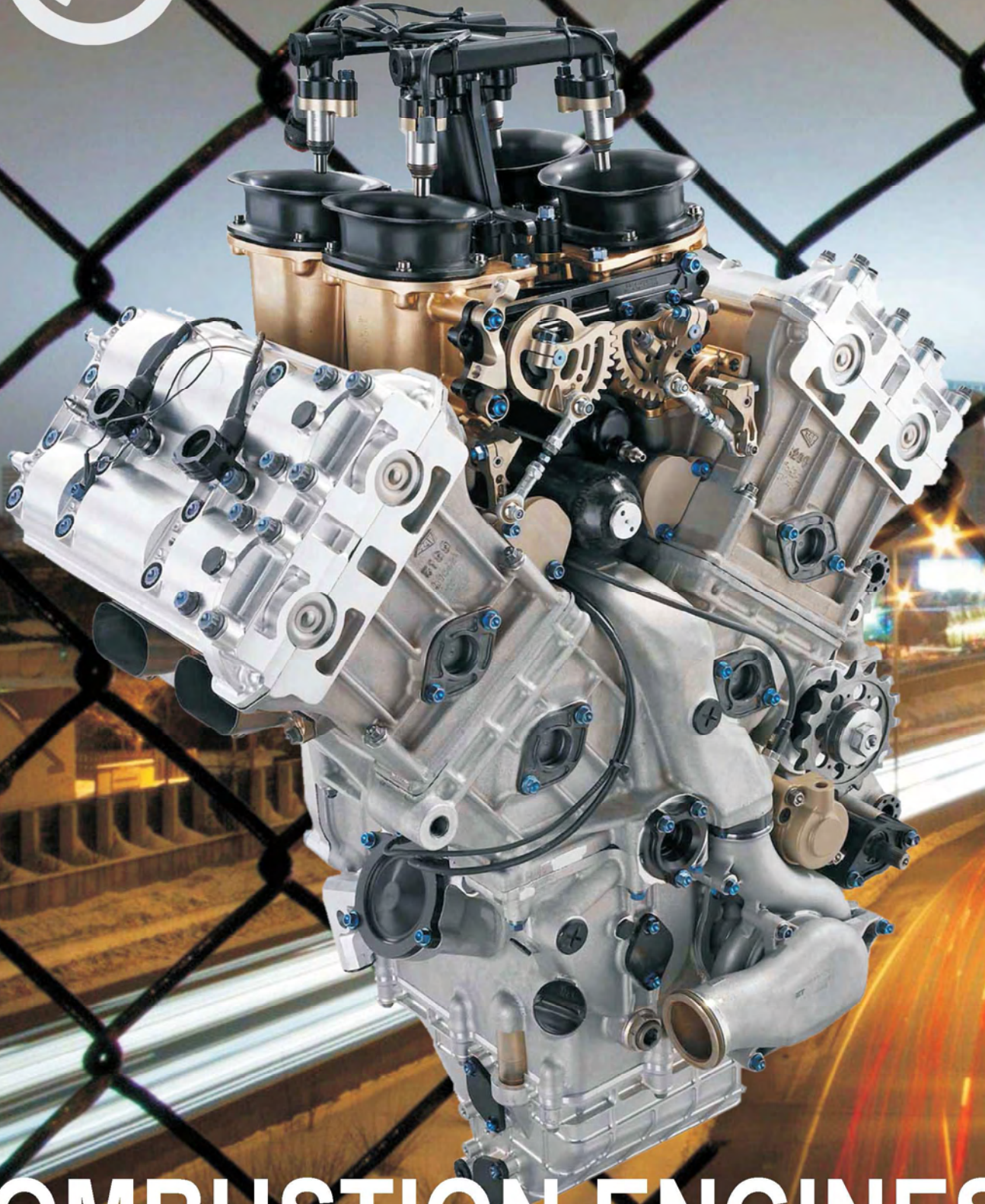




2/2015 (161)



COMBUSTION ENGINES



MECHATRONIKA Wyposażenie Dydaktyczne Sp. z o.o.

61-324 Poznań, ul Ustrzycka 1

NIP: 781-13-81-962

tel/fax.: +48 (61) 870-59-06

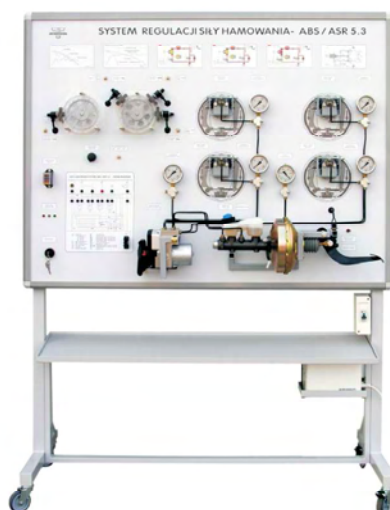
e-mail: mt@mechatronika.pl



Firma "Mechatronika" Wyposażenie Dydaktyczne Sp. z o.o. powstała jako spółka celowa tworząca ofertę pomocy techno-dydaktycznych dla szkolnictwa wszystkich szczebli nauczania w specjalnościach motoryzacyjnych i lotniczych.

Oferowane produkty umożliwiają:

- nauczanie podstaw elektrotechniki, elektroniki i mechatroniki pojazdowej
 - zestawy panelowe
- zapoznanie się z funkcjonowaniem systemów pojazdowych i ich diagnostyką
 - stanowiska demonstracyjne systemów pojazdowych
- naukę umiejętności praktycznych z wykorzystaniem silników, skrzyń biegów i innych pomocy dydaktycznych
 - mechanizmy na stojakach obrotowych: procedury montażu, demontażu i czynności obsługowych
 - zespoły napędowe z silnikami benzynowymi i wysokoprężnymi: wykorzystanie urządzeń diagnostycznych
- pomoce techno-dydaktyczne dla specjalności lotniczych: silniki, awionika
- stanowiska badawczo-dydaktyczne wykonane na specjalne zamówienia



PTNSS Supporting Members Członkowie wspierający PTNSS

**BOSMAL Automotive Research and Development
Institute Ltd**

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

Motor Transport Institute

Instytut Transportu Samochodowego

The Institute for Sustainable Technologies

Instytut Technologii Eksploatacji

Institute of Aviation

Instytut Lotnictwa

Automotive Industry Institute

Przemysłowy Instytut Motoryzacji

The Rail Vehicles Institute TABOR

Instytut Pojazdów Szynowych TABOR

Institute of Mechanised

Construction and Rock Mining

Instytut Mechanizacji Budownictwa
i Górnictwa Skalnego

Institute of Logistics and Warehousing

Instytut Logistyki i Magazynowania

Industrial Institute of Agricultural Engineering

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych

AVL List GmbH

Solaris Bus & Coach S.A.

