykonaniu obsługi) można z dużym prawdopodobieństwem założyć, że rozkład początkowy procesu $\{W'(t): t \geq 0\}$ określony jest zależnością (9), a tym samym do wyznaczenia wartości prawdopodobieństw warunkowych $p(s'_i/d_1)$ zasto-

Finding it allows using relation [3]:

$$Q'_{ij}(t) = p_{ij} \cdot F_{ij}(t) \quad (31)$$

where: p_{ij} – probability of the engine transition from state s'_i to state s'_j , put in the semi Markov process, Markov's chain ($i, j \in S$) and for the evaluation of the individual probabilities p_{ij} it is most convenient to assume (based on the empirical test results) the following statistics:

$$p_{ij}^* = \frac{n_{ij}}{\sum_j n_{ij}} \quad (32)$$

where: n_{ij} – the number of transitions of the process from state s'_i to state s'_j ($i, j \in S, i \neq j$), $F_{ij}(t)$ – distribution function of random variable T_{ij} denoting the duration of s'_i – of this process state provided that the next one is s'_j .

4. The application of the characteristics of the time of the first transition of the process to the subset of classes of states

A practical use of the functions described with relations (19)–(20) or (28)–(30) can be presented based on the example of a hypothetical decision-making situation in which the user, due to the existing external limitations (shipowner's limitations) will see the time of the task completion as the criterion of utmost importance, hence he will not assume potential limitations of the usability-related properties at the same accepting the possible higher costs of the operation (the set of states of inoperativeness $N = \{s'_3, s'_4\}$).

From the formal point of view it is convenient to represent the decision making procedure in one of the most frequent structural forms: a tree or decision table. Both techniques are equivalent in principle and that is why further considerations are continued based on the techniques of decision-making trees.

In the presented case the decision making tree is as shown in Fig. 4.

The criterion function for the presented tree is the maximization of the value of the expected consequence $c(d_j, s_i)$ that (for the individual nodes of the tree denoting the taken decision d_j) can be described as follows [5]:

$$E(c/d_j) = \sum_{i=1}^k [p(s'_i)/d_j \cdot c(d_j, s'_i)] \quad (33)$$

$i = 1, 2, 3, 4 \quad j = 1, 2$

sować zależności opisujące rozkład chwilowy lub graniczny procesu $\{W'(t): t \geq 0\}$ [3].

W razie podjęcia decyzji d_2 (realizacja zadania bez wykonania obsługi) rozkład początkowy procesu jest w zasadzie nieznan – wykluczając z oczywistych względów przynależność do jednego ze stanów klas s'_3 lub s'_4 . Tym samym zamiast hipotetycznie zakładać możliwe warianty tego rozkładu (w celu zastosowania rozkładu chwilowego/granicznego procesu) bardziej odpowiednim postępowaniem – prowadzącym do wyznaczenia wartości prawdopodobieństw warunkowych $p(s'_i/d_1)$ – wydaje się zastosowanie rozkładu czasu I przejścia procesu, a więc do określenia wartości prawdopodobieństwa $p(s'_1)/d_2$ zastosować zależność (17) zaś wartości prawdopodobieństwa $p(s'_2)/d_2$ – zależność (18).

6. Podsumowanie

Teoria procesów semi-markowskich dostarcza wielu użytecznych metod i narzędzi przydatnych w badaniach obiektów technicznych. Procesy semi-markowskie jako modele rzeczywistych procesów eksploatacji np. silników okrętowych wydają się przydatne również w aspekcie ilościowego opisu działania, co wynika przede wszystkim z tego, że w przypadku rozpatrywania procesów o ciągłym

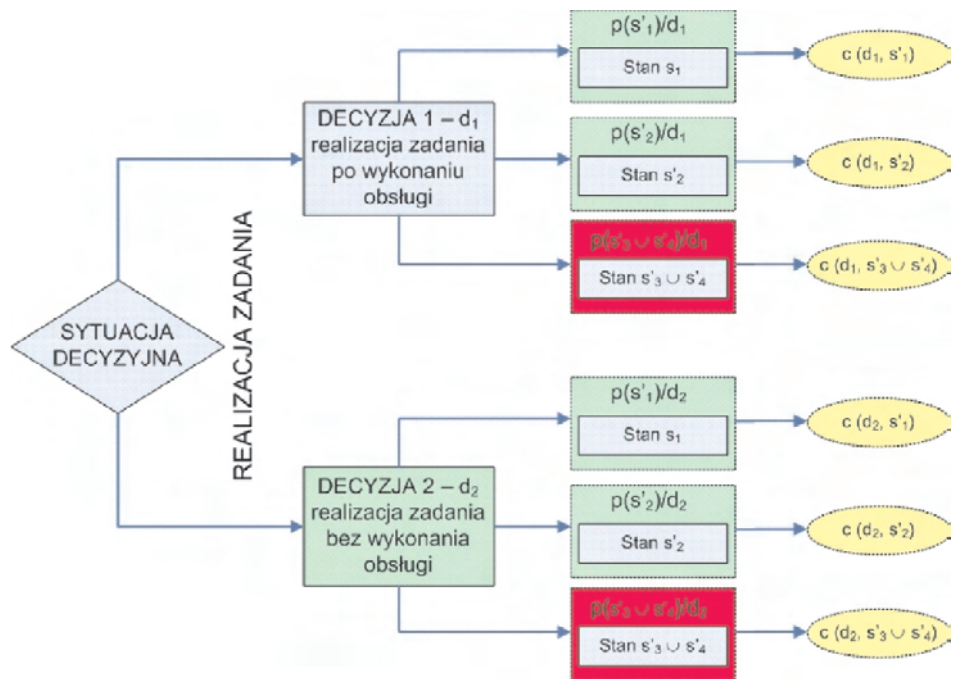


Fig. 4. Example of decision tree. $p(s_i)/d_j$ – conditional probability of occurrence of the state s_i in the case of taking the decision d_j ; $c(d_j, s_i)$ – consequence of occurrence of the state s_i in the case of taking the decision d_j
 Rys. 4. Przykład drzewa decyzyjnego. $p(s_i)/d_j$ – prawdopodobieństwo osiągnięcia stanu s_i pod warunkiem podjęcia decyzji d_j ; $c(d_j, s_i)$ – konsekwencje wystąpienia stanu s_i w sytuacji podjęcia decyzji d_j

parametrze czasu i skończonym zbiorze stanów przedziału przebywania tych procesów w poszczególnych stanach są zmiennymi losowymi o dowolnych rozkładach.

Prezentowana metoda wydaje się cennym uzupełnieniem stosowanych do tej pory sposobów opisu cech niezawodnościowych tak istotnego podsystemu siłowni (i statku), jakim jest układ napędowy. Jej podstawowa zaleta to powiązanie oceny energetycznej z czasem, w którym jest realizowane

The application of the decision-making procedure presented in Fig. 4 apart from the determining of the range of the possible decisions requires knowledge that enables: the specification of the distinguished states (classes of states) of the process, evaluation of the consequences – $c(d_i, s'_i)$ and determining of the values of conditional probabilities – $p(s'_i/d_i)$. In this respect the here presented model seems useful.

If decision d_1 is taken (realization of the task after servicing) with a high level of probability we can assume that the initial distribution of process $\{W^*(t): t \geq 0\}$ is determined with relation (9) thus in order to determine the values of the conditional probabilities $p(s'_i/d_1)$ we can use the relations that describe instantaneous or boundary distribution of process $\{W^*(t): t \geq 0\}$ [3].

If decision d_2 is taken (realization of the task without servicing) the initial distribution is virtually unknown – for obvious reasons excluding the affinity to one of the states of classes s'_3 or s'_4 . Instead of hypothetically assuming the possible variants of this distribution (in order to use the instantaneous/boundary process) a more suitable action leading to the determining of the value of the conditional probabilities $p(s'_i/d_1)$ would be the use of the distribution of the time of the process – for the determining of probability $p(s'_i)/d_2$ – the relation (17) and probability $p(s'_i)/d_2$ relation (18).

4. Conclusions

The theory of the semi-Markov processes provides a variety of useful methods in the testing of technical objects. The semi-Markov processes as models of real operation processes of marine engines for example also seem useful in terms of qualitative description of the operation, which results from the fact that in the case of analysis of processes of a continuous parameter of time and a finite set of states the ranges of the processes being set in individual states are random variables of any given distributions.

The here presented method seems a valuable supplement of the so far applied methods of description of the reliability related properties of such an important subsystem of the vessel propulsion (including the vessel) as the drivetrain. Its basic advantage is the connection of the energy evaluation with time in which the task is realized (the time is very important when realizing long lasting marine tasks).

Using this method at any given moment t we can determine the effective power (effective energy) that can be realized by the whole drivetrain and determine the probability of occurrence of such a number of events that will cause additional limitations while performing a task (through an impossibility of a free selection of the vessel speed) or will render the task undoable. The value of this probability can thus be treated as the value of a reliability indicator and can be used when taking operation related decisions.

Its additional advantage is its universality in the sense that it can be used for the analysis of any marine device or energy subsystem including devices that are not machines such as heat exchangers.

zadanie, który ma bardzo istotne znaczenie przy realizacji długotrwałych z reguły morskich zadań transportowych.

Korzystając z niej, można dla dowolnej chwili t określić pracę użyteczną (energię użyteczną), jaka może być wykonana przez cały układ napędowy oraz określić wartość prawdopodobieństwa pojawienia się takiej liczby zdarzeń, które spowodują powstanie dodatkowych ograniczeń podczas realizacji zadania (przez brak możliwości dowolnej realizacji prędkości pływania) lub jego uniemożliwienie. Wartość tego prawdopodobieństwa może w związku z tym być traktowana jako wartość wskaźnika niezawodnościowego i wykorzystana podczas podejmowania decyzji eksploatacyjnych.

Dodatkową jej zaletą jest uniwersalność, powodująca, iż może być zastosowana do analizy niezawodności każdego okrętowego urządzenia lub podsystemu energetycznego, w tym również dla urządzeń niebędących maszynami, jak np. wymienników ciepła.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Girtler J., Kuszmidler S., Plewiński L.: Wybrane zagadnienia eksploatacji statków morskich w aspekcie bezpieczeństwa żeglugi. WSM, Szczecin 2003.
- [2] Grabski F.: Czas pierwszego przejścia procesu semi-Markowa do podzbioru stanów. Zeszyty Naukowe WSMW nr 3, Gdynia 1981.
- [3] Grabski F.: Teoria semi-markowskich procesów eksploatacji obiektów technicznych. Zeszyty Naukowe AMW, nr 75A, Gdynia 1982.
- [4] Rudnicki J.: Działanie systemu energetycznego w ujęciu wartościującym z uwzględnieniem jego struktury niezawodnościowej oraz stopnia zużycia potencjału użytkowego. Praca wykonana w ramach projektu finansowanego przez MNiSW Nr N509 045 31/3500. Projekt badawczy pt.: Kształtowanie bezpieczeństwa działania systemów energetycznych środków transportowych na przykładzie systemów okrętowych. Gdańsk 2008.
- [5] Sadowski W.: Teoria podejmowania decyzji. Państwowe Wydawnictwo Ekonomiczne. Warszawa 1976.

Jacek Rudnicki, DEng. – doctor in the Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology at Gdansk University of Technology.

Dr inż. Jacek Rudnicki – adiunkt na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej.

e-mail: jacekrud@pg.gda.pl



Diagnostic tolerances evaluation method of the start-up exhaust temperature of a naval gas turbine

The conducted investigations aimed at developing of the method of marking diagnostic tolerances of the exhaust temperature of a gas turbine observed during engine start-up. The diagnostic tolerances were determined by means of statistical inference by creating the hypothesis about a normal distribution of the start-up exhaust temperature dispersion in the moment of initial operation, which was subsequently verified applying a non-parametric statistical test χ^2 of the compliance between the empirical and the assumed normal distribution. A satisfactory convergence of the compared distributions was obtained as the result of a testing of the created hypothesis, which represented the basis for the acceptance of the three-sigma boundaries of diagnostic tolerances for the considered engine control parameter.

Key words: technical diagnostics, naval gas turbines, exhaust temperature, diagnostic tolerances

Metoda wyznaczania diagnostycznych tolerancji temperatury spalin wylotowych okrętowego turbinowego silnika spalinowego

Przeprowadzono badania, których istotą było opracowanie metody wyznaczania diagnostycznych tolerancji temperatury spalin wylotowych okrętowego turbinowego silnika spalinowego, obserwowanej w procesie rozruchu. Tolerancje diagnostyczne wyznaczono metodą wnioskowania statystycznego, wysuwając hipotezę o normalnym rozkładzie rozrzutu rozruchowej temperatury spalin w początkowej chwili eksploatacji, którą zweryfikowano, stosując nieparametryczny test statystyczny χ^2 zgodności rozkładu empirycznego z założonym rozkładem normalnym. W wyniku testowania postawionej hipotezy uzyskano zadowalającą zbieżność porównywanych rozkładów, co stanowiło podstawę do przyjęcia trzysigmowych granic tolerancji diagnostycznych rozpatrywanego parametru kontrolnego silnika.

Słowa kluczowe: diagnostyka techniczna, okrętowe turbinowe silniki spalinowe, temperatura spalin, tolerancje diagnostyczne

1. Introduction

A general evaluation of a marine gas turbine technical condition might be formulated on the basis of values of basic parameters in general characterizing the quality of its performance: the power, specific fuel consumption, rotational speed of the rotors, mass flow rate of the fuel as well as the thermodynamic medium flowing through the engine passages [1, 2, 3]. However, in the majority of serial engines, at natural conditions of their operation inside the ship engine room, there is no direct possibility to evaluate the basic parameters (it is complicated or economically unjustified) that, on the other hand, do not deliver sufficiently detailed information about the course of physical processes carried out in the basic functional modules of the engine (gas flow paths, kinematic system, fuel feed system, automatic control system etc.) [4, 5]. Hence, within the operational diagnostics of gas turbine engines the set of auxiliary (control) parameters is evaluated. They indirectly reflect the basic parameters, additionally giving the possibility of indication of the places where the largest energy losses form as well as identification and location of the well-known and recognizable failures of components and constructional elements during current operation of the engine.

Every control parameter differs from its computational value, which results from productive differences (inaccuracy of technological process), influence of external factors (temperature, humidity, dust, vibration, sea wavy motion

1. Wprowadzenie

Ogólną ocenę stanu technicznego okrętowego turbinowego silnika spalinowego można sformułować na podstawie wartości podstawowych parametrów charakteryzujących, w sposób ogólny, jakość funkcjonowania silnika: moc, jednostkowe zużycie paliwa, prędkości obrotowe zespołów wirnikowych, natężenie przepływu paliwa zasilającego i czynnika termodynamicznego przepływającego przez silnik [1, 2, 3]. Jednak w większości silników seryjnych, w warunkach ich eksploatacji w siłowni okrętowej, nie ma, z jednej strony, bezpośredniej możliwości wyznaczenia wartości parametrów podstawowych (jest to skomplikowane lub ekonomicznie nieuzasadnione), choć z drugiej strony nie dostarczają one dostatecznie szczegółowych informacji o przebiegu procesów fizycznych realizowanych w podstawowych układach funkcjonalnych silnika (część przepływowa, układ kinematyczny, instalacja paliwowa, układ automatycznego sterowania itd.) [4, 5]. Z tego względu w diagnostyce eksploatacyjnej silników turbinowych wyznacza się zbiór parametrów pomocniczych (kontrolnych), które w sposób pośredni odzwierciedlają parametry podstawowe, dając dodatkowo możliwość wskazania miejsc powstawania największych strat energetycznych oraz identyfikacji i lokalizacji znanych i rozpoznawalnych uszkodzeń podzespołów i elementów konstrukcyjnych w bieżącej eksploatacji silnika.

Każdy parametr kontrolny różni się od swojej wartości obliczeniowej, co wynika z różnic produkcyjnych

etc.) as well as dirt, aging and deterioration of constructional elements (reversible and irreversible changes in the surface layer) [6]. Such influences have a random character (they are random events), determining the random changes of values of the structure parameters [1, 4]. Their impact on the engine technical condition causes changes of the parameter values of the probability distribution of their occurrence – the expected value and average deviation (dispersion around the averaged value for the engine set being operated). The smaller the changes of the expected value and the smaller the average deviation of the control parameter, the larger the accuracy of the engine performance and thus, its life span and reliability.

The functioning accuracy of a module or constructional system and also the whole turbine engine is defined by the parameter tolerances that reflect the most desirable and admissible course of the realized physical processes:

- operation tolerances (maximally admissible) – defined by the manufacturer (the constructor) on the basis of investigations carried out on prototype copies, specify the maximum range in which the values of control parameters can be contained during the engine operation. At the same time, the engine performance cannot be reduced below the admissible values – undisturbed, reliable functioning and guaranteed technical durability, according to hourly and calendar limits of usable potential have to be maintained. An excess value of any assigned control parameter beyond the adjusted boundaries of operating tolerances indicates an inadmissible disturbance of energy-related processes posing a risk of damage (e.g. an unstable work of the compressor – surging phenomenon) [2, 4, 5, 8, 9];
- diagnostic tolerances – these are evaluated by means of statistical inference of research results of the sufficiently numerous set of new, correctly adjusted (regulated) engines (in full serviceable state) as well as the results of operating investigations of the same engines in successive stages of operation. The condition that the precise functioning according to the changes of the values of the basic parameters is maintained has to be fulfilled. In such a situation the values of the control parameters, approaching the boundaries of the diagnostic tolerance indicate the symptoms of slight changes of the technical condition, which is characteristic of the "imminent" unserviceable state. Moreover, they reflect a dependence of the engine technical condition on the time of the engine operational use (changes of the expected value of the control parameters as well as their average deviations in different stages of the engine operational use).

The following conclusions could be drawn – the value tolerances of the control parameters assigned for diagnostic purposes ought to be considerably smaller than the operation tolerances.

2. Method of evaluation of diagnostic tolerances

The measurements of the control parameters that characterize the quality of the engine operation during start-up, lay-off, rotor acceleration and deceleration as well as the engine running in steady ranges are carried out in the initial stage

(niedokładność procesu technologicznego), oddziaływania czynników zewnętrznych (temperatura, wilgotność, pył, drgania, falowanie morza) oraz zanieczyszczenia, starzenia i zużycia elementów konstrukcyjnych (odwracalne i nieodwracalne zmiany warstwy wierzchniej) [6]. Oddziaływania te mają charakter losowy (są zdarzeniami losowymi), determinując losowe zmiany wartości parametrów struktury [1, 4]. Ich wpływ na stan techniczny silnika powoduje zmiany wartości parametrów rozkładu prawdopodobieństwa ich występowania – wartości oczekiwanej i odchylenia średniego (rozzrutu wokół wartości średniej dla zbioru eksploatowanych silników). Im mniejsze są zmiany wartości oczekiwanej i odchylenia średniego parametru kontrolnego, tym większa jest dokładność funkcjonowania silnika, a więc jego trwałość i niezawodność.

Dokładność funkcjonowania modułu czy układu konstrukcyjnego, a także całego silnika turbinowego określana jest tolerancjami parametrów, które odzwierciedlają najbardziej pożądany i dopuszczalny przebieg realizowanych procesów fizycznych:

- tolerancje eksploatacyjne (maksymalnie dopuszczalne) – określane przez producenta (konstruktora) na podstawie badań egzemplarzy prototypowych – precyzują maksymalny przedział, w którym mogą zawierać się wartości parametrów kontrolnych w procesie użytkowania silnika, nie zmniejszając przy tym jego osiągnięć poniżej wartości dopuszczalnych oraz zachowując niezakłócone i niezawodne funkcjonowanie, a także gwarantowaną trwałość techniczną, zgodnie z godzinowymi i kalendaryzowymi limitami potencjału użytkowego. Wyjście wartości któregokolwiek z wyznaczonych parametrów kontrolnych poza ustalone granice tolerancji eksploatacyjnej sygnalizuje niedopuszczalne zakłócenie procesów energetycznych realizowanych w silniku, grożące jego awarią (np. niestateczna praca sprężarki) [2, 4, 5, 8, 9];
- tolerancje diagnostyczne – wyznaczane na drodze wnioskowania statystycznego wyników badania dostatecznie liczego zbioru nowych, poprawnie wyregulowanych silników (w stanie pełnej zdadności technicznej) oraz wyników badań eksploatacyjnych tych samych silników w kolejnych etapach eksploatacji, pod warunkiem, że zachowują one precyzyjne funkcjonowanie określone według zmian wartości parametrów podstawowych. W takiej sytuacji wartości parametrów kontrolnych, zbliżając się do granic przedziału tolerancji diagnostycznej, sygnalizują symptomy nieznacznych zmian stanu technicznego, charakterystyczne dla „zbliżającego się” stanu niezdatności. Odzwierciedlają jednocześnie zależność stanu technicznego silnika od czasu użytkowania (zmiany wartości oczekiwanej parametrów kontrolnych i ich odchyleni średnich w różnych etapach użytkowania).

Wynika stąd wniosek, że tolerancje wartości parametrów kontrolnych dla celów diagnostycznych muszą być znacznie mniejsze od tolerancji eksploatacyjnych.

of engine operation, directly after fitting in the engine room [11, 12]. Discrete values of diagnostic parameters, evaluated in this way, are modeled as single-dimension, continuous random variables of the definite probability distribution, the expected value as well as the variance, as a measure of dispersion of the results of the conducted measurements. In such a situation the method of marking diagnostic tolerances verifies itself, first of all, in a determination of a shape of the dispersion distribution of the observed discrete value of the diagnostic parameter around the average value of the whole population of operated engines, and then in a qualification of this distribution parameters. The hypothesis verification that an examined dispersion of a discrete value of the diagnostic parameter can be equalized with the assumed theoretical distribution that is described with a well-known function of the probability density of the random variable in a moment of $t = 0$ [1, 7] represents one of the inference statistical methods of the shape of the random variable distribution. Having known the function form of theoretical distribution and its characteristic parameters (the expected value m and average deviation σ) the tolerated range of diagnostic parameter values might be marked e.g. $m \pm 3\sigma$ for the normal (Gaussian) distribution.

A way of the evaluation of the boundaries of the tolerance diagnostic field for an intensity of exhaust temperature stream growth measured behind the gas generator during the start-up process¹⁾ $dT_{42}^*/d\tau$ will be demonstrated on the population of 46 Zorya gas turbine engines UGT3000 type put into operation [11, 12]. The evaluated diagnostic tolerances take into account the productive uniqueness as well as the impact of external operating factors. Table 1 contains the set of realizations of the numerical values of the start-up temperature registered during the start up process of brand new engines (or after a rebuild) being in full serviceable state (the values reduced to normal atmospheric conditions according to International Standard Atmosphere [2, 10]).

Assuming, that the values dispersion of the considered diagnostic parameter in a moment of $t = 0$ has got the normal distribution, which is confirmed by the diagnostic investigations of aviation engines [1], a zero hypothesis H_0 is put out

2. Metoda wyznaczania tolerancji diagnostycznych

Pomiary parametrów kontrolnych charakteryzujących jakość funkcjonowania silnika turbinowego w procesie rozruchu, akceleracji i deceleracji zespołów wirnikowych, pracy na ustalonych zakresach obciążenia oraz wyłączenia silnika z ruchu dokonuje się w początkowym etapie użytkowania, bezpośrednio po zabudowaniu w siłowni okrętowej [11, 12]. Wyznaczane w ten sposób dyskretne wartości parametrów diagnostycznych modeluje się jako jednowymiarowe zmienne losowe ciągłe o określonym rozkładzie prawdopodobieństwa, wartości oczekiwanej i wariancji, jako miary rozproszenia wyników przeprowadzonych pomiarów. W takiej sytuacji metoda wyznaczania tolerancji diagnostycznych sprowadza się przede wszystkim do określenia kształtu rozkładu rozrzutu obserwowanej wartości dyskretnej parametru diagnostycznego wokół wartości średniej dla całej populacji eksploatowanych silników, a następnie do określenia parametrów tego rozkładu. Jedną z metod wnioskowania statystycznego o kształcie rozkładu zmiennej losowej jest weryfikacja hipotezy, że badany rozrzut dyskretnej wartości parametru diagnostycznego można wyrównać założonym rozkładem teoretycznym opisanym znaną funkcją gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej w chwili $t = 0$ [1, 7]. Znając postać funkcji rozkładu teoretycznego i jego parametrów charakterystycznych (wartość oczekiwana m i odchylenie średnie σ) można wyznaczyć tolerowany przedział wartości parametrów diagnostycznych, np. $m \pm 3\sigma$ dla rozkładu normalnego.

Sposób wyznaczenia granic diagnostycznego pola tolerancji intensywności narastania temperatury strumienia spalin mierzonej za wytwornicą spalin w procesie rozruchu¹⁾ $dT_{42}^*/d\tau$, które uwzględniają niepowtarzalność produkcyjną oraz wpływ zewnętrznych czynników eksploatacyjnych, zademonstrowany zostanie na populacji 46 turbinowych silników spalinowych Zorya typu UGT3000 wdrażanych do eksploatacji [11, 12]. Tabela 1 zawiera zbiór realizacji wartości liczbowych temperatury rozruchowej zarejestrowanych w procesie rozruchu nowych (lub bezpośrednio po naprawie głównej) silników w stanie pełnej zdadności tech-

Table 1. A set of realizations of numerical values of the start-up temperature $dT_{42}^*/d\tau$ (random variable $X(t)$) during the start-up process registered in the initial moment of fan operation of UGT3000 engine fitted in a ship engine room

Tabela 1. Zbiór realizacji wartości liczbowych temperatury rozruchowej $dT_{42}^*/d\tau$ (zmienna losowa $X(t)$) podczas rozruchu zarejestrowane w początkowej chwili eksploatacji silników UGT3000 zabudowanych w siłowni okrętowej

No.	x_i [K/s]	n_i	No.	x_i [K/s]	n_i
1	12	1	8	20	5
2	13	2	9	21	4
3	14	3	10	22	3
4	15	4	11	23	3
5	16	4	12	24	3
6	17	5	13	25	2
7	19	6	14	29	1

¹⁾ In short „start-up temperature” hereinafter.

¹⁾ W dalszej części artykułu określanej również krócej: „temperatura rozruchowa”.

that an empirical distribution function introduced in Tab. 1 is compatible with a normal distribution function. In order to verify the zero hypothesis a non-parametric statistical test χ^2 was applied. It does not require a command of normal distribution parameter: an expected value m and variance σ^2 [7]. In such a situation the statistical estimation of the expected value and variance for the counted statistics is made on the basis of an arithmetical average \bar{x} and standard deviation $\bar{\sigma}$ of the measurement results.

In order to carry out the test, the area, in which the values of a random variable contain $X(t) = \{x_i\}$, has been divided into six equal ranges of 3.0 K/s in length (the widths of the ranges do not need to be equal) – Tab. 2. Boundaries of the ranges have been chosen in such a way as not to make the numbers within the individual ranges too small (5–8 results in one range).

- arithmetic average $\bar{x} = 18.97826$
- standard deviation $\bar{\sigma} = 3.784919$

If the number of measurement results in the range is smaller than 5, one should be connected with any neighboring range [7].

In the successive stages of calculations the following values are evaluated:

- normalized range boundaries relative to \bar{x} , recalculated in unit:

$$z_i = \frac{x_i - \bar{x}}{\bar{\sigma}} \quad (1)$$

nicznej (wartości zredukowane do normalnych warunków atmosferycznych [2, 10]).

Zakładając, że rozrzut wartości rozpatrywanego parametru diagnostycznego w chwili $t = 0$ ma rozkład normalny, co potwierdzają badania diagnostyczne silników lotniczych [1], wysuwa się hipotezę zerową H_0 , że dystrybuanta rozkładu empirycznego przedstawionego w tabeli 1 jest zgodna z dystrybuantą rozkładu normalnego. Do weryfikacji hipotezy zerowej zastosowano nieparametryczny test statystyczny χ^2 , który nie wymaga znajomości parametrów rozkładu normalnego: wartości oczekiwanej m i wariancji σ^2 [7]. W takiej sytuacji statystyczną estymację wartości oczekiwanej i wariancji dla obliczanej statystyki dokonuje się na podstawie średniej arytmetycznej \bar{x} i odchylenia standardowego $\bar{\sigma}$ wyników pomiarów.

W celu przeprowadzenia testu, obszar w którym zawierają się wartości zmiennej losowej $X(t) = \{x_i\}$ podzielono na sześć równych przedziałów o długości 3,0 K/s (szerokości przedziałów nie muszą być jednakowe) – tab. 2. Granice przedziałów dobrano w taki sposób, aby liczbeści w poszczególnych przedziałach nie były zbyt małe (5–8 wyników w przedziale): – średnia arytmetyczna $\bar{x} = 18,97826$, – odchylenie standardowe $\bar{\sigma} = 3,784919$.

Jeżeli liczba wyników pomiarowych w przedziale jest mniejsza niż 5, należy je połączyć z jednym z przedziałów sąsiednich [7].

- W kolejnych etapach obliczeń wyznacza się wartości:
 - unormowanych granic przedziałów względem \bar{x} , przeliczonych w jednostkach $\bar{\sigma}$ – wzór (1), przy czym począt-

Table 2. Calculation scheme of χ^2 statistics

Tabela 2. Schemat obliczeń statystyki χ^2

Range number/ numer przedziału	Ranges boundaries/ granice przedziałów x_i [K/s]	Numbers of measurement results in the i-th range n_i /liczba wyników pomiarów w i-tym przedziale	Normalized range boundaries/ unormowane granice przedziałów $z_i = \frac{x_i - \bar{x}}{\bar{\sigma}}$	Value of the Laplace'a function for beginnings of the ranges $\Phi_p(z_i)$ /wartość funkcji Laplacea dla początków przedziałów
1	2	3	4	5
1	11...14	6	-...-1.32	-0.5
2	14...17	13	-1.32...-.52	-0.4064
3	17...20	11	-.52...+0.27	-.1985
4	20...23	10	0.27...1.06	0.1065
5	23...26	5	1.06...1.86	0.3507
6	26...29	1	1.86...+∞	0.4687
Total	-	46	-	-
Range number/ numer przedziału	Theoretical probability of getting the result from the i-th range/prawdopodobieństwo teoretyczne uzyskania wyniku z i-tego przedziału $p_i = \Phi_p(z_{i+1}) - \Phi_p(z_i)$	Theoretical results' number in the i-th range/ teoretyczna liczba wyników w i-tym przedziale $n \cdot p_i$	Statistics' value for the i-th range/ wartość statystyki dla i-tego przedziału $\chi_i^2 = \frac{(n_i - n \cdot p_i)^2}{n \cdot p_i}$	
1	6	7	8	
1	0.0936	4.3056	0.6668	
2	0.2079	9.5634	1.2349	
3	0.3050	14.0300	0.6544	
4	0.2442	11.2332	0.1354	
5	-	-	-	
6	0.1493	6.8678	0.1097	
Total	1.0000	46	2.8012	

the beginning of the first range and $-\infty$ represents the end of the last range, however the end of the previous range represents simultaneously the beginning of the next range;

- normalized Laplace's function of the normal distribution for the beginnings of the range $\Phi_p(z_i)$ – from statistical tables [7];
- theoretical probability of getting the result from the i -th range:

$$p_i = \Phi_p(z_{i+1}) - \Phi_p(z_i) \quad (2)$$

- theoretical number of results in the i -th range: $n \cdot p_i$;
- statistics χ_i^2 for each range:

$$\chi_i^2 = \frac{(n_i - n \cdot p_i)^2}{n \cdot p_i} \quad (3)$$

In the last step of calculations a value of the statistics for the considered realization set of the random variable is evaluated:

$$\chi_0^2 = \sum_{i=1}^n \chi_i^2 = 2.8012 \quad (4)$$

A counted value of χ_0^2 statistics should be compared to its critical value defined from the statistical tables [7], at the assumed significance level α and the number of freedom degrees f evaluated from the formula, as follows:

$$f = l - k - 1 \quad (5)$$

where: l – number of ranges in distributive series, k – number of estimated parameters of the verified distribution.

A critical value of the statistic, read from the statistical tables of χ^2 distribution, equals $\chi_{kr}^2 = 5.991$ for the number of freedom degrees $f = 2$ ($l = 5$, $k = 2$ – there have been estimated two parameters characterizing a normal distribution: \bar{x} i $\bar{\sigma}$) and the assumed significance level $\alpha = 0.05$ [7].

The calculated value of the statistics equals $\chi_0^2 = 2.8012$ and it is smaller than the critical value $\chi_{kr}^2(\alpha = 0.05, f = 2) = 5.991$. This leads to the conclusion that there is no basis to reject the zero hypothesis, and furthermore, that the empirical distribution might be considered as the normal distribution. In this connection the probability function of the random variable $X(t) = \{x_i\}$ in the initial stage of operation (in the moment $t = 0$) can be defined with a formula:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \exp\left[-\frac{(x - \bar{x})^2}{2 \cdot \sigma^2}\right] \quad (6)$$

Having known a distribution function and its basic parameters as a consequence it is possible to evaluate boundaries of the diagnostic field of tolerance. In such a situation the value range $m \pm 3\sigma$ is treated as the boundary diagnostic condition for the observed control parameter. There has been evaluated the expected value $m = \bar{x} = 18.98$ K/s and average deviation $\sigma = \bar{\sigma} = 3.78$ K/s for the considered start-up temperature, which gives the diagnostic tolerances of the objective control parameter:

kierm pierwszego przedziału jest $-\infty$, a końcem ostatniego $+\infty$, natomiast koniec poprzedzającego przedziału stanowi jednocześnie początek kolejnego przedziału;

- unormowanej funkcji Laplace'a rozkładu normalnego dla początków przedziałów $\Phi_p(z_i)$ – z tablic statystycznych [7];
- teoretycznego prawdopodobieństwa uzyskania wyniku z i -tego przedziału (2);
- teoretycznej liczby wyników w i -tym przedziale: $n \cdot p_i$;
- statystyki χ_i^2 dla każdego przedziału (3).

W ostatnim kroku obliczeń wyznacza się wartość statystyki dla rozpatrywanego zbioru realizacji zmiennej losowej (4).

Obliczoną wartość statystyki χ_0^2 należy porównać z jej wartością krytyczną określaną z tablic statystycznych [7], przy przyjętym poziomie istotności α i liczbie stopni swobody f wyznaczanej z zależności (5), gdzie: l – liczba przedziałów w szeregu rozdzielnym, k – liczba szacowanych parametrów weryfikowanego rozkładu.

Dla liczby stopni swobody $f = 2$ ($l = 5$, $k = 2$) – na podstawie danych empirycznych – oceniano dwa parametry charakteryzujące rozkład normalny: \bar{x} i $\bar{\sigma}$ i założony poziom istotności $\alpha = 0,05$; wartość krytyczna statystyki odczytana z tablic rozkładu χ^2 wynosi $\chi_{kr}^2 = 5,991$ [7].