Air Force Institute of Technology

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych



COMBUSTION ENGINES

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

2/2015 (161)

Rok XLIV

PL ISSN 2300-9896

Editor/Wydawca:

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

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

tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

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

Scientific Board/Rada Programowa:

Prof. Krzysztof Wislocki – Chairman, Poland

Prof. Ewa Bardasz – USA

Prof. Bernard Challen – UK

Prof. Zdzisław Chłopek – Poland

Prof. Giovanni Cipolla – Italy

Prof. Karol Cupiał – Poland

Prof. Jan Czerwiński – Switzerland

Prof. Vladimír Hlavna – Slovakia

Prof. Kazimierz Lejda – Poland

Prof. Hans Peter Lenz – Austria

Prof. Helmut List – Austria

Prof. Jan Macek – Czech Republic

Prof. Janusz Mysłowski – Poland

Prof. Andrzej Niewczas – Poland

Prof. Marek Orkisz – Poland

Prof. Dieter Peitsch – Germany

Prof. Stefan Pischinger – Germany

Prof. Roger Sierens – Belgium

Prof. Andrzej Sobiesiak – Canada

Prof. Maciej Sobieszcański – Poland

Prof. Richard Stobart – UK

Prof. Robin Vanhaelst – Germany

Prof. Michael P. Walsh – USA

Prof. Piotr Wolański – Poland

Prof. Mirosław Wyszniński – UK

Editorial/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 61 2244505, 61 2244502

E-mail: silniki@ptnss.pl

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz (Editor-in-chief/Redaktor Naczelny)

dr hab. inż. Mirosław Kozak (Editorial Secretary for Science/Sekretarz Naukowy Redakcji) – papers@ptnss.pl

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

mgr Krystyna Bubacz (Proofreading Editor/Redaktor Językowy)

prof. dr hab. inż. Wojciech Serdecki (Statistical Editor/Redaktor Statystyczny) and Associate Editors/oraz Redaktorzy Tematyczni

Contents/Spis treści

P. Kowalak: Marine engine indicated power uncertainty determination/Wyznaczenie niepewności mocy indykowanej silnika okrętowego (2015-201) 3

W. Cieślak, I. Pielecha, A. Szalek: Assessment of parameters of the hybrid drive system in vehicles in urban traffic conditions/Ocena parametrów pracy układu napędu hybrydowego pojazdów w warunkach ruchu miejskiego (2015-202)..... 14

S. Slavinskas, T. Mickevičius: Experimental study on injection characteristics of diesel-bioethanol fuel blends (2015-203)..... 28

I. Cameron, A. Sobiesiak: Combustion characteristics of a spark-ignited split-cycle engine fuelled with methane (2015-204)..... 33

W. Mitianiec: Modelling and simulation of working processes in Wankel engine with direct hydrogen injection system/Modelowanie i symulacja procesów roboczych w silniku Wankla z bezpośrednim wtryskiem wodoru (2015-205) 42

W. Serdecki, P. Krzymień: Distribution of ring pressure over a worn cylinder liner surface/Rozkład nacisków pierścienia tłokowego na zużytej powierzchni gładzi cylindra (2015-206) 53

M. Sutkowski: Improving spark-ignited engines efficiency by heat energy recovery system (2015-207) 64

A. Alqahtani, F. Shokrollah Hassanbarough, M.L. Wyszynski: Thermodynamic simulation comparison of AVL BOOST and Ricardo WAVE for HCCI and SI engines optimisation (2015-208)..... 68

J. Hunicz, M. Gęca, P. Kordos, A. Medina: Effects of spark assist on HCCI combustion (2015-209)..... 73

Z. Stelmasiak, J. Larisch, D. Pietras: The influence of natural gas additive on the smoke level generated by diesel engines/Wpływ dodatku gazu ziemnego na zadymienie spalin samochodowego silnika ZS (2015-210) 78

Editor/Wydawca
Polish Scientific Society
of Combustion Engines
 43-300 Bielsko-Biala, Sarni Stok 93 Street, Poland
 tel.: 33 8130402, fax: 33 8125038
 E-mail: sekretariat@ptnss.pl
 WebSite: <http://www.ptnss.pl>

The Publisher of this magazine does not endorse the products or services advertised herein. The published materials do not necessarily reflect the views and opinions of the Publisher./Redakcja nie ponosi odpowiedzialności za 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 otwartym lub przetwarzany bądź kopiowany w jakiegokolwiek formie bez wcześniejszej zgody właściciela praw wydawniczych.*

Subscriptions/Prenumerata
 Send subscription requests to the Publisher's address. Cost of a single issue PLZ25 + postage and packing. Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy: Cena numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.
Preparation for print/Przygotowanie do druku
 ARS NOVA Publishing House/Wydawnictwo ARS NOVA
 60-782 Poznań, ul. Grunwaldzka 17/10A
Circulation/Nakład: 700 egz.
Printing and binding/Druk i oprawa
 Print Group Szczecin, ul. Mieszka I 63/64

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

Czasopismo indeksowane w międzynarodowej bazie 
IC Journal Master List
 – Index Copernicus www.indexcopernicus.com

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

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku
Combustion Engines
 otrzymują **7 punktów**
 zgodnie z Komunikatem Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 31 grudnia 2014 r.

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

Cover/Okladka
 I – KTM MotoGP engine (fot. autoevolution.com), background (Hole in the Fence of Overpass over Highway – 1ms.net)
 IV – Kawasaki Ninja H2R engine (fot. www.asphaltandrubber.com)

Marine engine indicated power uncertainty determination

A proposal of marine engine indicated power uncertainty evaluation method was presented. The uncertainties of the indicated power definitional formula components were evaluated. Methods of uncertainty estimation for measurement carried out in industrial conditions were proposed. A new component called a phase shift angle, in modified formula for the piston kinetic was introduced. The indicated power uncertainty was divided into two calculable parts called uncertainty category I and uncertainty category II. The results of the uncertainties determined for two marine engines: trunk piston and cross-head type were presented. The influence of the individual component of indicated power formula for the overall indicated power uncertainty value was shown.