Wartość obliczeniowa statystyki wynosi $\chi_0^2 = 2,8012$ i jest mniejsza od wartości krytycznej $\chi_{kr}^2(\alpha = 0,05, f = 2) = 5,991$. Oznacza to, że brak jest podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej, a zatem badany rozkład empiryczny można uznać za zgodny z rozkładem normalnym. W związku z tym funkcję gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej $X(t) = \{x_i\}$ w początkowym etapie eksploatacji (w chwili $t = 0$) można określić formułą (6).

Znając funkcję rozkładu i jego podstawowe parametry, można wyznaczyć granice diagnostycznego pola tolerancji, przyjmując przedział wartości $m \pm 3\sigma$ jako diagnostyczne warunki graniczne obserwowanego parametru kontrolnego. Dla rozpatrywanej temperatury ruchowej wyznaczono wartość oczekiwaną $m = \bar{x} = 18,98$ K/s oraz odchylenie średnie $\sigma = \bar{\sigma} = 3,78$ K/s, co daje tolerancje diagnostyczne przedmiotowego parametru kontrolnego – wzór (7).

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że tolerancje diagnostyczne intensywności narastania temperatury spalin wylotowych w procesie rozruchu silnika turbinowego typu UGT3000 są ograniczone jednostronnie, co oznacza, że graniczna wartość tego parametru oceniana na potrzeby diagnostyczne, w przypadku silnika nowego, nie powinna przekraczać 30 K/s.

Wykorzystując z kolei symetrię rozkładu normalnego i wartości funkcji Laplace'a $\Phi_p(z_i)$ można wyznaczyć prawdopodobieństwo przyjęcia przez zmienną losową $X(t)$ wartości zawierających się w tym przedziale – wzór (8).

Tak więc przyjęcie trzysigmowych granic tolerancji diagnostycznych rozpatrywanego parametru kontrolnego oznacza, że tylko niecałe 3%₀₀ (maksimum 3 na 1000) możliwych wyników pomiarowych różni się od wartości oczekiwanej o więcej niż 3 σ .

$$7.64 \leq x_{t=0} \leq 30.32 \quad (7)$$

It results from the conducted calculation, that the diagnostic tolerances of the growth intensity of the exhaust temperature during the start-up process of UGT300 gas turbine engine are limited one-sidedly. It leads to a conclusion that the boundary value of this parameter estimated for diagnostic purposes, in case of a brand new engine, must not exceed 30 K/s.

The probability that values of the random variable $X(t)$ fit into this range might also be evaluated. It could be worked out using a symmetry of the normal distribution and the values of Laplace function:

$$P\{X \in (m \pm 3\sigma)\} = \Phi_p(3) - \Phi_p(-3) = 0.9973 \quad (8)$$

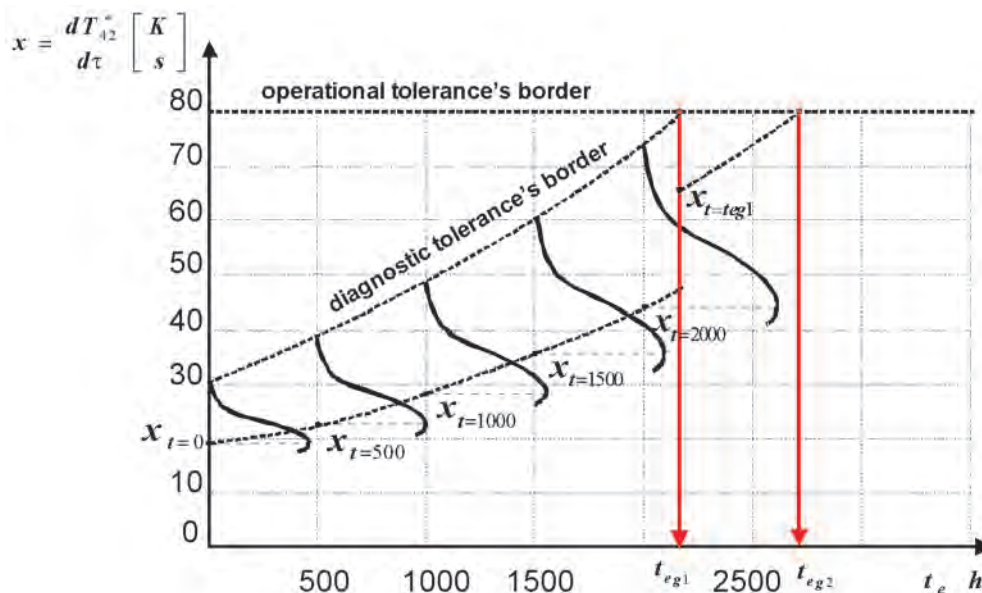


Fig. 1. Deformation of the course of the function of probability density of the considered random variable during operation of a marine gas turbine engine

Rys. 1. Deformacje przebiegu funkcji gęstości prawdopodobieństwa rozpatrywanej zmiennej losowej w czasie użytkowania turbinowego silnika spalinowego

Therefore, taking three-sigma boundaries of diagnostic tolerances of the considered control parameter means, that only less than 3‰ of (maximum 3 on 1000) of the possible measurement results differ from the expected value by more than 3σ .

Because of an influence of unfavorable operational factors on the engine running in the vessel engine room, aging, wear and tear and dirt processes of the constructional elements occur. These are the continuous and irreversible processes that are always associated with the operation of combustion engines in sea conditions. Hence, a waste of the usable potential follows denoted by deformations of the course of the probability function as determined with the changes of the expected value and average deviation while the protected profile of the normal distribution of the random

W procesie użytkowania silnika na okręcie, w wyniku oddziaływania niekorzystnych czynników eksploatacyjnych następuje starzenie, zużycie i zanieczyszczenie elementów konstrukcyjnych, jako procesy ciągłe i nieodwracalne zawsze towarzyszące eksploatacji silników spalinowych w warunkach morskich. Z tego względu następuje zużycie potencjału użytkowego, którego miarą są deformacje przebiegu funkcji gęstości prawdopodobieństwa zdeterminowane zmianami wartości oczekiwanej i odchylenia średniego, przy zachowaniu normalnego rozkładu zmiennej losowej (rozrzutu rozpatrywanego parametru kontrolnego). W konsekwencji wzrasta dyspersja intensywności narastania temperatury strumienia spalin w procesie rozruchu silnika, rozszerzają się granice tolerancji diagnostycznych, które w żadnym razie nie mogą przekraczać granic tolerancji eksploatacyjnych – rys. 1. Godzimy się zatem, że w miarę zwiększania całkowitego czasu pracy silnika, jego funkcjonowanie będzie mniej

precyzyjne, jednak przy zachowaniu wszelkich wymogów bezpiecznego użytkowania.

Z wartości liczbowych przedstawionych na rys. 1 wynika, że wyznaczając kształt funkcji gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej w kolejnych etapach eksploatacji silnika (np. w rocznych cyklach kontrolno-pomiarowych lub co 500 godzin pracy), można określić linie trendu zmian wartości oczekiwanej oraz górnej granicy tolerancji zbioru realizacji parametru diagnostycznego. Możliwe jest również wyznaczenie horyzontu prognozy czasu poprawnej pracy silnika (bez uszkodzeń) do chwili t_{eg1}

z punktu przecięcia przebiegu górnej granicy tolerancji diagnostycznych z linią eksploatacyjnej granicy tolerancji. W tym momencie należy przeprowadzić pomiar wartości parametru diagnostycznego, na badanym silniku (np. punkt $x_{t=teg1} = (dT_{42}^*/d\tau)_{t=teg1}$) i ekstrapolować górną granicę tolerancji diagnostycznych do przecięcia się z linią eksploatacyjnej granicy tolerancji (chwila t_{eg2}) itd. W ten sposób wprowadza się strategię eksploatacji silnika według aktualnego stanu technicznego, którego odtwarzanie (regulacja, naprawa, wymiana elementu) zależy od indywidualnych cech degradacji struktury konstrukcyjnej, związanych z główną mierzą z charakterem zmienności jego obciążeń (liczba rozruchów, wyłączeń z ruchu, akceleracji i deceleracji zespołów wirnikowych, manewrowania oddzielną turbiną napędową itd.).

variable is preserved (dispersion of the considered control parameter). As a consequence dispersal of the growth intensity of the exhaust stream temperature increases during the engine start-up and the boundaries of diagnostic tolerances widen. But they must not exceed the boundaries of the operational tolerances – Fig. 1. It means that we therefore agree on the situation that the total time of engine operation enlarges its performance but reduces its operating accuracy. It is only acceptable on the condition that all the requirements of the safe engine running are fulfilled.

Numerical values introduced in Fig. 1 show that by means of precise evaluation of the shape of the probability function of the random variable in successive operation stages of the engine (e.g. in annual control-measuring cycles, or every 500 working hours) trend lines of the expected changes of the value as well as the upper boundary of the tolerances of the set of the diagnostic parameter realization might be determined. It is also possible to evaluate the forecast horizon of the time of the engine proper operation (without failures) until the moment t_{eg1} – from the cross point of the upper boundary of diagnostic tolerance and the line of the operational tolerance boundary. Then the measurement of the diagnostic parameter's value should be conducted on the examined engine (e.g. the point $x_{t=tegl} = (dT_{42}^*/d\tau)_{t=tegl}$) and to extrapolate the upper diagnostic tolerance boundary to cross-cut with the line of the operational tolerance boundary (moment t_{eg2}) etc. In this way the engine operation strategy according to a current technical condition is introduced. The engine technical condition is reproduced (adjustment, repair, element's exchange) taking into consideration the individual features of constructional structure degradation, mainly associated with the nature of the loads variability (the number of start-ups, lay-offs, rotors accelerations and decelerations, free power turbine maneuverings etc.).

3. Conclusions

The authors have limited the paper to present only one example of the proposed method application to evaluate the diagnostic tolerances of the control parameter of a marine gas turbine engine – a growth intensity of the exhaust temperature recorded during a start-up process. In general, a total number of the analyzed start-up processes equaled 46. The assumption that in the initial stage of the usage the engines maintain accurate functioning, defined according to the values of the basic parameters represented the necessary condition for the conducted statistical inference. In such a situation the value of the observed control parameter, approaching to the ranges boundaries of diagnostic tolerances indicates the symptom of insignificant changes of a technical condition, which is characteristic of the "imminent" unserviceable state, and simultaneously this value reflects a dependence between the engine technical condition and the time of its usage (changes of the expected values of the control parameter and its average deviations in different stages the engine's usage).

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

3. Podsumowanie

W artykule ograniczono się do zaprezentowania jednego przykładu zastosowania proponowanej metody wyznaczenia tolerancji diagnostycznych parametru kontrolnego okrętowego turbinowego silnika spalinowego – szybkości wzrostu temperatury spalin wylotowych rejestrowanej w procesie rozruchu. Ogółem liczba przeanalizowanych procesów rozruchowych wynosiła 46. Niezbędnym warunkiem przeprowadzonego wnioskowania statystycznego było założenie, że w początkowym etapie użytkowania silniki zachowują precyzyjne funkcjonowanie, określane według wartości parametrów podstawowych. W takiej sytuacji wartość obserwowanego parametru kontrolnego, zbliżając się do granic przedziału tolerancji diagnostycznych, sygnalizuje symptom nieznaczących zmian stanu technicznego, charakterystyczny dla „zbliżającego się” stanu niezdatności, a jednocześnie odzwierciedla zależność stanu technicznego silnika od czasu jego użytkowania (zmiany wartości oczekiwanych parametru kontrolnego i jego odchyłeń średnich w różnych etapach użytkowania).

Bibliography/Literatura

- [1] Boliński B., Stelmaszczyk Z.: Napędy lotnicze. Eksploatacja silników turbinowych. WKiŁ, Warszawa 1981.
- [2] Cohen H., Rogers G.F.C., Saravanamuttur H.I.H.: Gas turbine theory. Longman Scientific & Technical, New York 1987.
- [3] Hardin J.R. and others: A gas turbine condition – monitoring system. Naval Engineers Journal, November, USA 1995.
- [4] Korczewski Z.: Metoda diagnozowania części przepływowej okrętowego turbinowego silnika spalinowego w eksploatacji. AMW (praca doktorska), Gdynia 1992.
- [5] Korczewski Z.: Identyfikacja procesów gazodynamicznych w układzie sprężarkowym okrętowego turbinowego silnika spalinowego dla potrzeb diagnostyki. AMW Gdynia 1999.
- [6] Korczewski Z.: Endoskopia silników okrętowych. AMW, Gdynia 2008.
- [7] Korzyński M.: Metodyka eksperymentu. WNT, Warszawa 2006.
- [8] Orkisz M.: Wybrane zagadnienia z teorii turbinowych silników odrzutowych. ITE, Radom 1995.
- [9] Pawlak W., Wiklik K., Morawski J.M.: Synteza i badanie układów sterowania lotniczych silników turbinowych metodami symulacji komputerowej. Instytut Lotnictwa, Warszawa 1996.
- [10] Wiśniewski S.: Pomiary temperatury w badaniach silników i urządzeń cieplnych. WNT, Warszawa 1983.
- [11] Dokumentacja techniczna i eksploatacyjna okrętowych turbinowych silników spalinowych GTU6a, DE59, Zorya typu UGT, General Electric LM2500.
- [12] Sprawozdania z badań diagnostycznych tłokowych i turbinowych silników spalinowych eksploatowanych na okrętach MWRP – Prace badawcze AMW, Gdynia 1992-2008.

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

Dr hab. inż. Zbigniew Korczewski – doktor habilitowany na Wydziale Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej.

e-mail: z.korczewski@gmail.com



Global trends in motor vehicle pollution control: a 2011 update Part 1

1. Introduction

Since the end of the Second World War there has been a strong and steady growth in the world’s motor vehicle population. Initially, this growth was focused primarily in North America but over the past six decades it has gradually spread, first to Europe and now Asia and to a lesser extent, Latin America. Vehicles have brought many perceived improvements to the quality of lives – increased mobility, jobs, recreational opportunities – to name but a few. But they have also changed many cities into sprawling conurbations, developed a so far unquenchable thirst for precious and limited oil, become a major if not dominant source of urban air pollution and most recently the most rapidly growing contributor to climate change.

2. Trends in world motor vehicle production

Overall growth in the production of motor vehicles, especially since the end of World War II, has been quite dramatic, rising from about 5 million motor vehicles per year to almost 70 million. As shown in Fig. 1, between 1970 and 2008, approximately 1 million more vehicles have been produced each year compared to the year before with almost 70 million vehicles produced in 2008¹⁾. Data regarding motorcycle production is less precise but one major producer²⁾ estimates that global production exceeded 30 million units in 2003 and is increasing by approximately 1 million units each year.

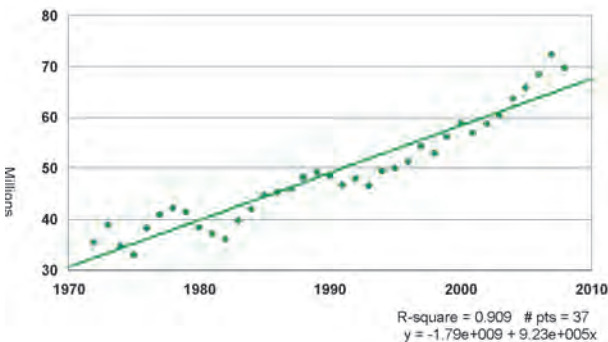


Fig. 1. Annual production of cars, trucks and buses

Nowhere has the growth been greater than in China which was an insignificant motor vehicle producer two decades ago but is now the largest producer of cars, trucks, and buses in the world and is rapidly becoming a major market as well (see Fig. 2). It is also far and away the largest producer and user of motorcycles.

¹⁾ Wards Motor Vehicle Data, various issues

²⁾ Honda Motor Company, 2004 World Motorcycle Facts and Figures

3. Trends in world motor vehicle fleets

Historically, the three primary drivers leading to growth in the world’s vehicle fleet have been population growth, urbanization, and economic improvement and all three continue to increase, especially in developing countries. According to the United Nations, the global population increased from approximately 2.5 billion people in 1950

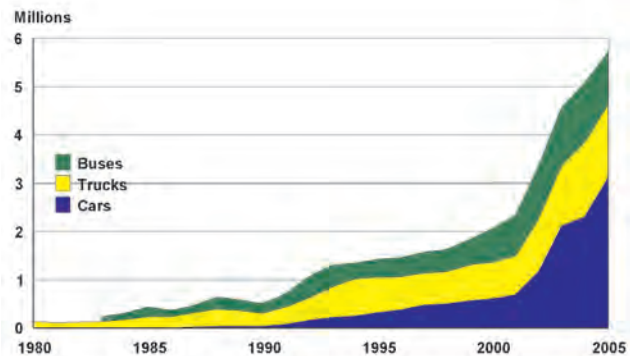


Fig. 2. Production of cars, trucks and buses in China

to more than 6 billion today and it is projected to increase to approximately 9 billion by 2050. Most of this growth will be in urban areas in developing countries.

Annual GDP growth rates over the next two decades are forecast to be highest in China, East Asia, Central and Eastern Europe and the former Soviet Union which will stimulate growth in vehicle populations in these regions.

As a result of these factors, one can anticipate steady and substantial growth in the global vehicle population [47] following the historical trends illustrated in Fig. 3. The global vehicle population exceeded 1 billion units in 2002 and has continued to climb steadily since then.