Key words: marine diesel engine, indicated power, uncertainty

Wyznaczanie niepewności mocy indykowanej silnika okrętowego

Zaprezentowano propozycję metody oceny niepewności mocy indykowanej silnika okrętowego. Określono niepewności składników definicyjnego równania mocy indykowanej. Przedstawiono metody szacowania niepewności dla pomiarów przeprowadzonych w warunkach przemysłowych. W zmodyfikowanym równaniu ruchu tłoka wprowadzono nową wielkość fizyczną określoną jako kąt przesunięcia fazowego. Zaproponowano także podział niepewności mocy indykowanej na dwie obliczalne części, nazwane niepewnością rodzaju I oraz niepewnością rodzaju II. Przedstawiono wyniki niepewności wyznaczonych dla dwóch silników okrętowych: wodorowego i bezwodzikowego. Zaprezentowano wpływ poszczególnych składników równania mocy indykowanej na wartość jej całkowitej niepewności.

Słowa kluczowe: silnik okrętowy, moc indykowana, niepewność

1. Introduction

In 1967 a comprehensive analysis of the internal combustion engine cycle work determination accuracy was carried out [1]. Since that time various papers aimed at the possibility of determining indicated work or power uncertainty reduction. Almost all of them point to the TDC positioning error on the indicator diagram as the main source of indicated power inaccuracy. Usually the indicated power error is taken as 3–10% of the measured indicated power value due to 1° CA error in TDC positioning [1, 6–9]. A methodology of indicated power uncertainty determination is not described clearly in the literature. However it might be useful in both laboratory and commercial indicator applications. Today available indicators do not even offer an approximate uncertainty evaluation.

The indicated power, like other physical or technical values, is determined with a specific uncertainty whose value should be attached to the measurement result. Knowledge of the uncertainty value as well as its main sources is crucial for the proper evaluation of the engine's indicator diagram. It can also be essential in more and more common systems of the engine tuning in a closed feed-back loop like the latest Wärtsilä Intelligent Combustion Control (ICC) system or MAN Auto Tuning applied in the ME C 9.2 series engines.

The main reason for lack of the indicated power uncertainty evaluation lies in the great dependency of the measured indicated power value on parameters independent from the instrument properties. Amongst others, the influence of the indicating channel on the recorded in-cylinder pressure value [8–10] and the piston TDC detection accuracy are the most significant. Because the TDC detection accuracy greatly

1. Wprowadzenie

W roku 1967 przeprowadzona została wyczerpująca analiza dokładności wyznaczania pracy obiegu silnika spalinyowego [1]. Od tego czasu wielu badaczy zajmowało się możliwościami obniżenia niepewności wartości wyznaczonej pracy lub mocy indykowanej. W prawie wszystkich pracach związanych z tematem wskazuje się na problem dokładności odwzorowania położenia GMP tłoka na wykresie indykatorowym jako główne źródło niepewności mocy indykowanej. Zwykle podaje się, że błąd położenia GMP wynoszący 1° obrotu wału korbowego (OWK) prowadzi do błędu w wyznaczonej wartości mocy indykowanej rzędu 3–10% wartości zmierzonej [1, 6–9]. Pomimo że znajomość niepewności wyznaczonej mocy indykowanej byłaby cenna w zastosowaniach zarówno laboratoryjnych, jak i przemysłowych, jednak brak jest źródeł literaturowych opisujących ściśle metodykę jej wyznaczania. Dostępne obecnie komercyjne indykatory nie oferują nawet przybliżonego szacowania niepewności wykonanego nimi pomiaru.

Moc indykowana, podobnie jak inne wielkości fizyczne, jest wyznaczana z określoną niepewnością i wartość tej niepewności powinna być składową częścią uzyskanego wyniku pomiaru. Znajomość wartości niepewności jak również jej głównych źródeł jest podstawą prawidłowej oceny wykresu indykatorowego silnika. Może też mieć istotne znaczenie w coraz częściej spotykanych układach regulacji parametrów pracy silnika w pętli sprzężenia zwrotnego. Przykładami takich rozwiązań w silnikach okrętowych są konstrukcje firmy Wärtsilä: Intelligent Combustion Control (ICC) oraz firmy MAN: Auto Tuning System zastosowany w silnikach serii ME w wersji 9.2.

depends on the sensor installation precision, its uncertainty can be estimated on the basis of measuring person's experience. Such procedure is justified in case of a limited amount of input data for uncertainty calculation [2]. The proposed method is meant to be applicable in a typical industrial digital indicator as an additional feature enabling the uncertainty estimation.

The entire process of the uncertainty determination should comply with the indicated power defining formula:

$$P_i = \frac{L_i}{\tau_c} = \frac{L_i \cdot \omega}{2n_r \pi} \quad (1)$$

where: P_i – indicated power [W], L_i – indicated work [J], τ_c – engine cycle time [s], ω – crankshaft's average angular speed [rad/s], n_r – number of crankshaft revolutions per engine cycle.

For which the indicated work is calculated using the equation:

$$L_i = \int p \cdot dV = A \int p \cdot dS \quad (2)$$

where: A – piston surface [m²], p – in-cylinder pressure [Pa], dS – piston displacement [m], dV – cylinder change of volume [m³].

The uncertainty of the indicated power can be considered as a result of the uncertainty of the indicated work developed during the engine cycle and uncertainty of crankshaft angular speed. While evaluation of the crankshaft angular speed uncertainty does not pose any difficulty, the indicated work uncertainty determination is much more complex. In order to simplify the task all components of the indicated power formula (1) can be divided into two groups:

- 1) with calculable uncertainty,
- 2) with estimable uncertainty.

The uncertainties of the first group can be objectively and quantitatively evaluated on the basis of the measurements carried out with the aid of the designated measuring instruments characterized by specific accuracy parameters. The uncertainties of the second group can be estimated solely on the basis of the measurer knowledge and experience. For the purpose of the uncertainty expression the symbols and the nomenclature complying with ISO standards were used [2].

2. Uncertainty of engine geometry

For the piston surface A calculation the nominal cylinder bore is usually taken. In practice even new cylinder diameter is seldom equal to the nominal. The real value of cylinder diameter is a function of a its working hours and engine's working conditions, mainly load, charging air humidity, quality of lubrication and fuel oil grade. If a valid cylinder diameter measurement protocol is available, an average value and a standard deviation can be easily calculated. Otherwise, the nominal diameter can be considered as the expected value and at the same time as the lower limit of the possible value range. The upper limit is equal to the maximum wear limit

Główną przyczyną trudności w określaniu niepewności mocy indykowanej jest silny wpływ parametrów pomiaru, niezależnych od właściwości przyrządu pomiarowego, na wartość zmierzonej mocy indykowanej. Spośród innych przyczyn wyróżnić należy przede wszystkim wpływ kanału indykatorowego na pomiar ciśnienia cylindrowego [8–10] oraz dokładność odwzorowania GMP tłoka. Ta dokładność odwzorowania zależy głównie od dokładności instalacji czujnika i jej niepewność może być oszacowana przede wszystkim na podstawie doświadczenia i subiektywnej oceny osoby wykonującej pomiar. Takie postępowanie jest uzasadnione przy ograniczonej liczbie danych do obliczenia niepewności [2]. Prezentowana metoda w założeniu powinna nadawać się do zastosowania w typowym przemysłowym indykatorze cyfrowym jako rozwinięcie jego funkcji o modul umożliwiający oszacowanie niepewności.

Proces określania niepewności powinien być w całości zgodny z równaniem definicyjnym mocy indykowanej – wzór (1),

gdzie: P_i – moc indykowana [W], L_i – praca indykowana [J], τ_c – czas trwania cyklu pracy silnika [s], ω – średnia prędkość kątowa wału korbowego [rad/s], n_r – liczba obrotów wału korbowego w cyklu pracy silnika, w którym praca indykowana obliczana jest za pomocą równania (2),

gdzie: A – powierzchnia denka tłoka [m²], p – ciśnienie wewnątrz cylindrowe [Pa], dS – przemieszczenie tłoka [m], dV – zmiana objętości komory spalania [m³].

Na podstawie powyższych zależności niepewność mocy indykowanej może być rozpatrywana jako rezultat występowania niepewności wartości pracy indykowanej wytworzonej podczas cyklu pracy silnika oraz niepewności wartości prędkości kątowej wału korbowego. Podczas gdy określenie niepewności wartości prędkości kątowej wału nie przedstawia trudności, to określenie niepewności wartości pracy indykowanej jest znacznie bardziej złożone. Dla uproszczenia wszystkie składniki równania (1) można podzielić na dwie grupy:

- 1) wielkości z obliczalną niepewnością,
- 2) wielkości z szacowaną niepewnością.

Niepewności wielkości z pierwszej grupy mogą być obiektywnie i ilościowo ocenione na podstawie pomiarów dokonanych przyrządami o określonej dokładności pomiaru. Niepewności wielkości z drugiej grupy mogą być jedynie oszacowane na podstawie doświadczenia i wiedzy osoby wykonującej pomiar. W niniejszej pracy na potrzeby wyrażania niepewności przyjęto oznaczenia i nazewnictwo zgodnie z zaleceniami ISO [2].

2. Niepewność wielkości geometrycznych silnika

Do obliczenia powierzchni denka tłoka A zazwyczaj przyjmuje się nominalną średnicę cylindra. W rzeczywistości średnica nawet nowej tulei cylindrowej rzadko jest równa średnicy nominalnej. Faktyczna wartość średnicy cylindra jest funkcją jej godzin pracy i warunków pracy silnika, w szczególności jego obciążenia, wilgotności powietrza doładowującego, jakości smarowania i rodzaju paliwa. Jeśli dostępny jest aktualny protokół pomiaru średnicy tulei, może

given by the engine maker. The width of this tolerance should be understood as a range comprising all possible cylinder diameters measured over its exploitation period. A uniform distribution model seems to be the most adequate for the standard uncertainty calculation:

$$u_B(D_n) = \frac{\Delta D_n}{2\sqrt{3}} \quad (3)$$

where: $u_B(D_n)$ – cylinder liner's diameter standard uncertainty type B [m], ΔD_n – cylinder liner wear limit [m].

Therefore the piston surface standard uncertainty type B is found from equation:

$$u_B(A) = \frac{\partial A}{\partial D_n} u_B(D_n) = \frac{\pi D_n}{2} u_B(D_n) \quad (4)$$

where: $u_B(A)$ – piston surface standard uncertainty type B [m^2], D_n – cylinder liner nominal diameter [m].

The crank length can be easily derived from the engine manual. Much more problematic is the connecting rod length. It is usually not given in the manual and direct measurement has to be carried out. Then the connecting rod length measurement uncertainty has to be applied accordingly. The value of available measurement accuracy Δl carried out on board the vessel can be assumed as 1 mm/1 m of the connecting rod length for trunk piston engines and for 2 mm/1 m of the connecting rod length for crosshead engines.

Both, the crankshaft and the connecting rod are fit into sliding bearings at both ends. It is likely, that they do not operate exactly in their theoretical rotation axes. The rotation axis offset is limited by the value of the bearing clearance. Again the uniform distribution seems to be the most adequate for the uncertainty determination. The crank length uncertainty can be found from the formula:

$$u_B(r) = \sqrt{\left(\frac{M_c}{2\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{C_c}{2\sqrt{3}}\right)^2} \quad (5)$$

where: $u_B(r)$ – crank length standard uncertainty type B [m], M_c – main bearing clearance [m], C_c – crank bearing clearance [m].

and the connecting rod:

$$u_B(l) = \sqrt{\left(\frac{C_c}{2\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{G_c}{2\sqrt{3}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta l}{\sqrt{3}}\right)^2} \quad (6)$$

where: $u_B(l)$ – connecting rod length standard uncertainty type B [m], G_c – gudgeon pin bearing clearance [m], Δl – connecting rod length measurement accuracy [m]

3. Uncertainty of pressure

The problem of in-cylinder pressure measurement is a separate subject and it is well described in various publications [1, 8–10]. Here the problem will be reduced to the measuring instrument accuracy only. However it should be

on by z powodzeniem wykorzystany do określenia średniej wartości oraz odchylenia standardowego wartości średnicy. W przeciwnym razie jako wartość oczekiwana przyjmowana jest średnica nominalna. Stanowi ona zwykle dolną granicę przedziału, w którym mogą się znaleźć wszystkie możliwe średnice. Górną granicą jest średnica odpowiadająca maksymalnemu, dopuszczonemu przez producenta zużyciu tulei cylindrowej. Szerokość tak zdefiniowanego zakresu średnic powinna być rozumiana jako zakres obejmujący wszystkie średnice tulei, jakie mogą wystąpić podczas całego okresu eksploatacji tulei cylindrowej. Zastosowanie modelu rozkładu równomiernego wydaje się więc najbardziej uzasadnione do obliczenia niepewności standardowej średnicy cylindra – wzór (3).

gdzie: $u_B(D_n)$ – niepewność standardowa typu B średnicy tulei cylindrowej [m], ΔD_n – dopuszczalne zużycie tulei cylindrowej [m].

Konsekwentnie niepewność standardowa typu B powierzchni denka tłoka wyznaczana jest z zależności (4),

gdzie: $u_B(A)$ – niepewność standardowa typu B powierzchni denka tłoka [m^2], D_n – nominalna średnica tulei cylindrowej [m].