Since 1990, approximately 27 million additional motor vehicles have been added to the world’s roads and highways each year. Newer manufactured vehicles are more durable

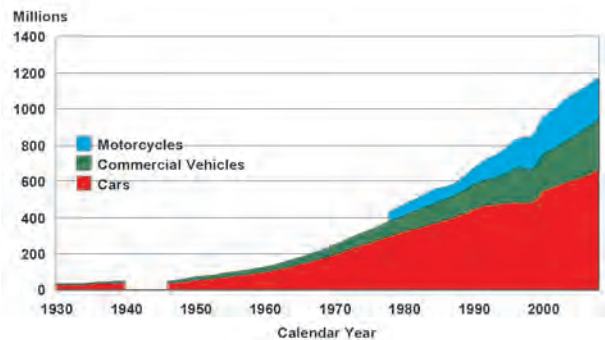


Fig. 3. World motor vehicle population

than in the past which will likely further increase the number of vehicles on the road.

4. Motor vehicle emissions and impacts

Motor vehicles emit large quantities of carbon monoxide (CO), hydrocarbons (HC), nitrogen oxides (NO_x), particulate matter (PM), sulfur oxides (SO_x) and such toxic substances as benzene, formaldehyde, acetaldehyde, 1,3-butadiene and (where lead is still added to gasoline) lead. Each of these, along with secondary by-products such as ozone and small particles (e.g. nitrates and sulfates), can cause serious adverse effects on health and the environment. Because of growing vehicle populations and resulting emissions, the fraction of health damaging pollution due to motor vehicles remains significant throughout the developed world and is rising in many cities in the developing world.

A. Local health concerns

Exposure to levels of air pollutants have been associated with a variety of adverse health effects. Based on available information, the World Health Organization (WHO) sets and periodically updates air quality guidelines. The following summary is based on the guidelines adopted by the World Health Organization (WHO) [44] and standards adopted by the United States Environmental Protection Agency (USEPA).

Particulate matter

Particulate matter (PM) represents a broad class of chemically and physically diverse substances. It can be principally characterized as discrete particles that exist in the condensed (liquid or solid) phase spanning several orders of magnitude in size. PM₁₀ refers to particles generally less than or equal to 10 micrometers (μm). PM_{2.5} refers to fine particles, those particles generally less than or equal to 2.5 μm in diameter. Inhalable (or “thoracic”) coarse particles refer to those particles generally greater than 2.5 μm but less than or equal to 10 μm in diameter. Ultrafine PM refers to particles less than 100 nanometers (0.1 μm). Larger particles tend to be removed by the respiratory clearance mechanisms (e.g. coughing), whereas smaller particles are deposited deeper in the lungs.

Fine particles are produced primarily by combustion processes and by transformations of gaseous emissions (e.g., SO_x, NO_x and VOCs) in the atmosphere. Thus, PM_{2.5} may include a complex mixture of different pollutants including sulfates, nitrates, organic compounds, elemental carbon and metal compounds. These particles can remain in the atmosphere for days to weeks and travel through the atmosphere hundreds to thousands of kilometers.

The evidence on airborne PM and public health is consistent in showing adverse health effects at exposures experienced by urban populations in cities throughout the world, in both developed and developing countries. The range of effects is broad, affecting the respiratory and cardiovascular systems and extending to children and adults and to a number of large, susceptible groups within the general population. The risk for various outcomes has been shown to increase with exposure and there is little evidence to suggest

a threshold below which no adverse health effects would be anticipated. In fact, the lower range of concentrations at which adverse health effects has been demonstrated is not greatly above the background concentration which has been estimated at 3–5 μg/m³ in the United States and Western Europe for particles smaller than 2.5 micrometer, PM_{2.5}. The epidemiological evidence shows adverse effects of particles after both short-term and long-term exposures.

The WHO Air Quality Guidelines for PM are:

PM_{2.5}: 10 μg/m³ annual mean, 25 μg/m³ 24-hour mean
PM₁₀: 20 μg/m³ annual mean, 50 μg/m³ 24-hour mean

Health effects associated with short-term exposures (hours to days) to ambient PM include premature mortality, increased hospital admissions, heart and lung diseases, increased cough, adverse lower-respiratory symptoms, decrements in lung function and changes in heart rate rhythm and other cardiac effects. Studies examining populations exposed to different levels of air pollution over a number of years, including the Harvard Six Cities Study [11] and the American Cancer Society Study [32], show associations between long-term exposure to ambient PM_{2.5} and both total and cardiovascular and respiratory mortality. In addition, a reanalysis of the American Cancer Society Study shows an association between fine particle and sulfate concentrations and lung cancer mortality [28].

The health effects of PM_{2.5} have been further documented in local impact studies which have focused on health effects due to PM_{2.5} exposures measured on or near roadways. Taking account of all air pollution sources, including both spark-ignition (gasoline) and diesel powered vehicles, these latter studies indicate that exposure to PM_{2.5} emissions near roadways, dominated by mobile sources, are associated with potentially serious health effects. For instance, a recent study found associations between concentrations of cardiac risk factors in the blood of healthy young police officers and PM_{2.5} concentrations measured in vehicles [36]. Also, a number of studies have shown associations between residential or school outdoor concentrations of some constituents of fine particles found in motor vehicle exhaust and adverse respiratory outcomes, including asthma prevalence in children who live near major roadways [4, 27, 43].

The WHO annual average guideline value of 10 μg/m³ for PM_{2.5} was chosen to represent the lower end of the range over which significant effects on survival have been observed in the American Cancer Society Study (ACS) [33]. Adoption of a guideline at this level places significant weight on the long-term exposure studies using the ACS and Harvard Six-Cities data. In these studies, robust associations were reported between long-term exposure to PM_{2.5} and mortality. Thresholds were not apparent in either of these studies.

In addition to PM_{2.5} and PM₁₀, ultra-fine particles (UF) have recently attracted significant scientific and medical attention. These are particles smaller than 0.1 micrometer and are measured as number concentration. While there is considerable toxicological evidence of potential detrimental effects of UF particles on human health, the existing body of epidemiological evidence is insufficient in the view of WHO

to reach a conclusion on the exposure/response relationship to UF particles. Therefore no recommendations have been provided by the WHO as to guideline concentrations of UF particles at this point.

A study led by UCLA researchers has revealed that the smallest particles from vehicle emissions may be the most damaging components of air pollution in triggering plaque buildup in the arteries, which can lead to heart attack and stroke³⁾. In the study, researchers exposed mice with high cholesterol to one of two sizes of air pollutant particles from downtown Los Angeles freeway emissions and compared them with mice that received filtered air that contained very few particles. Researchers found that mice exposed to ultrafine particles exhibited 55 percent greater atherosclerotic-plaque development than animals breathing filtered air and 25 percent greater plaque development than mice exposed to fine-sized particles.

Another study published in the *New England Journal of Medicine* linked exposure to diesel exhaust with asthma⁴⁾. The researchers recruited 60 adults with either mild or moderate asthma to participate in a randomized, crossover study. Each participant walked for 2 hours along a London street (Oxford Street) and, on a separate occasion, through a nearby park (Hyde Park). Detailed real-time exposure, physiological, and immunologic measurements were taken. Participants had significantly higher exposures to fine particles (< 2.5 µm in aerodynamic diameter), ultrafine particles, elemental carbon, and nitrogen dioxide on Oxford Street than in Hyde Park. Walking for 2 hours on Oxford Street induced asymptomatic but consistent reductions in the forced expiratory volume in 1 second (FEV₁) (up to 6.1%) and forced vital capacity (FVC) (up to 5.4%) that were significantly larger than the reductions in FEV₁ and FVC after exposure in Hyde Park (P = 0.04 and P = 0.01, respectively, for the overall effect of exposure, and P < 0.005 at some time points). The effects were greater in subjects with moderate asthma than in those with mild asthma. These changes were accompanied by increases in biomarkers of neutrophilic inflammation (sputum myeloperoxidase, 4.24 ng per milliliter after exposure in Hyde Park vs. 24.5 ng per milliliter after exposure on Oxford Street; P = 0.05) and airway acidification (maximum decrease in pH, 0.04% after exposure in Hyde Park and 1.9% after exposure on Oxford Street; P = 0.003). The changes were associated most consistently with exposures to ultrafine particles and elemental carbon.

Ozone

Ground-level ozone pollution is formed by the reaction of VOCs and NO_x in the atmosphere in the presence of heat and sunlight. The science of ozone formation, transport, and accumulation is complex. Ground-level ozone is produced

and destroyed in a cyclical set of chemical reactions, many of which are sensitive to temperature and sunlight. When ambient temperatures and sunlight levels remain high for several days and the air is relatively stagnant, ozone and its precursors can build up and result in more ozone than typically would occur on a single high-temperature day. Ozone also can be transported from pollution sources into areas hundreds of miles downwind, resulting in elevated ozone levels even in areas with low local VOC or NO_x emissions.

The health and welfare effects of ozone are well documented [41, 42]. Ozone can irritate the respiratory system, causing coughing, throat irritation, and/or uncomfortable sensation in the chest. It can reduce lung function and make it more difficult to breathe deeply, and breathing may become more rapid and shallow than normal, thereby limiting a person's activity. Ozone can also aggravate asthma, leading to more asthma attacks that require a doctor's attention and/or the use of additional medication. Animal toxicological evidence indicates that with repeated exposure, ozone can inflame and damage the lining of the lungs, which may lead to permanent changes in lung tissue and irreversible reductions in lung function. People who are more susceptible to effects associated with exposure to ozone include children, the elderly, and individuals with respiratory disease such as asthma. There is suggestive evidence that certain people may have greater genetic susceptibility. Those with greater exposures to ozone, for instance due to time spent outdoors (e.g., children and outdoor workers), are also of concern.

Short-term exposure to current levels of ozone in many areas is likely to contribute to premature deaths, according to a National Research Council report⁵⁾. Evidence of a relationship between short-term – less than 24 hours – exposure to ozone and mortality has been mounting, but interpretations of the evidence have differed, prompting EPA to request the Research Council report. Based on a review of recent research, the committee found that deaths related to ozone exposure are more likely among individuals with pre-existing diseases and other factors that could increase their susceptibility. However, premature deaths are not limited to people who are already within a few days of dying.

In addition, the committee examined research based on large population groups to find how changes in ozone air concentration could affect mortality, specifically to determine the existence of a threshold – a concentration of ozone below which exposure poses no risk of death. The committee concluded that if a threshold exists, it is probably at a concentration below the current public health standard. As people have individual susceptibilities to ozone exposure, not everyone may experience an altered risk of death if ozone

³⁾ The findings appear in the January 17th online edition of the journal *Circulation Research*.

⁴⁾ *Respiratory Effects of Exposure to Diesel Traffic in Persons with Asthma*, James McCreanor, M.R.C.P., Paul Cullinan, M.D., Mark J. Nieuwenhuijsen, Ph.D., James Stewart-Evans, M.Sc., Eleni Malliarou, M.Sc., Lars Jarup, Ph.D., Robert Harrington, M.S., Magnus Svartengren, M.D., In-Kyu Han, M.P.H., Pamela Ohman-Strickland, Ph.D., Kian Fan Chung, M.D., and Junfeng Zhang, Ph.D.

⁵⁾ *Estimating Mortality Risk Reduction and Economic Benefits from Controlling Ozone Air Pollution*, National Academies Press, National Research Council, Division on Earth and Life Studies, Board on Environmental Studies and Toxicology, Committee on Estimating Mortality Risk Reduction Benefits from Decreasing Tropospheric Ozone Exposure, John C. Bailar III (chair), Professor Emeritus, Department of Health Studies University of Chicago.

air concentration also changes. The research on short-term exposure does not account for all ozone-related mortality, and the estimated risk of death may be greater than if based solely on these studies, the committee noted.

The second edition of the WHO AQG [1] set the guideline value for ozone at $120 \mu\text{g}/\text{m}^3$ for an 8-hour daily average. Since the mid-1990s there has been no major addition to the evidence from chamber studies or field studies. There has however been a marked increase in health effects evidence from epidemiological time-series studies. Combined evidence from those studies shows convincing, though small, positive associations between daily mortality and ozone levels, independent of the effects of particulate matter. Similar associations have been observed in both North America and Europe. These time-series studies have shown effects at ozone concentrations below the previous guideline of $120 \mu\text{g}/\text{m}^3$ without clear evidence of a threshold. Evidence from both chamber and field studies also indicate that there is considerable individual variation in response to ozone. In view of these considerations, there was a good case for reducing the WHO AQG from the previous level of $120 \mu\text{g}/\text{m}^3$. WHO, therefore, recommended that the air quality guideline for ozone be set at the level of:

Ozone: $100 \mu\text{g}/\text{m}^3$ for daily maximum 8-hour mean

As concentrations increase above the guideline value, health effects at the population level become increasingly numerous and severe. Such effects can occur in places where concentrations are currently high due to human activities or during episodes of very hot weather.

Nitrogen dioxide

Evidence from animal toxicological studies indicates that long-term exposure to NO_2 at concentrations above current ambient concentrations has adverse effects. In population studies NO_2 has been associated with adverse health effects even when the annual average NO_2 concentration complied with the WHO-2000 annual guideline value of $40 \mu\text{g}/\text{m}^3$. Also some indoor studies suggest effects on respiratory symptoms among infants at concentrations below $40 \mu\text{g}/\text{m}^3$. Together these results support a lowering of the annual NO_2 guideline value. However, NO_2 is an important constituent of combustion-generated air pollution and is highly correlated with other primary and secondary combustion products; it is unclear to what extent the health effects observed in epidemiological studies are attributable to NO_2 itself or to other correlated pollutants. The current scientific literature, therefore, has not accumulated sufficient evidence to change the WHO 2000 guideline value of $40 \mu\text{g}/\text{m}^3$ for annual NO_2 concentrations.

Many short term experimental human toxicology studies show acute health effects at levels higher than $500 \mu\text{g}/\text{m}^3$, and one meta-analysis has indicated effects at levels exceeding $200 \mu\text{g}/\text{m}^3$. The current scientific literature has not accumulated evidence to change from the WHO 2000 guideline value of $200 \mu\text{g}/\text{m}^3$ for 1-hour NO_2 concentration.

In conclusion, the WHO guideline values remain unchanged at the following levels:

**NO_2 concentration: $40 \mu\text{g}/\text{m}^3$ for annual mean;
 NO_2 concentration: $200 \mu\text{g}/\text{m}^3$ for 1-hour mean.**

The California Air Resources Board approved staff recommendations to amend its NO_2 standard on February 22, 2007. The recommendations were based on a review of the scientific literature on the health effects of NO_2 that was conducted by staff from the Air Resources Board and the Office of Environmental Health Hazard Assessment. On January 5, 2007, staff recommended lowering the existing 1-hour-average standard for NO_2 of 0.25 ppm to 0.18 ppm, not to be exceeded, and established a new annual-average standard of 0.030 ppm, not to be exceeded.

An Environmental Protection Agency draft risk assessment finds evidence from recent studies is "sufficient to infer a likely causal relationship" between short-term exposure to nitrogen dioxide and adverse effects on the respiratory system⁶. According to the draft report, a 30-minute exposure to nitrogen dioxide concentrations between 0.2 ppm and 0.3 ppm has been shown to irritate airways in asthmatics. Children, whose lung function continues to develop into adolescence, and those over the age of 65 are also particularly susceptible to nitrogen dioxide exposure. The risk assessment also identified as an at-risk group those whose jobs require significant periods of driving. Mean nitrogen dioxide levels inside vehicles are often two to three times the outdoor concentrations.

Sulfur dioxide

Short-term exposures

Controlled studies with exercising asthmatics indicate that some of them experience changes in pulmonary function and respiratory symptoms after periods of exposure as short as 10 minutes. Based on this evidence, it is recommended by WHO that a value of **$500 \mu\text{g}/\text{m}^3$** should not be exceeded over **averaging periods of 10 minutes**. Because exposure to sharp peaks depends on the nature of local sources and meteorological conditions, no single factor can be applied to this value in order to estimate corresponding guideline values over somewhat longer periods, such as an hour.

Exposure over a 24-hour period and long-term exposure

Day-to-day changes in mortality, morbidity or lung function related to 24-hour average concentrations of sulfur dioxide are necessarily based on epidemiological studies in which people are in general exposed to a mixture of pollutants, with little basis for separating the contributions of each to the effects, which is why guideline values for sulfur dioxide were linked before 1987 with corresponding values for particulate matter. This approach led to a guideline value before 1987 of $125 \mu\text{g}/\text{m}^3$ as a 24-hour average, after applying an uncertainty factor of 2 to the lowest-observed-adverse-effect level. In the 2000 revision, it was noted that recent epidemiological studies showed separate and independent adverse public health effects for particulate matter and sulfur dioxide, and this led to a separate WHO AQG for sulfur dioxide of $125 \mu\text{g}/\text{m}^3$ as

⁶ EPA published a request for comment on the draft assessment in the Federal Register on April 14th 2008.

a 24-hour average. More recent evidence, beginning with the Hong Kong study of a major reduction in sulfur content in fuels over a very short period of time, shows an associated substantial reduction in health effects (childhood respiratory disease and all age mortality outcomes) [17]. In time-series studies on hospital admissions for cardiac disease, there is no evidence of a concentration threshold within the range of 5-40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ in both Hong Kong and London [46]. Daily SO_2 was significantly associated with daily mortality in 12 Canadian cities with an average concentration of only 5 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ [6]. If there were an SO_2 threshold for either the Burnett et al. study of daily mortality, or the annual mortality study of Pope et al. (2002), they would have to be very low. For the significant associations in the ACS cohort for 1982-1998 in 126 US metropolitan areas, the mean SO_2 was 6.7 $\mu\text{g}/\text{m}^3$.