Długość ramienia wykorbienia jest dostępna w dokumentacji silnika. Bardziej problematyczne jest określenie długości korbowodu. Zwykle nie jest ona podawana w dokumentacji silnika i przeważnie konieczne jest dokonanie jej bezpośredniego pomiaru. Wówczas należy również uwzględnić niepewność tego pomiaru. Osiągalną dokładność pomiaru długości korbowodu przeprowadzonego w warunkach eksploatacyjnych na statku można oszacować na 1 mm/1 m długości korbowodu dla silników bezwodzikowych i na 2 mm/1 m dla silników wodzikowych.

Zarówno wał korbowy, jak i korbówód osadzone są w łożyskach ślizgowych. Powoduje to, że elementy układu tłokowo-korbowego nie współpracują ze sobą dokładnie w swoich teoretycznych osiach obrotu. Występujące przesunięcie rzeczywistych osi obrotu elementów względem osi teoretycznej jest ograniczone wartością luzu łożyska ślizgowego. Ponownie model równomiernego rozkładu prawdopodobieństwa wydaje się najodpowiedniejszy w celu wyznaczenia niepewności. Niepewność długości ramienia korby może być zatem wyznaczona z równania (5),

gdzie: $u_B(r)$ – niepewność standardowa typu B długości ramienia korby [m], M_c – luz łożyska głównego [m], C_c – luz łożyska korbowego [m], a niepewność długości korbowodu z równania (6),

gdzie: $u_B(l)$ – niepewność standardowa typu B długości korbowodu [m], G_c – luz łożyska sworznia tłoka [m], Δl – dokładność pomiaru długości korbowodu [m]

3. Niepewność pomiaru ciśnienia

Problem pomiarów szybkozmiennych ciśnień wewnątrz cylindrowych stanowi samodzielne zagadnienie i jest on szczegółowo opisany w wielu publikacjach [1, 8–10]. W niniejszej pracy będzie on ograniczony wyłącznie do zagadnienia określenia dokładności przyrządu pomiarowego. Jednakże trzeba podkreślić, że na dokładność pomiaru ciśnienia wewnątrz cylindra wpływa znaczna liczba czynników, a najważniejsze z nich to: miejsce zainstalowania

noted that there are many factors, such as sensor position, pressure resonance in gas passage, quality of the pressure signal measuring system, the state of the indication channel [3] and temperature impact, which greatly influence the measurement accuracy.

In case of indicators used in the marine industry, the pressure sensor's linearity is usually within 1% of full scale range (FSO). Typical acquisition system is generally characterized by a much lower uncertainty than the sensor therefore it can be neglected. The standard uncertainty type B of a single pressure sample can be found with formula:

$$u_B(p_z) = \frac{R \cdot \Delta p}{100\% \sqrt{3}} \quad (7)$$

where: $u_B(p_z)$ – measured pressure sample standard uncertainty type B [Pa], R – sensor's measuring range [Pa], Δp – pressure sensor's linearity error [%].

In order to determine the indicated power, the pressure measurement has to be integrated with respect to the piston displacement dS (equation (2)). The trapezoidal integration method is usually applied. So as to determine the surface of an elementary trapezoid the average pressure value p_{av} of two consecutive pressure samples p_z and p_{z+1} has to be calculated. The consecutive pressure samples are correlated with a correlation coefficient $r(p_{1+z-1}, p_{2+z})$ close to unity. Therefore a formula for correlated input data might be used [2]:

$$u_B(p_{av}) = \sqrt{\frac{u_B^2(p_z) + u_B^2(p_{z+1}) + 2u_B(p_z) \cdot u_B(p_{z+1}) \cdot r(p_{1+z-1}, p_{2+z})}{2}} \quad (8)$$

where: $u_B(p_{av})$ – the average of two consecutive pressure samples standard uncertainty type B [Pa].

The uncertainty $u_B(p_{av})$ of the average pressure is constant and depends solely on the measuring instrument parameters not on the measured pressure value. The correlation coefficient r can be easily calculated from the pressure values measured over engine cycle.

4. Uncertainty of speed and time measurement

The crankshaft angular speed measurement uncertainty is related to the measurement method and the measured propulsion unit properties. The common method is based on a singular pick-up sensor generating one or more pulses per revolution. It is assumed that the angular speed between pulses is uniform. That is a simplification as exact measurements shows that the periodical accelerations and decelerations over one crankshaft revolution can be observed [5]. Those speed fluctuations are known as the speed nonuniformity.

Direct measurements on boards seafaring vessels revealed, that in case of the marine slow speed engine, directly driving the ship's propeller, the nonuniformity can exceed 15% in the proximity of the barred speed range. As a consequence the relative uncertainty type A of the angular speed measurement varies from 6% for the engine operating close to barred speed range to 1% (Fig. 1). As long as the engine indication is carried out far outside the resonant speed range

czujnika ciśnienia, zjawisko rezonansu słupa gazu w kanale indykatorowym, jakość układu do pomiaru ciśnień oraz wpływ gwałtownych zmian temperatury i stan samego kanału indykatorowego [3].

Do budowy indykatorów przeznaczonych do zastosowania w przemyśle okrętowym najczęściej stosuje się piezoelektryczne czujniki ciśnienia, których nieliniowość nie przekracza zwykle 1% zakresu pomiarowego. Układy wzmacniające i kondycjonujące sygnał pomiarowy przeważnie charakteryzują się znacznie lepszymi parametrami, więc ich wpływ na niepewność pomiaru może być pominięty. Wówczas niepewność standardowa typu B pojedynczej próbki ciśnienia obliczana jest z zależności (7),

gdzie: $u_B(p_z)$ – niepewność standardowa typu B pomiaru pojedynczej próbki ciśnienia [Pa], R – zakres pomiarowy czujnika [Pa], Δp – błąd liniowości czujnika ciśnienia [%].

Aby wyznaczyć moc indykowaną, zmierzony przebieg ciśnienia jest całkowany względem przemieszczenia tłoka dS (równanie (2)). Zwykle całkowanie odbywa się numeryczną metodą trapezów, dlatego aby określić powierzchnię elementarnego trapezu, konieczne jest obliczenie wartości średniej p_{av} z dwóch sąsiadujących zmierzonych próbek ciśnienia p_z oraz p_{z+1} . Zbiory liczb obejmujące z kolejnych próbek ciśnienia są ze sobą skorelowane, przy czym współczynnik korelacji $r(p_{1+z-1}, p_{2+z})$ przyjmuje wartości bliskie jedności. Zatem do wyznaczenia niepewności wartości średniej p_{av} stosuje równanie dla danych skorelowanych [2] (8), gdzie: $u_B(p_{av})$ – niepewność standardowa typu B średniej z kolejnych par próbek ciśnienia [Pa].