Nevertheless, there is still considerable uncertainty as to whether sulfur dioxide is the pollutant responsible for the observed adverse effects or, rather, a surrogate for ultra-fine particles or some other correlated substance. For example, in Germany [45] and the Netherlands [5] a strong reduction of SO_2 concentrations occurred over a decade. Although mortality also decreased with time, the association of SO_2 and mortality was judged to not be causal and was attributed to a similar time trend of a different pollutant (PM). In consideration of: (1) the uncertainty of SO_2 in causality; (2) the practical difficulty of reaching levels that are certain to be associated with no effects; and (3) the need to provide greater degrees of protection than those provided by the guidelines published in 2000, and assuming that reduction in exposure to a causal and correlated substance is achieved by reducing sulfur dioxide concentrations, then there is a basis for revising the 24 hour guideline downward for sulfur dioxide, and the following guideline is recommended as a prudent precautionary level:

**Sulfur dioxide: 20 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ for 24-hour mean
500 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ for 10-minute mean (unchanged)**

The WHO has determined that an annual guideline is not needed, since compliance with the 24-hour level will assure low levels for the annual average.

B. Summary of the updated WHO AQG levels

Table 1 summarizes the updated WHO Air quality guideline levels presented in the previous sections. They are recommended to be achieved everywhere in order to significantly reduce the adverse health effects of pollution.

Carbon monoxide

Carbon monoxide – an odorless, invisible gas created when fuels containing carbon are burned incompletely – also poses a serious threat to human health. Persons afflicted with heart disease and fetuses are especially at risk. Because the affinity of hemoglobin in the blood is 200 times greater for carbon monoxide than for oxygen, carbon monoxide hinders oxygen transport from blood into tissues. Therefore, more blood must be pumped to deliver the same amount of oxygen. Numerous studies in humans and animals have demonstrated that those individuals with weak hearts are placed under additional strain by the presence of excess CO in the blood. In particular, clinical health studies have shown a decrease

in time to onset of angina pain in those individuals suffering from angina pectoris and exposed to elevated levels of ambient CO [13, 15]. Some recent epidemiologic studies have found relationships between increased CO levels and increases in mortality and morbidity [14].

Table 1. Updated WHO Air quality guideline values

Pollutant	Averaging time	AQG value
Particulate matter $\text{PM}_{2.5}$	1 year	10 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
	24 hour (99 th percentile)	25 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
PM_{10}	1 year	20 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
	24 hour (99 th percentile)	50 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
Ozone, O_3	8 hour, daily maximum	100 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
Nitrogen dioxide, NO_2	1 year	40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
	1 hour	200 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
Sulfur dioxide, SO_2	24 hour	20 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
	10 minute	500 $\mu\text{g}/\text{m}^3$

Healthy individuals also are affected, but only at higher levels. Exposure to elevated CO levels is associated with impairment of visual perception, work capacity, manual dexterity, learning ability and performance of complex tasks.

Air toxics

People experience elevated risk of cancer and other non-cancerous health effects from exposure to air toxics. Mobile sources are a major source of this exposure. According to the US National Air Toxic Assessment (NATA) for 1999, mobile sources were responsible for 44 percent of outdoor toxic emissions and almost 50 percent of the cancer risk among the 133 pollutants quantitatively assessed. Benzene is the largest contributor to cancer risk of all the assessed pollutants and mobile sources were responsible for about 68 percent of all benzene emissions in 1999.

According to the 1999 NATA, nearly the entire U.S. population was exposed to an average level of air toxics that has the potential for adverse respiratory noncancerous health effects⁷⁾. Mobile sources were responsible for 74 percent of the potential noncancerous hazard from outdoor air toxics. It is important to note that NATA estimates of noncancerous hazard do not include the adverse health effects associated with particulate matter.

⁷⁾ To express chronic noncancerous hazards, US EPA uses the RfC as part of a calculation called the hazard quotient (HQ), which is the ratio between the concentration to which a person is exposed and the RfC. (RfC is defined by EPA as, “an estimate of a continuous inhalation exposure to the human population, including sensitive subgroups, with uncertainty spanning perhaps an order of magnitude, that is likely to be without appreciable risks of deleterious noncancerous effects during a lifetime.”) A value of the HQ less than one indicates that the exposure is lower than the RfC and that no adverse health effects would be expected. Combined noncancerous hazards were calculated using the hazard index (HI), defined as the sum of hazard quotients for individual air toxic compounds that affect the same target organ or system. As with the hazard quotient, a value of the HI at or below 1.0 will likely not result in adverse effects over a lifetime of exposure. However, a value of the HI greater than 1.0 does not necessarily suggest a likelihood of adverse effects. Furthermore, the HI cannot be translated into a probability that adverse effects will occur and is not likely to be proportional to risk.

The following section provides a brief overview of air toxics which are associated with vehicles and provides a discussion of the health risks associated with each.

Diesel exhaust (DE)

Diesel exhaust (DE) is a complex mixture comprised of carbon dioxide, oxygen, nitrogen, water vapor, carbon monoxide, nitrogen compounds, sulfur compounds and numerous low-molecular-weight hydrocarbons. A number of these gaseous hydrocarbon components are individually known to be toxic including aldehydes, benzene and 1,3-butadiene. The diesel particulate matter (DPM) present in diesel exhaust consists of fine particles ($< 2.5 \mu\text{m}$), including a subgroup with a large number of ultrafine particles ($< 0.1 \mu\text{m}$). These particles have a large surface area which makes them an excellent medium for adsorbing organics and their small size makes them highly respirable and able to reach the deep lung. Many of the organic compounds present on the particles and in the gases are individually known to have mutagenic and carcinogenic properties. Diesel exhaust varies significantly in chemical composition and particle sizes between different engine types (heavy-duty, light-duty), engine operating conditions (idle, accelerate, decelerate), and fuel formulations (high/low sulfur fuel). After being emitted, diesel exhaust undergoes chemical and physical changes in the atmosphere.

(1) Diesel exhaust: potential cancer effects

In the US EPA's 2002 Diesel Health Assessment Document (Diesel HAD) [38], diesel exhaust was classified as likely to be carcinogenic to humans by inhalation at environmental exposures, in accordance with the revised draft 1996/1999 EPA cancer guidelines. A number of other agencies (National Institute for Occupational Safety and Health, the International Agency for Research on Cancer, the World Health Organization, California EPA, and the U.S. Department of Health and Human Services) have made similar classifications.

For the Diesel HAD, EPA reviewed 22 epidemiologic studies on the subject of the carcinogenicity of workers exposed to diesel exhaust in various occupations, finding increased lung cancer risk, although not always statistically significant, in 8 out of 10 cohort studies and 10 out of 12 case-control studies within several industries, including railroad workers. Relative risk for lung cancer associated with exposure ranged from 1.2 to 1.5, although a few studies show relative risks as high as 2.6. Additionally, the Diesel HAD also relied on two independent meta-analyses, which examined 23 and 30 occupational studies respectively, which found statistically significant increases in smoking-adjusted relative lung cancer risk associated with diesel exhaust, of 1.33 to 1.47. These meta-analyses demonstrate the effect of pooling many studies and in this case show the positive relationship between diesel exhaust exposure and lung cancer across a variety of diesel exhaust-exposed occupations [2, 29].

The EPA Diesel HAD concluded that environmental risks from diesel exhaust exposure could range from a low of 10^{-4} to 10^{-5} to as high as 10^{-3} , reflecting the range of occupational

exposures that could be associated with the relative and absolute risk levels observed in the occupational studies.

Retrospective health studies of railroad workers have played an important part in determining that diesel exhaust is a likely human carcinogen. Key evidence of the diesel exhaust exposure linkage to lung cancer comes from two retrospective case-control studies of railroad workers.

(2) Diesel exhaust: other health effects

Noncancerous health effects of acute and chronic exposure to diesel exhaust emissions are also of concern. EPA derived an RfC from consideration of four well-conducted chronic rat inhalation studies showing adverse pulmonary effects [18, 25, 30, 31]. The RfC is $5 \mu\text{m}^3$ for diesel exhaust as measured by diesel PM. This RfC does not consider allergenic effects such as those associated with asthma or immunologic effects even though there is growing evidence that exposure to diesel exhaust can exacerbate these effects.

Other Air Toxics

Vehicles contribute to ambient levels of other air toxics known or suspected as human or animal carcinogens, or that have non-cancer health effects. These other compounds include benzene, 1,3-butadiene, formaldehyde, acetaldehyde, acrolein, polycyclic organic matter (POM), and naphthalene. All of these compounds, except acetaldehyde, were identified as national or regional risk drivers in the 1999 National-Scale Air Toxics Assessment (NATA). For a significant portion of the population, these compounds pose a significant portion of the total cancer and noncancerous risk from breathing outdoor air toxics.

Noncancerous health effects resulting from inhalation exposures include neurological, cardiovascular, liver, kidney, and respiratory effects as well as effects on the immune and reproductive systems.

A major new comprehensive study of air pollution and health in Asia, issued by the Health Effects Institute (HEI) [37], seems to capture well the health risks associated with air pollution in developing countries. It found that while developing Asia has made many promising strides in improving air quality in its cities, susceptibility to the effects of air pollution can be expected to rise as rates of chronic cardiovascular and respiratory disease increase in an aging population. With rapid urbanization, industrialization and vehicle growth, the number of cases of air-pollution related illness is likely to grow.

The study, conducted by an international expert panel of HEI, found that the effects of short term exposure to air pollution in Asian cities is on a par with those in hundreds of cities worldwide...and that further improvements in air quality in Asia would be expected to improve health as they have elsewhere. **With over 530,000 premature deaths occurring each year in Asian cities** due to air pollution levels exceeding World Health Organization (WHO)'s guidelines, interventions to improve air quality can be expected to mirror the health benefits realized in other cities around the world.

Even in Europe serious health concerns related to urban air pollution remain. For example, using traditional health impact assessment methods, APHEKOM (Improving

Knowledge and Communication for Decision Making on Air Pollution and Health in Europe) has shown that a decrease to WHO's annual air-quality guideline on PM_{2.5} fine particles (10 micrograms/cubic meter) in 25 large European cities could add up to 22 months of life expectancy for persons 30 years of age and older, depending on the city and its average level of PM_{2.5}.

In addition, the monetary health benefits from complying with the WHO guideline would total some €31.5 billion annually, including savings on health expenditures, absenteeism and intangible costs such as well-being, life expectancy and quality of life.

There are a number of public welfare effects associated with the presence of ozone and PM_{2.5} in the ambient air including the impact of PM_{2.5} on visibility and materials and the

region. Regional haze can impair visibility in large regions and across states.

Visibility is important because it has direct significance to people's enjoyment of daily activities. Individuals value good visibility for the well-being it provides them directly, where they live and work, and in places where they enjoy recreational opportunities. Visibility is also highly valued in significant natural areas such as national parks and wilderness areas and special emphasis is given to protecting visibility in these areas [39, 40].

Plant and ecosystem effects of ozone

Ozone can produce both acute and chronic injury in sensitive species depending on the concentration level and the duration of the exposure [42]. Ozone effects also tend to accumulate over the growing season of the plant, so that even lower concentrations experienced for a longer duration have the potential to create chronic stress on vegetation. Ozone damage to plants includes visible injury to leaves and a reduction in food production through impaired photosynthesis, both of which can lead to reduced crop yields, forestry production, and use of sensitive ornamentals in landscaping. In addition, the reduced food production in plants and subsequent reduced root growth and storage below ground, can result in other, more subtle plant and ecosystems impacts. These include increased susceptibility of plants to insect attack, disease, harsh weather, interspecies competition and overall decreased plant vigor. The adverse effects of ozone on forest and other natural vegetation can potentially lead to species shifts and loss from the affected ecosystems, resulting in a loss or reduction in associated ecosystem goods and services. Lastly, visible ozone injury to leaves can result in a loss of aesthetic value in areas of special scenic significance like national parks and wilderness areas.

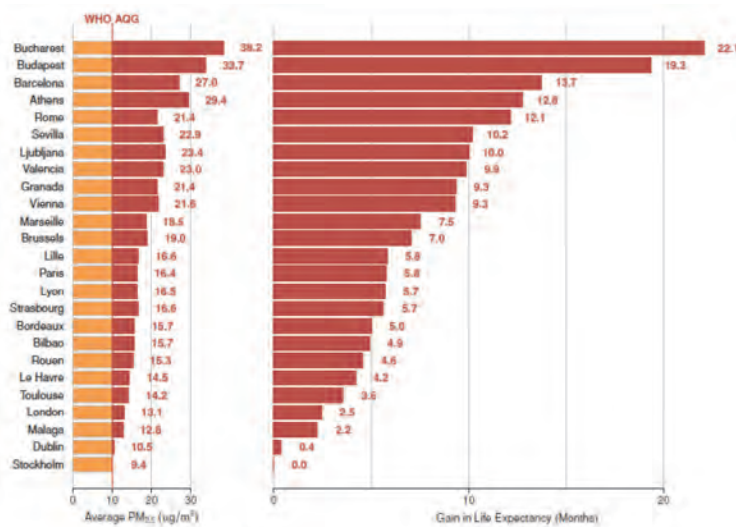


Fig. 4. Predicted average gain in life expectancy (months) for person 30 years of age and older in 25 Aphekom cities for a decrease in average annual level of PM_{2.5} to 10 ug/m³ (WHO's Air Quality Guideline)

impact of ozone on plants, including trees, agronomic crops and urban ornamentals. These are summarized below.

Visibility

Visibility can be defined as the degree to which the atmosphere is transparent to visible light. Visibility impairment manifests in two principal ways: as local visibility impairment and as regional haze⁸⁾. Local visibility impairment may take the form of a localized plume, a band or layer of discoloration appearing well above the terrain as a result of complex local meteorological conditions. Alternatively, local visibility impairment may manifest as an urban haze, sometimes referred to as a "brown cloud." This urban haze is largely caused by emissions from multiple sources in the urban areas and is not typically attributable to only one nearby source or to long-range transport. The second type of visibility impairment, regional haze, usually results from multiple pollution sources spread over a large geographic

Acid deposition

Acid deposition, or acid rain as it is commonly known, occurs when NO_x and SO₂ react in the atmosphere with water, oxygen and oxidants to form various acidic compounds that later fall to earth in the form of precipitation or dry deposition of acidic particles. It contributes to damage of trees at high elevations and in extreme cases may cause lakes and streams to become so acidic that they cannot support aquatic life. In addition, acid deposition accelerates the decay of building materials and paints, including irreplaceable buildings, statues, and sculptures that are part of a nation's cultural heritage.

Nitrogen oxides have also been found to contribute to ocean acidification, thereby amplifying one of the many deleterious impacts of climate change [12]. Approximately one third of all nitrogen oxide emissions end up in the oceans. The impact of these emissions on acidification is intensely felt in specific, vulnerable areas; in some areas it can be as high as 10 to 50 percent of the impact of carbon dioxide.

⁸⁾ See discussion in U.S. EPA, National Ambient Air Quality Standards for Particulate Matter; Proposed Rule; January 17, 2006, Vol. 71 p. 2676.

The hardest hit areas are likely to be those directly around the release site, so these emissions are especially significant in and around coastal waters.

Eutrophication and nitrification

Eutrophication is the accelerated production of organic matter, particularly algae, in a water body. Nitrogen deposition contributes to eutrophication of watersheds, particularly in aquatic systems where atmospheric deposition of nitrogen represents a significant portion of total nitrogen loadings. This increased growth can cause numerous adverse ecological effects and economic impacts, including nuisance algal blooms, dieback of underwater plants due to reduced light penetration, and toxic plankton blooms. Algal and plankton blooms can also reduce the level of dissolved oxygen, which can adversely affect fish and shellfish populations. In recent decades, human activities have greatly accelerated nutrient impacts, such as nitrogen and phosphorus, causing excessive growth of algae and leading to degraded water quality and associated impairment of freshwater and estuarine resources for human uses [9].

Severe and persistent eutrophication often directly impacts human activities. For example, losses in the nation's fishery resources may be directly caused by fish kills associated with low dissolved oxygen and toxic blooms. Declines in tourism occur when low dissolved oxygen causes noxious smells and floating mats of algal blooms create unfavorable aesthetic conditions. Risks to human health increase when the toxins from algal blooms accumulate in edible fish and shellfish, and when toxins become airborne, causing respiratory problems due to inhalation.

Materials damage and soiling

The deposition of airborne particles can reduce the aesthetic appeal of buildings and culturally important structures through soiling, and can contribute directly (or in conjunction with other pollutants) to structural damage by means of corrosion or erosion [40]. Particles affect materials principally by promoting and accelerating the corrosion of metals, by degrading paints, and by deteriorating building materials such as concrete and limestone. Particles contribute to these effects because of their electrolytic, hygroscopic, and acidic properties, and their ability to adsorb corrosive gases (principally sulfur dioxide). The rate of metal corrosion depends on a number of factors, including the deposition rate and nature of the pollutant; the influence of the metal protective corrosion film; the amount of moisture present; variability in the electrochemical reactions; the presence and concentration of other surface electrolytes; and the orientation of the metal surface.