Niepewność $u_B(p_{av})$ średniej kolejnych par próbek ciśnienia jest stała i zależy wyłącznie od właściwości układu pomiarowego, nie zaś od samej wartości zmierzonego ciśnienia. Wartość współczynnika korelacji r może być łatwo określona na podstawie zbioru próbek ciśnienia zarejestrowanych w cyklu pracy silnika.

4. Niepewność pomiaru czasu i prędkości

Wartość niepewności pomiaru prędkości kątowej wału korbowego jest ściśle powiązana z metodą pomiaru oraz właściwościami układu napędowego. Powszechnie stosowaną metodą wyznaczania prędkości jest pomiar częstotliwości impulsów z czujnika generującego sygnał jeden raz na obrót wału. Zakłada się przy tym, że prędkość kątowa w czasie pomiędzy kolejnymi zarejestrowanymi impulsami jest stała. Założenie takie jest dużym uproszczeniem, ponieważ dokładniejsze pomiary pokazują występowanie okresowych przyspieszeń i opóźnień prędkości kątowej wału korbowego podczas pojedynczego obrotu [5]. Takie fluktuacje prędkości określane są mianem niejednostajności biegu (lub nierównomierności prędkości obrotowej) silnika.

Pomiary przeprowadzone przez autora tej publikacji na pokładzie statku morskiego wskazują, że w odniesieniu do silnika wolnoobrotowego bezpośrednio napędzającego śrubę okrętową, niejednostajność biegu jest zmienna i może przekraczać 15% w pobliżu zakresu prędkości krytycznych. W konsekwencji względna niepewność typu A prędkości kątowej wału jest również zmienna i może osiągać wartości od 1% do 6% w pobliżu zakresu prędkości krytycznych

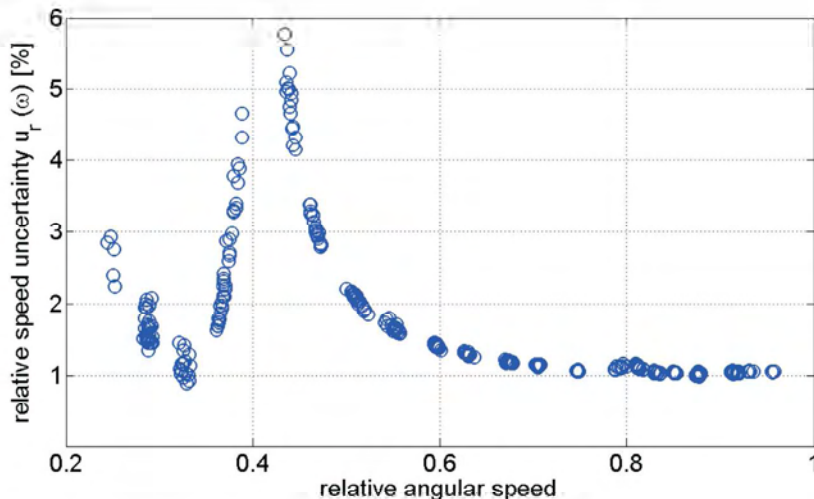


Fig. 1. MAN 6L70 ME-C engine angular speed measurement relative uncertainty
Rys. 1. Względna niepewność pomiaru prędkości kątowej silnika MAN 6L70 ME-C

the angular speed measurement relative uncertainty type A is close to 1% of the measured value.

In case of trunk piston engine the speed nonuniformity may be much different. Most of them are prepared for driving synchronous generators with constant speed, which implicates much stricter demands regarding the engine speed compared to slow speed engines. The measurements carried out by the author on Sulzer 6A1 20/24 engine revealed that the relative standard deviation of the crankshaft angular speed and consequently speed relative uncertainty type A was not exceeding the value of 0.4%.

The measuring equipment properties should be considered as well. If there is no specific uncertainty given, the speed measurement uncertainty can be determined in a simplified way. Most of the commercial marine indicators are able to scan engines with a maximum speed of 1500 rpm. In order to get at least 360 samples per revolution a minimum sampling rate of 9 kHz is required. Therefore the angular speed measurement is usually performed at sampling rate of 10–25 kHz. Assuming the worst case for the lower sampling rate of 10 kHz and the highest engine speed of 1500 rpm the speed measurement maximum error due to digitalization process is not exceeding 0.3%. However the operating speed of most of main propulsion engines is below 500 rpm and the error can be assumed as 0.1% or even less. If a uniform distribution model is applied again, the relative standard uncertainty of the speed measurement is in the range $u_{rA}(\omega) = 0.06\text{--}0.17\%$.

The combined speed measurement relative uncertainty can be found as a geometrical sum of two components:

$$u_{rC}(\omega) = \sqrt{u_{rA}^2(\omega) + u_{rB}^2(\omega)} \quad (9)$$

where: $u_{rC}(\omega)$ – the combined relative uncertainty of the speed measurement [%], $u_{rA}(\omega)$ – the speed measurement relative uncertainty (type A) due to the speed nonuniformity [%],

(rys. 1). Jeżeli prędkość badanego silnika jest wystarczająco różna od prędkości krytycznych, do obliczeń można przyjąć wartość względną niepewności prędkości kątowej typu A, wynoszącą 1% prędkości zmierzonej.

Dla bezwładzиковych silników średnioobrotowych niejednostajność biegu może znacznie się różnić od wartości charakteryzujących silniki wolnoobrotowe. Większość silników średnioobrotowych przystosowana jest do napędu prądnic synchronicznych ze stałą prędkością obrotową, co skutkuje wyższymi wymaganiami stawianymi w odniesieniu do ich prędkości w porównaniu do silników wolnoobrotowych. Pomiar przeprowadzone na silniku firmy Sulzer typu 6A1 20/24 wskazują, że względne odchylenie standardowe prędkości kątowej wału korbowego, czyli względna niepewność typu A tej prędkości kątowej, nie przekraczają wartości 0,4%.

Właściwości układu pomiarowego powinny być również uwzględnione. Jeżeli nie podano niepewności właściwej dla zastosowanego układu pomiarowego, może ona być określona w sposób uproszczony. Większość indykatorów stosowanych w żegludze umożliwia dokonywanie pomiarów na silnikach, których prędkość obrotowa nie przekracza 1500 obr/min. Aby możliwe było uzyskanie przynajmniej 360 próbek pomiarowych na jeden obrót wału korbowego, najmniejsza wymagana częstotliwość próbkowania sygnałów musi wynosić 9 kHz. Z tego względu w praktyce stosowane są zwykle częstotliwości próbkowania wynoszące 10 do 25 kHz. Przy założeniu skrajnie niekorzystnego przypadku, kiedy częstotliwość próbkowania wynosi 10 kHz, a prędkość obrotowa silnika wynosi 1500 obr/min, względny błąd pomiaru prędkości kątowej ze względu na częstotliwość próbkowania nie przekracza 0,3%. W większości jednak silniki napędu głównego statków pracują z prędkościami nieprzekraczającymi 500 obr/min i błąd ten wynosi wówczas zaledwie 0,1% lub mniej. Przy zastosowaniu ponownie modelu rozkładu równomiernego względna niepewność zmierzonej w ten sposób prędkości kątowej mieści się w zakresie $u_{rA}(\omega) = 0.06\text{--}0.17\%$.