Climate change

Finally, there is no longer any scientific dispute that human production of greenhouse gases, including carbon dioxide (CO₂), methane (CH₄), and nitrous oxide (N₂O), are responsible for the unprecedented rate of warming observed over the past century. According to the Intergovernmental Panel on Climate Change ("IPCC"), "[w]arming of the climate system is unequivocal, as is now evident from

observations of increases in global air and ocean temperatures, widespread melting of snow and ice, and rising global average sea level" [24]. Moreover, "[m]ost of the observed increase in global average temperatures since the mid-20th century is very likely due to the observed increase in anthropogenic greenhouse gas concentrations." Thus, the world's leading scientific body on the subject has now concluded, with greater than 90 percent certainty, that emissions of greenhouse gases are responsible for climate change.

Concentrations of the main greenhouse gases in the atmosphere have reached their highest level since pre-industrial times, the World Meteorological Organization (WMO) announced recently [48]. Concentrations of the gases continued to build up in 2009 – the latest year of observations – despite the economic slowdown, the U.N. agency said in its latest Greenhouse Gas Bulletin. Total radiative forcing of all long-lived greenhouse gases – the balance between radiation coming into the atmosphere and radiation going out – increased by 1.0 percent in 2009 compared to 2008 and rose by 27.5 percent from 1990 to 2009, the WMO said.

Carbon dioxide is the single most important greenhouse gas caused by human activity, contributing 63.5 percent of total radiative forcing. Its concentration has increased by 38 percent since 1750, mainly because of emissions from burning fossil fuels, deforestation and changes in land use, the WMO said. Figure 5 shows the recent global trend in CO₂ emissions from the transportation sector, illustrating the rapid rise in recent decades.

Natural emissions of methane due for example to the melting of the Arctic icecap or increased rainfall on wetlands – themselves caused by global warming – are also becoming more significant, according to the Bulletin. This could create a "feedback loop" in which global warming releases large quantities of methane into the atmosphere which then contributes to further global warming. These natural emissions could be the reason why methane has increased in the atmosphere over the past three years after nearly a decade of no growth, the WMO said.

The average concentration for carbon dioxide was measured at 386.8 parts per million (ppm), the average for methane at 1,803 parts per billion (ppb), and the average for nitrous oxide at 322.5 ppb. "These values are greater than those in pre-industrial times (before 1750) by 38 percent, 158 percent, and 19 percent respectively," the WMO said. The U.N. agency noted that atmospheric growth rates for carbon dioxide – the main contributor to global warming – and nitrous oxide in 2009 were consistent with recent years but lower than in 2008.

To highlight the most recent developments, cutting emissions of black carbon and concentrations of ozone in the atmosphere's lowest level, the troposphere, would have significant effects on climate change and health, a multiyear study by the United Nations Environment Program of black carbon and other short-lived pollutants recently concluded. Black carbon, also known as soot and tropospheric ozone have a wide range of harmful effects on the environment and human health. Those effects include contributing to climate

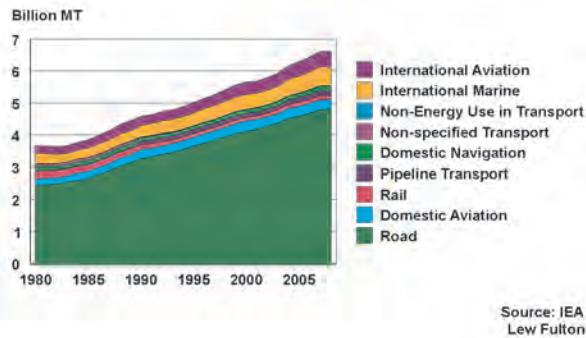


Fig. 5. Global trends in CO₂ emissions from transportation

change, as black carbon limits the ability of snow cover and ice to reflect heat back into the atmosphere; changes in tropical rainfall patterns; respiratory disease and premature deaths; and ozone-caused reductions in crop yield and food security.

The report⁹⁾ highlighted several efforts that could reduce the short-lived pollutants, such as recovering methane from transport, which would reduce ozone concentrations because methane is an integral part of the chemical reaction that creates ozone in the troposphere. Black carbon could be significantly reduced by requiring the use of “particulate filters” on vehicles, the report said.

If the recommended measures are fully implemented, the authors predicted that future warming could be reduced by about 0.5 degrees Celsius (0.9 degrees Fahrenheit). The measures could also help to avoid about 2.4 million premature deaths and prevent the loss of about 52 million tons of corn, soybeans, and wheat.

The principle motor vehicle related pollutants of concern with regard to climate change are summarized below.

Carbon dioxide

According to the IPCC, carbon dioxide is the most important anthropogenic greenhouse gas. The primary source of carbon dioxide emissions since the pre-industrial period has been the combustion of fossil fuels, with land-use changes also contributing. The global atmospheric concentration of carbon dioxide has increased from a pre-industrial level of about 280 parts per million (“ppm”) to 379 ppm in 2005, by far exceeding the natural range over the last 650,000 years (180 to 300 ppm), as estimated by ice core samples¹⁰⁾.

Carbon dioxide’s behavior in the atmosphere is well understood. Carbon dioxide is a “radiative forcing” gas, meaning that it alters the balance of incoming and outgoing energy in Earth’s atmosphere¹¹⁾. Carbon dioxide absorbs radiation leaving the Earth’s surface, trapping this heat in the atmosphere. As levels of carbon dioxide increase less and less heat escapes the atmosphere, and the planet warms.

⁹⁾ Integrated Assessment of Black Carbon and Tropospheric Ozone: Summary for Decision Makers.

¹⁰⁾ Working Group I Summary at 2.

¹¹⁾ See Solomon, S., et al., Technical Summary, Working Group I, (2007), at 21 n.1, [hereinafter “Technical Summary”].

Because CO₂ concentrations are relatively well-mixed the radiative forcing that is exerted is relatively homogeneously distributed across the globe, although it is slightly larger in the tropics and slightly smaller at high latitudes. The radiative forcing in 2005 (i.e. the change owing to the increase in the CO₂ concentration since 1750) is estimated to be 1.66 W·m⁻², which is an increase of 0.2 W·m⁻² on its value for the year 2000 [34], an increase that is mainly due to the continued rise in atmospheric CO₂ concentrations in the intervening time period. The GWP of CO₂ is necessarily 1 whatever the timescale given, because it is the reference trace gas.

Methane

The mixing ratio of CH₄ (1778 ppb (1191 µg/m³) in 2004 according to a global network of measurements performed by NOAA Climate Monitoring and Diagnostics Laboratory (C MDL)) is also increasing, although the rate has slowed in recent years. Methane has a range of sources, both natural and anthropogenic. The change from the pre-industrial concentration of 715 ppb (479 µg/m³) to the 2004 value of 1778 ppb (1191 µg/m³) gives a radiative forcing of 0.48 W·m⁻². The GWP is stronger than that for CO₂ owing to the stronger radiative efficiency, but the GWP decreases as longer time horizons are considered because its atmospheric residence time is shorter than that of CO₂. Methane has a shorter atmospheric lifetime than CO₂ and, although still quite well-mixed, its concentration shows greater variation between monitoring sites.

Methane is removed from the atmosphere mainly by reaction with the hydroxyl radical (OH), whose concentration is affected by emissions of CO, VOCs and NO_x. Thus, in addition to direct emissions of CH₄, anthropogenic emissions of CO, VOCs and NO_x can respectively increase and decrease the atmospheric CH₄ burden. Positive and negative indirect GWPs can therefore be ascribed to VOCs and NO_x [7, 10]. Similarly CH₄ itself has an indirect GWP through its effect on its own removal rate and on tropospheric O₃ production.

According to new calculations, methane’s effect on warming the world’s climate may be double what is currently thought. The new interpretations reveal methane emissions may account for a third of the climate warming from well-mixed greenhouse gases between the 1750s and today. The IPCC report states that methane increases in our atmosphere account for only about one sixth of the total effect of well-mixed greenhouse gases on warming.

Part of the reason the new calculations give a larger effect is that they include the effect methane has on air pollution. A major component of air pollution is near-surface-level or tropospheric ozone, which is not directly emitted, but is instead formed chemically from methane other hydrocarbons, carbon monoxide and nitrogen oxides. The IPCC report includes the effects of tropospheric ozone increases on climate, but it is not attributed to particular sources. By categorizing the climate effects according to emissions, Shindell and colleagues found the total effects of methane emissions are substantially larger. In other words, the true source of some of the warming that is normally attributed to smog is really due to methane that leads to increased smog.

Nitrogen oxides and nitrous oxide

Nitrogen oxides consist of a family of several compounds containing nitrogen and oxygen in varying amounts. Nitrogen oxides play a role in climate change through two primary means: (1) nitrogen oxides react with other substances to form the greenhouse gas ozone, and (2) nitrous oxide is itself a highly potent and long-lived greenhouse gas. Moreover, nitrogen oxide pollution represents an additional burden on oceanic pH levels by lowering pH and increasing acidity.

Emissions of nitrogen oxides contribute to the atmospheric concentration of ozone, which the IPCC has determined is the third most damaging greenhouse gas, after carbon dioxide and methane [8]. As nitrogen oxides react with volatile organic compounds, they create ozone in the lower layer of the atmosphere, the troposphere. Through the production of tropospheric ozone, nitrogen oxide emissions contribute to the warming of the surface-troposphere system.

Nitrous oxide behaves very similarly to carbon dioxide in that it both directly traps heat in the atmosphere and remains in existence for many decades once emitted¹²⁾. However, nitrous oxide is far more potent, with a global warming potential 298 times that of carbon dioxide over 100 years. According to the IPCC, the concentration of nitrous oxide in the atmosphere in 2005 was 319 parts per billion (ppb), approximately 18 percent higher than its pre-industrial level. Moreover, data from ice cores indicate that in the 11,500 years before the Industrial Revolution, the level of nitrous oxide in the atmosphere varied by less than about ten ppb.

Black carbon

A product of inefficient combustion, black carbon, also known as soot, consists of microscopic solid particles of incompletely burned organic matter¹³⁾. Black carbon is a potent warmer, exerting effects on the global climate both while suspended in the atmosphere and when deposited on snow and ice. In fact, one study estimates that a given mass of black carbon will warm the air between 360,000 and 840,000 times more than an equal mass of carbon dioxide [26]. While the quantification is quite variable, a large number of recent studies have raised serious concerns regarding the climate impacts of black carbon¹⁴⁾. The most pernicious characteristic of black carbon from a climatic perspective is its dark color and correspondingly low albedo, or reflectivity. Because of this dark coloring, black carbon absorbs heat from sunlight.

When suspended in the air, black carbon warms by trapping heat in the top of the atmosphere. The IPCC estimates that atmospheric black carbon exerts a positive radiative forcing effect of +0.2 W/m²¹⁵⁾. This direct warming leads to feedback effects which magnify the global warming contribution of black carbon [26]. For example, as black carbon particles absorb sunlight, they warm the air around them, decreasing the relative humidity of the air and thus the liquid water content of other particles suspended in the air. The drying out of these other particles reduces their reflectivity, and as they absorb more sunlight the air warms even more. Further, the water evaporated from such particles remains in the air as water vapor, which is itself a greenhouse gas.

When deposited out of the air onto a lighter surface, the darker black carbon causes the surface to absorb more of the sun's energy. Thus, when deposited on snow or ice, black carbon can reduce the snow's reflectivity and accelerate the melting process [35]. As when suspended in the atmosphere, black carbon's deposition onto ice and snow creates positive feedback effects that lead to even greater warming. For example, as snow and ice around them melt away, the deposited black carbon particles can become even more concentrated on and near the surface, further reducing the reflectivity of the remaining snow and ice [16]. Thus, although the IPCC estimates the radiative forcing effect of black carbon deposition on snow and ice to be +0.1 W/m², it acknowledges that the radiative forcing metric may not accurately capture the climatic impacts of black carbon deposition on snow and ice. In the words of the IPCC, "the 'efficacy' may be higher" for black carbon radiative forcing, as it produces a temperature response 1.7 times greater than an equivalent radiative forcing due to carbon dioxide [21]. Because the Arctic has warmed at around twice the rate of the rest of the world over the last 100 years, controlling and reducing black carbon emissions is particularly important [22]. The impacts of black carbon are not limited to the Arctic, however. Black carbon may be responsible for as much as 25 percent of observed global warming [19]. Thus, the overall contribution of black

¹²⁾ E.g., Technical Summary at 27 (discussing the radiative forcing effect of N₂O); at 23-24 (discussing the long atmospheric lifetimes of CO₂, CH₄, and N₂O).

¹³⁾ See W. Chameides and M. Bergin, Soot Takes Center Stage, 297 Science 2214 (Sept. 27, 2002), (explaining that "BC is produced through incomplete combustion of biomass, coal, and diesel fuel").

¹⁴⁾ Bond TC, Sun H. 2005. Can Reducing Black Carbon Emissions Counteract Global Warming? Environ. Sci. Technol. 39(16):5921-5926, Delucchi MA. 2003. Appendix D: CO₂ Equivalency Factors. An Appendix to the Report, "A Lifecycle Emissions Model (LEM): Lifecycle Emissions from Transportation Fuels, Motor Vehicles, Transportation Modes, Electricity Use, Heating and Cooking Fuels, and Materials. Davis, California: Institute of Transportation Studies, Forster P, Ramaswamy V, Artaxo P, Bernsten TK, Betts R, Fahey DW, Haywood J, Lean J, Lowe DC, Myrhe G and others.

2007. Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing In: Solomon S, Qin D, Manning M, Chen Z, Marquis M, Averyt KB, Tignor M, Miller HL, editors. Climate Change 2007: The Physical Sciences Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge, UK and New York, USA, Fuglestedt JS, Bernsten TK, Godal O, Sausen R, Shine KP, Skodvin T. 2003. Metrics of Climate Change: Assessing Radiative Forcing and Emission Indices. Climatic Change 58(3):267-331, Hansen J, Sato M, Kharecha P, Russell G, Lea DW, Siddall M. 2007. Climate change and trace gases. Philosophical Transactions of the Royal Society A 365:1925-1954, Hansen J, Sato M, Ruedy R, Lacis A, Oinas V. 2000. Global Warming in the 21st Century: An alternative Scenario. Proceedings of the National Academy of Sciences 97(18):9875-9880, Jacobson MZ. 2007. Testimony for the Hearing on Black Carbon and Global Warming. House Committee on Oversight and Government Reform. 110th Congress, First Session ed. Washington, DC, Jacobson MZ. 2002. Control of fossil-fuel particulate black carbon and organic matter, possibly the most effective method of slowing global warming. J Geoph Res 107(D19):16:1-16:22, Ramanathan V. 2007. Role of Black Carbon on Global and Regional Climate Change. House Committee on Oversight and Government Reform, 110th Congress, 1st Session. Washington, DC.

¹⁵⁾ Technical Summary, at 29.

carbon to global warming may be substantial, perhaps second only to that of carbon dioxide¹⁶⁾.

A very recent study indicates that black carbon has a warming effect in the atmosphere three to four times greater than prevailing estimates, according to scientists in a review article in the journal *Nature Geoscience* [3]. Scripps Institution of Oceanography at UC San Diego atmospheric scientist V. Ramanathan and University of Iowa chemical engineer Greg Carmichael said that soot and other forms of black carbon could have as much as 60 percent of the current global warming effect of carbon dioxide, more than that of any greenhouse gas besides CO₂. In the paper, Ramanathan and Carmichael integrated observed data from satellites, aircraft and surface instruments about the warming effect of black

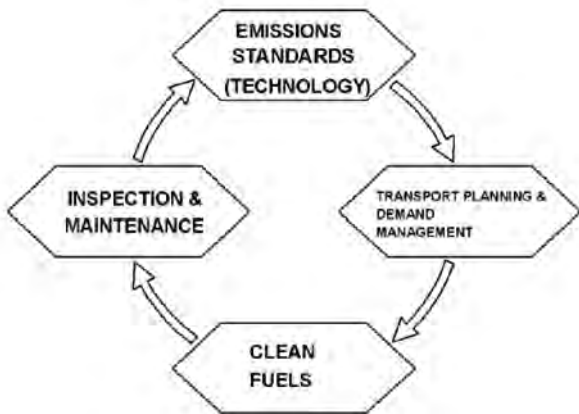


Fig. 6. Elements of a comprehensive vehicle pollution control strategy

carbon and found that it's forcing, or warming effect in the atmosphere, is about 0.9 watts per meter squared.

Ramanathan and Carmichael said the IPCC's conservative estimates are based on widely used computer model simulations that do not take into account the amplification of black carbon's warming effect when mixed with other aerosols such as sulfates. The models also do not adequately represent the full range of altitudes at which the warming effect occurs. The most recent observations, in contrast, have found significant black carbon warming effects at altitudes in the range of 2 kilometers (6,500 feet), levels at which black carbon particles absorb not only sunlight but also solar energy reflected by clouds at lower altitudes.

Water vapor

Aircraft are unique in that they also contribute to climate change by altering cloud cover patterns. They do this by emitting water vapor which forms condensation trails, or "contrails," when released at high altitude. Contrails are visible line clouds that form in cold, humid atmospheres [23]. In addition, the persistent formation of contrails is associated with the spread of cirrus clouds [20]. An increase in cirrus cloud cover tends to warm the surface of the Earth, further contributing to global warming.

¹⁶⁾ Chameides and Bergin, at 2214.

Great progress in reducing emissions of the urban air pollutants and their precursors from gasoline-fueled cars has occurred in the major industrialized countries and stringent requirements for diesel vehicles are starting to be phased in. However, the vehicle population and vehicle kilometers traveled are expected to continue to grow rapidly in the future especially in developing countries which will offset many of the gains to date [47].

The next section will review the steps necessary to reduce motor vehicle emissions and the current status in many countries.