Złożona względna niepewność może być obliczona jako suma geometryczna dwóch składników – wzór (9), gdzie: $u_{rC}(\omega)$ – złożona względna niepewność pomiaru prędkości kątowej [%], $u_{rA}(\omega)$ – względna niepewność pomiaru (typu A) prędkości kątowej ze względu na niejednostajność biegu silnika [%], $u_{rB}(\omega)$ – względna niepewność pomiaru prędkości kątowej ze względu na cyfrową metodę pomiaru [%].

W odniesieniu do wolnoobrotowych silników wodzиковych pracujących z prędkościami obrotowymi nieprzekraczającymi 150 obr/min, niepewność pomiaru ze względu na częstotliwość próbkowania nie przekracza wartości 5% niepewności spowodowanej zjawiskiem nierówno-

$u_{rB}(\omega)$ – the relative uncertainty of the speed measurement due to digitalization process [%].

In case of low speed, cross-head engines, operating at speed less than 150 rpm, the uncertainty due to digitalization process is less than 5% of the uncertainty due to nonuniformity, therefore the following simplification is reasonable:

$$u_{rC}(\omega) = u_{rA}(\omega) \quad (10)$$

As it was mentioned above, the minimum required sampling frequency is 10 kHz. That means there is a uniform probability that the measured signal is sampled inside the time span of $\Delta t = 100 \mu s$. Therefore the standard uncertainty of time measurement can be found with aid of uniform distribution:

$$u_{B}(t) = \frac{\Delta t}{2\sqrt{3}} = \frac{100 \mu s}{2\sqrt{3}} \cong 30 \mu s \quad (11)$$

where: $u_{r}(t)$ – time measurement standard uncertainty type B [s], Δt – the inverse of the sampling frequency of the analog signals [s].

5. Uncertainty of piston position

The piston position uncertainty can be estimated on the basis of the modified well known formula:

$$S(t) = r(1 - \cos(\omega t + \varphi_s)) + \\ + l \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2(\omega t + \varphi_s)} \right) \quad (12)$$

where: $S(t)$ – piston displacement as a time function [m], φ_s – phase shift angle [rad].

A new parameter – phase shift angle φ_s was introduced in that formula (this term was used in a similar meaning in [1]). It should be understood as a superposition of shaft lines manufacturing and assembling tolerances, the TDC pick-up installation precision, the dynamic errors from the torsional vibrations and the crankshaft under-load twisting. In case of a propulsion system of specific construction additional components may be added too. The phase shift angle is a result of the following equation:

$$\varphi_s = \varphi_c + \varphi_F + \varphi_p + \varphi_T + \varphi_V \quad (13)$$

where: φ_c – crank throw manufacturing and assembling tolerance [rad], φ_F – flying wheel marking and assembling tolerance [rad], φ_p – TDC pick-up installation accuracy [rad], φ_T – shaft under load twisting influence [rad], φ_V – torsional vibration influence [rad].

The expected value of every above mentioned angle components is zero. However every one of them is characterized by its own uncertainty (Tab. 1). Those uncertainties all together may have a significant impact on the final piston position uncertainty. In case of manufacturing tolerances a uniform distribution model of a measurand inside the tolerance range was applied for the standard uncertainty determination. Due to the fact, that there is little information about the distribution model of the shaft dynamic geometric

mierności biegu silnika. Z tego względu uzasadnione jest uproszczenie (10).

Jak wspomniano, minimalna wymagana częstość próbkowania sygnałów wynosi 10 kHz. Oznacza to, że próbka mierzonego sygnału może z równym prawdopodobieństwem być zarejestrowana w przedziale czasowym wynoszącym $\Delta t = 100 \mu s$ i dlatego niepewność standardową pomiaru czasu można wyznaczyć, korzystając z modelu rozkładu równomiernego (11), gdzie: $u_B(t)$ – niepewność standardowa typu B pomiaru czasu [s], Δt – odwrotność częstotliwości próbkowania sygnałów analogowych [s].

5. Niepewność określenia położenia tłoka

Niepewność związana z określeniem położenia tłoka silnika może być wyznaczona na podstawie zmodyfikowanego równania kinematyki tłoka (12).

gdzie: $S(t)$ – przemieszczenie tłoka w funkcji czasu [m], φ_s – kąt przesunięcia fazowego [rad].

W równaniu (12) wprowadzono nowy parametr, nazwany kątem przesunięcia fazowego φ_s (takie określenie, w zbliżonym znaczeniu, użyte już było w publikacji [1]). Parametr ten powinien być rozumiany jako złożenie wpływu dokładności wykonania i montażu linii wałów, dokładności montażu znacznika położenia GMP tłoka, wpływu drgań skrętnych wału korbowego oraz jego skrócenia wskutek obciążającego momentu obrotowego. W szczególnych przypadkach możliwe jest wprowadzanie dodatkowych składników kąta φ_s . Zatem kąt przesunięcia fazowego można zdefiniować jako sumę wymienionych wcześniej składników – wzór (13), gdzie: φ_c – tolerancja wykonania i montażu ramion korby wału [rad], φ_F – tolerancja montażu i oznakowania koła zamachowego [rad], φ_p – dokładność mocowania czujnika położenia GMP [rad], φ_T – wpływ skrócenia wału obciążonego momentem obrotowym [rad], φ_V – wpływ drgań skrętnych wału [rad].

Wartość oczekiwana każdego z wyżej wymienionych składników wynosi zero, ale każdy z nich charakteryzuje się pewną, właściwą sobie, niepewnością (tab. 1). To wypadkowa tych niepewności może mieć znaczący wpływ na ostateczną niepewność położenia tłoka silnika. W przypadku tolerancji wykonania i montażu elementów konstrukcyjnych silnika do wyznaczenia niepewności standardowej zastosowano model rozkładu równomiernego wielkości mierzonej mieszczącej się w dopuszczalnym przedziale pola tolerancji. Ze względu na znikomą ilość informacji na temat możliwego do zastosowania modelu rozkładu zmian geometrii wału korbowego wskutek drgań skrętnych i obciążenia momentem obrotowym, również zastosowano model rozkładu równomiernego. Ostatecznie niepewność standardowa kąta przesunięcia fazowego φ_s obliczana jest z zależności (14).