Paper reviewed

Bibliography

- [1] Air quality guidelines for Europe; second edition Copenhagen, WHO Regional Office for Europe, 2000 (WHO regional publications. European series; No 91).
- [2] Bhatia R., Lopipero P., Smith A.: (1998) Diesel exposure and lung cancer. *Epidemiology* 9(1):84–91.
- [3] Black Carbon Pollution Emerges As Major Player In Global Warming. *Science Daily*. Retrieved March 24, 2008, University of California - San Diego (2008, March 24), from <http://www.sciencedaily.com/releases/2008/03/080323210225.htm>
- [4] Brunekreef B., Janssen N.A.H., de Hartog J., Harssema H., Knape M., van Vliet P.: (1997) Air pollution from truck traffic and lung function in children living near roadways. *Epidemiology* 8:298–303.
- [5] Buringh E., Fischer P., Hoek G.: (2000) Is SO₂ a causative factor for the PM-associated mortality risks in the Netherlands? *Inhalation Toxicol* 12 (Suppl):55–60.
- [6] Burnett R.T., et al.: Associations between short-term changes in nitrogen dioxide and mortality in Canadian cities. *Archives of Environmental Health*, 59: 228-236 (2004).
- [7] Collins W.J., Derwent R.G., Johnson C.E., Stevenson D.S.: (2002) The oxidation of organic compounds in the troposphere and their global warming potentials, *Climatic Change* 52(4), 453-479.
- [8] Denman K.L., et al. Couplings Between Changes in the Climate System and Biogeochemistry, (2007), at 544. In: Working Group I Summary.
- [9] Deposition of Air Pollutants to the Great Waters, Third Report to Congress, June 2000, EPA–453/R–00–005.
- [10] Derwent R.G., Collins W.J., Johnson C.E., Stevenson D.S.: (2001) Transient behaviour of tropospheric ozone precursors in a global 3-D CTM and their indirect greenhouse effects. *Climatic Change* 49 (4), 463-487.
- [11] Dockery D.W., Pope C.A., Xu X., et al.: (1993) An association between air pollution and mortality in six U.S. cities. *N Engl J Med* 329:1753–1759.
- [12] Doney S.C., et al.: Impact of Anthropogenic Atmospheric Nitrogen and Sulfur Deposition on Ocean Acidification and the Inorganic Carbon System, (2007), *PNAS Vol. 104*:14580-14585, at 14580.
- [13] Effect of Carbon Monoxide On Exercise Performance In Chronic Obstructive pulmonary Disease, Aronow, et. al., *Am. J. Med.*, 1977.
- [14] Environmental Protection Agency, Air Quality Criteria for Carbon Monoxide, Office of Research and Development, Washington, D.C., June 2000b.

- [15] Ferris: Health Effects of Exposure To Low Levels of Regulated Air Pollutants, A Critical Review, Journal of The Air Pollution Control Association, May 1978.
- [16] Flanner M.G., et al.: Present-Day Climate Forcing and Response from Black Carbon in Snow, 112 Journal of Geophysical Research D1 1202 (2007) at 2.
- [17] Hedley A.J., et al.: Cardiorespiratory and all-cause mortality after restrictions on sulfur content of fuel in Hong Kong: an intervention study. *Lancet*, 360: 1646-1652 (2002).
- [18] Heinrich U., Fuhrst R., Rittinghausen S., et al.: (1995) Chronic inhalation exposure of Wistar rats and two different strains of mice to diesel engine exhaust, carbon black, and titanium dioxide. *Inhal. Toxicol.* 7:553-556.
- [19] International Council on Clean Transportation (ICCT) (Mar., 2007) Air Pollution and Greenhouse Gas Emissions from Ocean-Going Ships: Impacts, Mitigation Options and Opportunities for Managing Growth at 34.
- [20] IPCC, Aviation and the Global Atmosphere (1999) at Summary for Policymakers.
- [21] IPCC, Climate Change 2007: The Physical Science Basis, Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Forster, P., et al., Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing (2007) at 184-85.
- [22] IPCC, Climate Change 2007: The Physical Science Basis, Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Trenberth, K.E, et al. Observations: Surface and Atmospheric Climate Change (2007) at 237.
- [23] IPCC, Climate Change 2007: The Physical Science Basis; Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change (Feb. 2007) at 186, [hereinafter Working Group I Report].
- [24] IPCC, Summary For Policymakers: Climate Change 2007: The Physical Science Basis; Contribution Of Working Group I To The Fourth Assessment Report Of The Intergovernmental Panel On Climate Change (Feb. 2007) at 5 [hereinafter Working Group I Summary].
- [25] Ishinishi N., Kuwabara N., Takaki Y., et al.: (1988) Long-term inhalation experiments on diesel exhaust. In: Diesel exhaust and health risks. Results of the HERP studies. Ibaraki, Japan: Research Committee for HERP Studies; pp. 11-84.
- [26] Jacobson M.Z.: Control of Fossil-Fuel Particulate Black Carbon and Organic Matter, Possibly the Most Effective Method of Slowing Global Warming, 107 Journal Of Geophysical Research 4410 (2002) at 10.
- [27] Kim J.J., Smorodinsky S., Lipsett M., Singer B.C., Hodgson A.T., Ostro B.: (2004) Traffic-related air pollution near busy roads: The East Bay children's respiratory health study. *Am. J. Respir. Crit. Care Med.* 170: 520-526.
- [28] Krewski D., et al.: Reanalysis of the Harvard Six Cities Study and the American Cancer Society Study of Particulate Air Pollution and Mortality. Health Effects Institute Special Report, July 2000.
- [29] Lipsett M., Campleman S.: (1999) Occupational exposure to diesel exhaust and lung cancer: a meta- analysis. *Am J Public Health* 80(7): 1009-1017.
- [30] Mauderly J.L., Jones R.K., Griffith W.C., et al.: (1987) Diesel exhaust is a pulmonary carcinogen in rats exposed chronically by inhalation. *Fundam. Appl. Toxicol.* 9:208-221.
- [31] Nikula K.J., Snipes M.B., Barr E.B., et al.: (1995) Comparative pulmonary toxicities and carcinogenicities of chronically inhaled diesel exhaust and carbon black in F344 rats. *Fundam. Appl. Toxicol.* 25:80-94.
- [32] Pope C.A., Thun M.J., Namboodiri M.M., Docery D.W., Evans J.S., Speizer F.E., Heath C.W.: (1995) Particulate air pollution as a predictor of mortality in a prospective study of U.S. adults. *Am J Respir Crit Care Med* 151:669-674.
- [33] Pope, C.A. et al. Lung cancer, cardiopulmonary mortality, and long-term exposure to fine particulate air pollution. *Journal of the American Medical Association*, 287: 1132-1141 (2002).
- [34] Ramaswamy V., Boucher O., Haigh J., Hauglustaine D., Haywood J., Myhre G., Nakajima T., Shi G.Y., Solomon S.: (2001) Radiative Forcing of Climate Change. In: *Climate Change 2001: The Scientific Basis*. IPCC Special Report. Ch 6.
- [35] Reddy M.S., Boucher O.: Climate Impact of Black Carbon Emitted from Energy Consumption in the World's Regions, 34 Geophysical Research Letters L1 1802 (2006) at 1.
- [36] Riekider M., Cascio W.E., Griggs T.R., Herbst M.C., Bromberg P.A., Neas L., Williams R.W., Devlin R.B.: (2003) Particulate Matter Exposures in Cars is Associated with Cardiovascular Effects in Healthy Young Men. *Am. J. Respir. Crit. Care Med.* 169: 934-940.
- [37] Special Report 18, Outdoor Air Pollution and Health in the Developing Countries of Asia: A Comprehensive Review.
- [38] U.S. EPA (2002) Health Assessment Document for Diesel Engine Exhaust. EPA/600/8-90/057F Office of Research and Development, Washington DC.
- [39] U.S. EPA (2004) Air Quality Criteria for Particulate Matter (Oct 2004), Volume I Document No. EPA600/P-99/002aF and Volume II Document No. EPA600/P-99/002bF.
- [40] U.S. EPA (2005) Review of the National Ambient Air Quality Standard for Particulate Matter: Policy Assessment of Scientific and Technical Information, OAQPS Staff Paper. EPA- 452/R-05-005.
- [41] U.S. EPA (2006) Review of the National Ambient Air Quality Standards for Ozone, Policy Assessment of Scientific and Technical Information. OAQPS Staff Paper Second Draft. EPA-452/D-05-002.
- [42] U.S. EPA Air Quality Criteria for Ozone and Related Photochemical Oxidants (Final). U.S. Environmental Protection Agency, Washington, D.C., EPA 600/R-05/004aF-cF, 2006.
- [43] Van Vliet P., Knape M., de Hartog J., Janssen N., Harssema H., Brunekreef B.: (1997) Motor vehicle exhaust and chronic respiratory symptoms in children living near freeways. *Env. Research* 74: 122-132.
- [44] WHO Air quality guidelines for particulate matter, ozone, nitrogen dioxide and sulfur dioxide: Global update 2005, Summary of risk assessment.
- [45] Wichmann H.E., et al.: Daily mortality and fine and ultrafine particles in Erfurt, Germany part 1: Role of particle number and particle mass. Research Report 98. Cambridge, MA: Health Effects Institute (2000).
- [46] Wong C.M., et al.: A tale of two cities: effects of air pollution on hospital admissions in Hong Kong and London compared. *Environmental health perspectives*, 110: 67-77 (2002).
- [47] World Business Council on Sustainable Development, Mobility 2030: Meeting the Challenges to Sustainability, The Sustainable Mobility Project, Full Report 2004.
- [48] www.wmo.int/pages/mediacentre/press_releases/pr_903_en.html

Michael Walsh – International Consultant, Board Chairman, International Council on Clean Transportation, USA.

Michael Walsh – międzynarodowy konsultant, przewodniczący ICCT, USA.

e-mail: mpwalsh@igc.org



Books on combustion engines

Książki o silnikach

SAMOCHODOWE MAGISTRALE DANYCH W PRAKTYCE WARSZTATOWEJ. BUDOWA, DIAGNOSTYKA, OBSŁUGA

Frei M.

Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2010

Książka jest praktycznym poradnikiem opisującym podstawy budowy, diagnozowanie i obsługę powszechnie stosowanych obecnie sieci transmisji danych wykorzystywanych w elektronicznym wyposażeniu pojazdów samochodowych. Zawiera klasyfikację sieci samochodowych, budowę i działanie magistrali CAN, diagnozowanie magistrali Low-Speed CAN, diagnozowanie magistrali High-Speed CAN, budowę i sprawdzanie sieci LIN, podstawowe informacje o sterowaniu X-by-wire oraz podstawy budowy i poszukiwania usterek w sieci FlexRay. Opisy praktyczne oparto na przykładach zaczerpniętych z samochodów VW Touran, Audi A8 oraz Mercedes-Benz klasy C typu W203 i W204. Dobremu zrozumieniu treści służą liczne przejrzyste ilustracje.

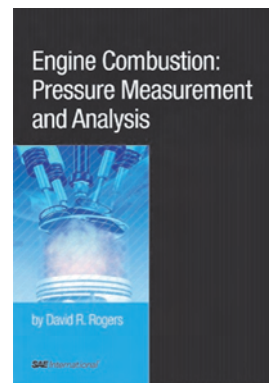


ENGINE COMBUSTION: PRESSURE MEASUREMENT AND ANALYSIS

Rogers D. R.

SAE International, 2010

Książka zawiera zagadnienia związane z procesem spalania i technikami pomiarowymi stosowanymi w silnikach spalinowych. W szczególności omawia tematykę dotyczącą ciśnienia panującego w komorze spalania. Zawiera także praktyczne informacje na temat sposobów pomiaru ciśnienia spalania i analizy uzyskanych danych oraz szczegółowe informacje na temat wymagań sprzętowych, oprogramowania i innych składników systemu pomiarowego. Zaprezentowane zasady właściwego prowadzenia pomiarów pozwalają technikom i inżynierom pozyskiwać niezbędne dane do wykonywania zadań związanych z rozwojem konstrukcji silników spalinowych. Książka ta stanowi więc cenne opracowanie wspierające prowadzenie prac badawczo-rozwojowych.



Qualifying as assistant professor

Habilitacje

dr hab. inż. Stanisław SZWAJA

Combustion pressure fluctuations study in the hydrogen fueled internal combustion engine

The qualifying procedure was held on 1 March 2011 in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of Czestochowa University of Technology.

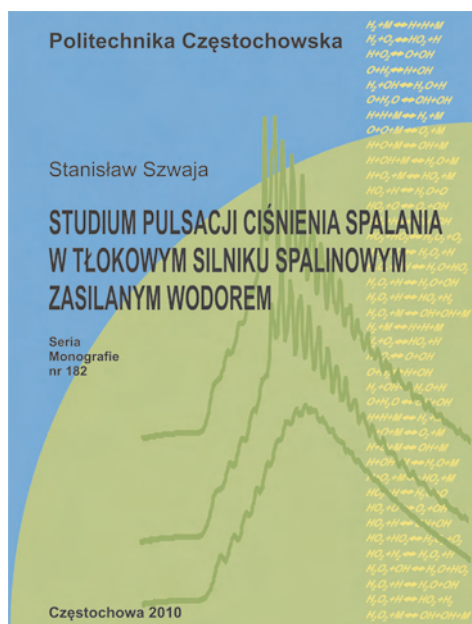
Main aim of the thesis was to recognize essence of hydrogen combustion knock and evaluate its intensity in the reciprocating spark ignited combustion engine. On the basis of the conducted investigation it was confirmed that hydrogen combustion knock features with dual nature. It can be caused by hydrogen self-ignition at the end of combustion or can occur as a result of combustion instabilities.

The intensity of knock in the individual combustion events was expressed by the maximum (PP- peak pressure) of the high frequency component of the in-cylinder combustion pressure. The high frequency pressure was separated from the combustion pressure through applying digital filtering methods. Next, the mean peak pressure also called as knock intensity (PP_r) was determined for the test series consisted of consecutive combustion events with the individual PP's at stable engine work. It is concluded, on the basis of research, that the time based hydrogen knock intensity distribution from the test series expressed by the PP_r can be considered as a stationary and ergodic stochastic process with constant both the mean and the variance.

Various PP_r intensity, placed in the range from 10 kPa up to 1 MPa and more, was observed with changing engine parameters and parameters of the hydrogen-air combustible mixture. The combustion pressure fluctuations with PP_r of 10–100 kPa are considered as "weak" hydrogen knock. Pres-

Studium pulsacji ciśnienia spalania w tłokowym silniku spalinowym zasilanym wodorem

Przewód habilitacyjny przeprowadzono w dniu 1 marca 2011 roku na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Częstochowskiej.



Głównym celem pracy było poznanie istoty stuku oraz ocena jego intensywności w tłokowym silniku spalinowym o zapłonie iskrowym zasilanym wodorem. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że występują dwie przyczyny powstawania stuku wodorowego: może on być spowodowany niestabilnościami spalania wodoru lub może być wywołany samozapłonem tego paliwa w końcowej fazie spalania.

Intensywność tego stuku dla pojedynczego cyklu spalania wyrażano za pomocą maksymalnej amplitudy (PP) pulsacji ciśnienia w danym cyklu. Pulsacje te odfiltrowano z zarejestrowanego przebiegu ciśnienia spalania.

sure fluctuations with PPśr higher 300 kPa up to several MPa are called as “strong” hydrogen knock. Pressure fluctuations below 10 kPa are taken as “combustion noise”, which was typical in the engine with compression ratio of 8 and lower.

Thus, the “weak” knock with the PPśr in the range from several dozens kPa up to 100–200 kPa was caused by combustion instabilities. The “strong” hydrogen knock resulted from hydrogen-air mixture self-ignition at the end phase of its combustion, that was a reason of very high knock intensity PP of more than 1 MPa at individual combustion events.

It is found, that the mean knock intensity PPśr is in positive correlation with engine parameters as spark advance, compression ratio, and hydrogen dose. Linear negative correlation was observed between PPśr and both the alternative air-fuel ratio “lambda” and the exhaust gas recirculation ratio (EGR) with respect to their dilution effect. The correlation between PPśr and the in-cylinder mixture temperature before ignition was found as the exponential one.

The investigation led to conclusion that the high knock intensity is caused by the strong hydrogen knock taken place at the end combustion phase, just after 90% of hydrogen mass fraction burnt. The maximum of the “weak” hydrogen knock was located between 50% and 90% of hydrogen burnt, that additionally confirms conclusion on deflagration combustion instabilities as a source for the pressure fluctuations in this case.

On the basis of the results from the conducted research the thesis of dual nature of hydrogen combustion knock was proved. The hydrogen knock can be generated under improper engine operation and it can be caused by deflagration combustion instabilities or by hydrogen self-ignition. Unlike gasoline knock in the IC engine, the hydrogen combustion knock can accompany combustion from its initiating by a spark discharge.

Cooling the hydrogen-air combustible mixture and mixture dilution by applying the EGR are considered as the effective measures to reduce hydrogen combustion knock.

Dla serii pomiarowej złożonej z kilkuset kolejnych cykli spalania zarejestrowanych w ustalonych warunkach pracy silnika wyznaczano wartość średnią PPśr. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że intensywność stuku wodorowego dla indywidualnych cykli spalania można uznać za stacjonarny proces losowy o stałej wartości średniej i wariancji.

W zależności od parametrów mieszanki wodorowo-powietrznej i parametrów silnika obserwowano różną intensywność pulsacji ciśnienia PPśr, zawierającą się w dwóch przedziałach wartości:

- od około 10 do około 200 kPa (pulsacje „słabe”),
- do wartości na poziomie 0,3–1 MPa (pulsacje „silne”).

Pulsacje mniejsze niż 10 kPa można było uznać jako tzw. szum spalania, który występował przy niewielkim stopniu sprężania silnika $\epsilon < 8$. Pulsacje „słabe” o intensywności na poziomie od kilkunastu do 100–200 kPa powodowane były niestabilnym przebiegiem spalania. Gwałtowny wzrost pulsacji PP do wartości powyżej 1 MPa powstawał jako efekt występowania samozapłonu mieszanki wodorowo-powietrznej w końcowej fazie jej spalania. Badając wpływ parametrów silnikowych zaobserwowano wzrost intensywności PPśr pulsacji wraz ze wzrostem kąta wyprzedzenia zapłonu, stopnia sprężania silnika, temperatury mieszanki w chwili zapłonu i dawki wodoru. Liniowy spadek intensywności pulsacji PPśr występował natomiast dla mieszanek o większym stopniu zubożenia oraz dla mieszanek rozcieńczanych spalinami w wyniku stosowania recyrkulacji spalin. Wyjątkiem była zależność pulsacji od temperatury (w tym również od stopnia sprężania), która przyjmowała typowo wykładniczą postać.

W wyniku analizy przebiegu wypalania mieszanki palnej zaobserwowano, że intensywne pulsacje ciśnienia występują w końcowej fazie przebiegu spalania już po 90-procentowym wypaleniu mieszanki. Natomiast maksimum pulsacji „słabych” występowało w środkowej fazie spalania pomiędzy 50% i 90% wypalenia paliwa, co potwierdza tezę, że ich przyczyną był niestabilny przebieg spalania wodoru.

Doctorates

Doktoraty

Dr inż. Marcin Zacharewicz

Metoda diagnozowania przestrzeni roboczych silnika okrętowego na podstawie parametrów procesów gazodynamicznych w kanale zasilającym turbosprężarkę

Promotor: dr hab. inż. Zbigniew Korczewski prof. nadzw. PG – Politechnika Gdańska.

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny – Akademia Marynarki Wojennej, prof. dr hab. inż. Marek Orkisz – Politechnika Rzeszowska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych został nadany przez Radę Wydziału Mechniczno-Elektrycznego Akademii Marynarki Wojennej 11 maja 2010 r.

Problemem badawczym podejmowanym w rozprawie była próba odpowiedzi na pytanie: jak prowadzić badania diagnostyczne mające na celu ocenę stanu technicznego przestrzeni roboczych silników okrętowych w warunkach eksploatacji przy braku możliwości indykowania cylindrów? Na tej podstawie sformułowano tezę pracy: zmiany stanu technicznego przestrzeni roboczych silnika wywołują deformację przebiegu fali ciśnienia spalin w kanale zasilającym turbinę turbosprężarki, determinując strumień energii spalin przed turbiną, a tym samym jej moc, wydajność i spręż sprężarki doładowującej, a w konsekwencji osiągi oraz sprawność silnika. Istnieje zatem możliwość wyodrębnienia ze zbioru parametrów gazodynamicznych, charakteryzujących pulsacyjny przepływ spalin opuszczających cylindry silnika, adekwatnych parametrów diagnostycznych, które jednoznacznie identyfikują te zmiany. Na podstawie tak sformułowanej tezy postawiono

główny cel pracy: było opracowanie metody diagnozowania przestrzeni roboczych silników na podstawie pomiarów ciśnienia spalin w kanałach łączących cylindry silnika z turbiną turbosprężarki.

Opracowanie metodyki realizacji badań diagnostycznych pozwoliło na: ocenę nierównomierności obciążenia poszczególnych cylindrów silnika, wskazanie cylindrów, w których proces roboczy w znaczący sposób odbiega od procesu pozostałych sekcji cylindrowych, identyfikację i lokalizację stanów niezdatności technicznej elementów funkcjonalnych silnika, mających bezpośredni wpływ na przebieg procesu spalania paliwa w cylindrach.

Aby zrealizować założone cele rozprawy konieczne było:

1. Przeprowadzenie identyfikacji procesów gazodynamicznych w kanałach spalin wylotowych trzech różnych typów silników okrętowych (czterosuwowych i dwusuwowych) wyposażonych w pulsacyjny układ turbodoładowania. Na podstawie wyników badań eksperymentalnych opracowano charakterystyki energetyczne i widmowo-korelacyjne kanału zasilającego turbinę turbosprężarki w różnych stanach zdatowności eksploatacyjnej rozpatrywanych silników.

2. Opracowanie modelu matematycznego opisującego procesy gazodynamiczne w przestrzeniach roboczych silnika okrętowego, czterosuwowego z pulsacyjnym układem turbodoładowania. Ogólny model został zweryfikowany na silniku typu SULZER 6AL20/24 i potwierdzony na silnikach ZVEZDA M401 typu A1 i A2 eksploatowanych na okrętach wojennych MW RP.

3. Przeprowadzenie badań eksperymentalnych rozpatrywanych procesów gazodynamicznych na obiektach rzeczywistych. Programem badań objęto 23 silniki okrętowe w bieżącej eksploatacji. Do realizacji pomiarów

parametrów kontrolnych tych silników zastosowano specjalnie w tym celu zaprojektowany i zbudowany komputerowy zestaw pomiarowo-rejestrujący. Wyniki badań wykorzystano w testach weryfikacyjnych opracowanego modelu matematycznego. Był to wystarczający warunek do realizacji eksperymentów symulacji numerycznej procesów gazodynamicznych w przestrzeniach roboczych silnika w warunkach wprowadzanych stanów niezdatności eksploatacyjnej. Badanie symulacyjne zrealizowano w celu ilościowego i jakościowego rozpoznania deformacji charakterystyk energetycznych kanału zasilającego turbinę turbosprężarki.

4. Przeprowadzenie badań symulacyjnych procesów gazodynamicznych w kanale spalin wylotowych silnika z wprowadzonymi stanami niezdatności. Wyniki badań umożliwiły wyznaczenie zmian parametrów diagnostycznych, które najlepiej opisują zmiany stanu technicznego przestrzeni roboczych silnika. Do analizy wyników badań wykorzystano pojęcie metryki odniesieniowej – w ocenie porównawczej zarejestrowanych przebiegów parametrów gazodynamicznych oraz funkcji entropii – w ocenie informacyjności wytypowanego zbioru parametrów diagnostycznych.

5. Opracowana metoda diagnostyczna nie pozwala na jednoznaczna identyfikację i lokalizację stanu niezdatności, lecz daje ogólną informację o wystąpieniu stanu niezdatności technicznej w obrębie przestrzeni roboczych silnika z zawężeniem rejonu poszukiwań z dokładnością do pojedynczej sekcji cylindrowej silnika.

Dr inż. Wojciech Karpiuk

Badanie przydatności paliw alternatywnych do silników o zapłonie samoczynnym w różnych warunkach wtrysku paliwa

Promotor: dr hab. inż. Marek Idzior, prof. PP – Politechnika Poznańska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Jerzy Merkiś – Politechnika Poznańska, dr hab. inż. Stanisław W. Kruczyński prof. PW – Politechnika Warszawska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej 23 marca 2011 roku

W rozprawie przedstawiono ocenę możliwości poprawy wskaźników ekologicznych silników o zapłonie samoczynnym, zasilanych olejami rzepakowymi o różnym stopniu przetworzenia. Zagadnienie to rozwiązano na podstawie szczegółowej analizy rozpylenia biopaliw rzepakowych estryfikowanych i nieprzetworzonych oraz oleju napędowego.

Przyjęty projekt badawczy obejmował dwa etapy badań. Pierwszym były wizualizacyjne badania rozpylenia przeprowadzone na stanowisku pozasilnikowym. Sprawdzano w nim oddziaływanie konstrukcji rozpylacza, ciśnienia wtrysku oraz temperatury paliw na parametry makro- i mikrostrukturalne strug rozpylanych paliw. Wykorzystano w tym celu serię prototypowych rozpylaczy, które pogrupowano w pary, dzięki czemu możliwa była ocena wpływu konkretnego parametru konstrukcyjnego na rozpylenie. W etapie silnikowym stanowiącym drugą część badań analizowano wpływ wybranych z etapu pierwszego konstrukcji rozpylaczy oraz ciśnienia wtrysku na osiągnięte przez silnik wskaźniki ekologiczne. Ocena uzyskanych rezultatów zrealizowana została na podstawie porównania emisji związków toksycznych i zadymienia, zarejestrowanych przy zasilaniu silnika biopaliwami i olejem napędowym. Wykonano również szczegółową analizę koncentracji cząstek stałych z uwzględnieniem ich wymiarów.

Przedstawione w pracy rezultaty badań potwierdziły możliwość skutecznej poprawy wskaźników emisyjnych powstałych przy zasilaniu biopaliwami silnika o zapłonie samoczynnym. Udowodniono istnienie korelacji pomiędzy wynikami badań pozasilnikowych i badań silnikowych – ujednoczenie struktury strug uzyskiwane dzięki odpowiedniej konstrukcji rozpylacza lub zwiększanie ciśnienia wtrysku paliwa zmniejszyły emisję związków toksycznych spalin podczas pracy silnika zasilanego biopaliwami. Stwierdzono ponadto, że biopaliwem bardziej podatnym na możliwość poprawy wskaźników ekologicznych jest biopaliwo estryfikowane. Wykorzystana metoda badawcza pozwala na ograniczanie kosztownych badań silnikowych na rzecz taniach i relatywnie łatwych do wykonania wizualizacyjnych badań pozasilnikowych. Zastosowana koncepcja powinna poprzedzać badania silnikowe, stanowiąc etap weryfikacji wpływu nowego rozwiązania na ekologiczne wskaźniki pracy silnika.

Instrukcja

przygotowania artykułów do kwartalnika *Combustion Engines/Silniki Spalinowe*

Artykuł przygotowujący do czasopisma powinien obejmować **6–8 stron formatu A4** i może być napisany jako dwujęzyczny: w języku polskim i angielskim. Jednak, w celu ujednoczenia technicznego języka angielskiego, Redakcja preferuje własne tłumaczenie (przysłanej wersji tylko polskojęzycznej) na koszt Autora. Koszt tłumaczenia wynosi 39 zł + 23% VAT za 1 s. A4.

Jeśli będzie dostarczona wersja angielska, Redakcja przekaże ją do weryfikacji, której koszt wynosi 19,50 zł + 23% VAT.

O przyjęciu artykułu do druku decyduje Komitet Redakcyjny po otrzymaniu deklaracji Autora o Prawach autorskich, dostępnej na stronie internetowej www.ptnss.pl w dziale Wydawnictwo.

Artykuł powinien być napisany w powszechnie dostępnym edytorze tekstów (preferowany jest MS Office Word). Wymagania techniczne:

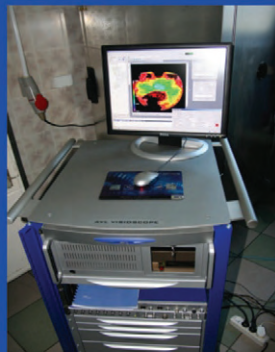
- autor,
- tytuł artykułu,

- streszczenie,
- słowa kluczowe,
- tekst artykułu wraz z czytelnymi rysunkami i podpisami,
- literatura,
- zdjęcie i notka o autorze (tytuł naukowy, miejsce pracy, adres e-mail).

Zapis bibliograficzny powinien być kompletny: autor (nazwisko i pierwsza litera imienia): Tytuł. Wydawnictwo, miejsce i rok wydania.

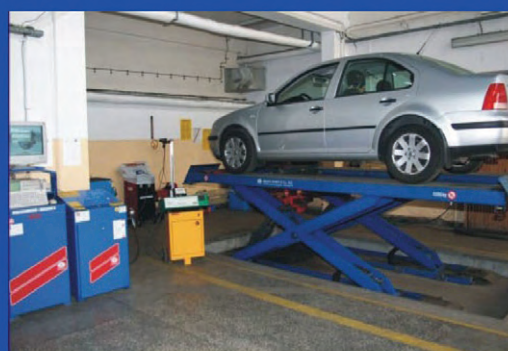
Artykuł powinien być dostarczony pocztą elektroniczną na adres Redakcji: redakcja@ptnss.pl lub silniki@ptnss.pl.

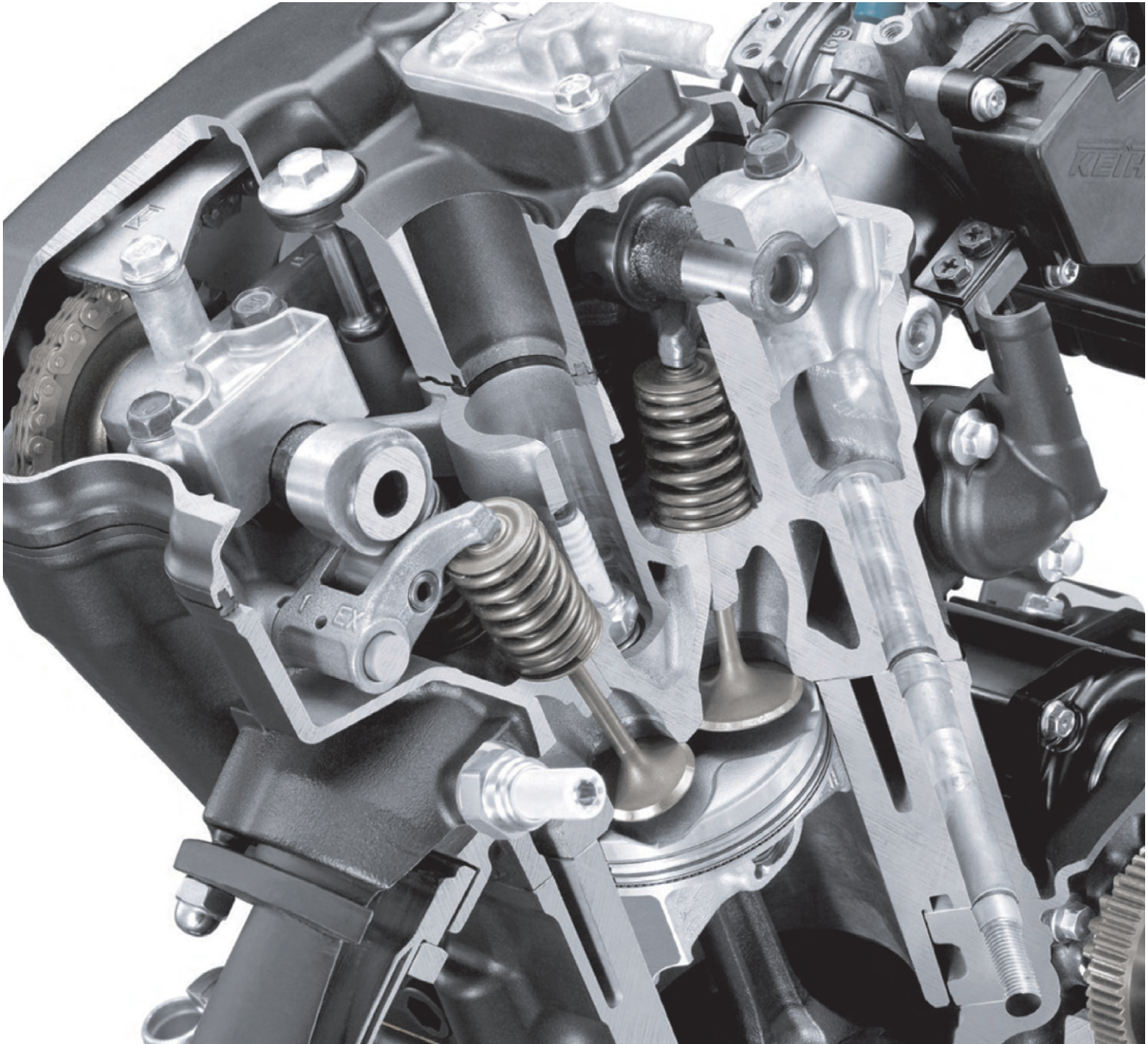
Dostarczone teksty będą przetworzone w programach służących do edycji i obłamania w celu zapewnienia jednolitej szaty graficznej. Redakcja zastrzega sobie prawo wprowadzenia niezbędnych poprawek redakcyjnych oraz zaproponowania skrótów i uzupełnień.



Prowadzona tematyka badawcza:

- optymalizacja parametrów konstrukcyjnych i technologicznych pojazdów samochodowych,
- optymalizacja procesów termodynamicznych tłokowych silników spalinowych,
- badania systemów wtrysku paliwa i modelowanie matematyczne procesów wtrysku w silnikach wysokoprężnych w aspekcie parametrów użytkowych oraz ekologicznych,
- badania parametrów fizyko-chemicznych paliw konwencjonalnych i alternatywnych w aspekcie oceny parametrów operacyjnych i ekologicznych tłokowych silników spalinowych,
- badania właściwości tribologicznych środków smarowych i analiza struktury powierzchni ciernych silnika spalinowego





Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Regiony

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie

Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt

Kontakt

Członkostwo

Wniosek

Z życia PTNSS

Zebrań Zarządu
Zebrań Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Skład-osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

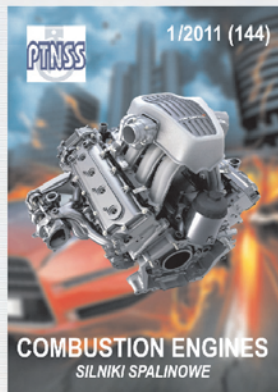
Zgłoszenia

Zapowiedź

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



www.ptnss.pl