Przy zastosowaniu przedstawionych założeń wartość kąta przesunięcia fazowego i jego niepewności dla silników wodzikowych wynosi:

$$\varphi_s = (0.000 \pm 0.010) \text{ rad}$$

zaś dla silników bezwodzikowych:

$$\varphi_s = (0.000 \pm 0.011) \text{ rad.}$$

Przedstawione wartości niepewności mogą znacząco różnić się w indywidualnych przypadkach, wskazane jest

deformations the uniform distribution model was applied too. The final standard uncertainty of the phase shift angle can be calculated from formula:

$$u_B(\varphi_s) = \sqrt{u_B^2(\varphi_s) + u_B^2(\varphi_F) + u_B^2(\varphi_P) + u_B^2(\varphi_T) + u_B^2(\varphi_V)} \quad (14)$$

and a result for cross-head engines is:

$$\varphi_s = (0.000 \pm 0.010) \text{ rad}$$

whilst for trunk piston engines:

$$\varphi_s = (0.000 \pm 0.011) \text{ rad.}$$

The values of both uncertainties may vary greatly from engine to engine and for every case an individual thorough analysis should be carried out.

6. Overall indicated power uncertainty determination

As an example for calculations, two engines of different construction were chosen:

- trunk piston engine Hyundai Himsen H25/33,
- cross-head engine MAN K90 MC-C.

The measurement of a single cylinder indicated power, carried out by means of a commercially available digital indicator, was analyzed. The total indicated power uncertainty type B can be considered as a combined uncertainty of two sources. The first is a combined uncertainty with respect to every single variable included in equations (1), (2) and (12). This part of the indicated power uncertainty can be named the uncertainty of category I. The second one is a direct result of the non-zero value of the phase shift angle uncertainty $u_B(\varphi_s)$. This part of the indicated power uncertainty can be named the uncertainty of category II.

In order to determine the category I uncertainty the piston position measurement uncertainty $u_B(S)$ was calculated initially:

$$u_B(S) = \sqrt{\left(\frac{\partial S(t)}{\partial t} u_B(t)\right)^2 + \left(\frac{\partial S(t)}{\partial \omega} u_c(\omega)\right)^2 + \left(\frac{\partial S(t)}{\partial \varphi_s} u_B(\varphi_s)\right)^2 + \left(\frac{\partial S(t)}{\partial r} u_B(r)\right)^2 + \left(\frac{\partial S(t)}{\partial l} u_B(l)\right)^2} \quad (15)$$

where: $u_B(S)$ – piston position determination standard uncertainty type B [m], $S(t)$ – piston displacement as a function of time [m],

The value of $u_B(S)$ is independent from the instant piston position providing the crankshaft angular speed is assumed constant, therefore uncertainties of the consecutive piston positions S_i are equal:

$$u_B(S_i) = u_B(S_{i+1}) = u_B(S) \quad (16)$$

The elementary piston displacement dS_i between the consecutive samples can be found as a difference:

Table 1. The tolerances and standard uncertainties of the phase shift angle components with description

Tabela 1. Tolerancje i niepewności standardowe składników kąta przesunięcia fazowego wraz z opisem

Angle name/ kąt	Tolerance or maximal error/tolerancje lub błąd $\Delta\varphi$	Standard uncertainty/ niepewność standardowa $u_B(\varphi)$	Characteristic/charakterystyka
φ_c	$\pm 0.5^\circ$	$\pm 0.29^\circ$	Crank throw manufacturing and assembling tolerance. The manufacturing tolerance varies from $\pm 0.1^\circ$ to $\pm 0.5^\circ$ independently from the type, size, power, or manufacturer of the engine/ Tolerancja wykonania i montażu ramion wykorbień wału korbowego: zwykle mieści się w przedziale $\pm 0.1^\circ$ do $\pm 0.5^\circ$, jest niezależna od producenta, typu czy wielkości silnika.
φ_e	$\pm 0.5^\circ$	$\pm 0.29^\circ$	Flying wheel marking and assembling tolerance. It was assumed that the marking and assembling of flying wheel should not exceed the tolerance of the crankshaft manufacturing/ Tolerancja osadzenia na wale i znakowania koła zamachowego. Przyjęto, że nie powinna ona przekraczać wartości odchyłek dla wykonania i montażu wału korbowego.
φ_p	$\pm 0.2^\circ$ to $\pm 0.5^\circ$	$\pm 0.12^\circ$ to $\pm 0.29^\circ$	TDC pick-up installation accuracy. If installation of the TDC pick-up is done by the ship's crew with the utmost care, the accuracy can be of $\pm 0.5^\circ$ for trunk piston engines and $\pm 0.2^\circ$ for cross-head engines. The difference comes mainly from the flying wheel diameter/ Dokładność montażu znacznika położenia GMP łoka. Można założyć, że montaż czujnika przeprowadzony przez załogę statku, przy zachowaniu najwyższej staranności, pozwala osiągnąć dokładność rzędu $\pm 0.5^\circ$ na silnikach bezwodzikowych oraz $\pm 0.2^\circ$ na silnikach wodzikowych. Różnica wynika głównie ze średnicy koła zamachowego.
φ_s	0° to 0.5°	0.14°	Shaft under load twisting influence. In [4] the crankshaft underload twist of 0.2° at 50% of a nominal torque was observed. In [1] the significance of that twisting is shown, which is estimated at 0.2° , however it concerns small tractor engines. For marine engines with much less stiffness it was assumed at 0.5° for nominal torque/ Kąt wynikający ze skrócenia wału pod wpływem przyłożonego obciążenia momentem obrotowym. W pracy [5] stwierdzono wartość kąta skrócenia wału korbowego wynoszącą 0.2° przy obciążeniu wynoszącym 50% wartości obciążenia nominalnego. W pracy [1] wykazano istotne znaczenie skrócenia wału korbowego, które oszacowano na 0.2° dla silników trakcyjnych. Dla silników okrętowych, których wały korbowe charakteryzują się znacznie niższą sztywnością, przyjęto wartość skrócenia wynoszącą 0.5° przy obciążeniu momentem nominalnym.
φ_v	$\pm 0.57^\circ$	$\pm 0.33^\circ$	Torsional vibration influence. It was assumed on the basis of Geislinger torsional vibration monitoring system where the alarm setpoint value is preset usually at ± 10 mrad ($\pm 0.57^\circ$) / Kąt wynikający z wpływu zjawiska drgań skrętnych wału korbowego. Przyjęto wartość progu alarmowego układu do monitorowania drgań skrętnych firmy Geislinger, który zwykle ustawiany jest na wartość ± 10 mrad ($\pm 0.57^\circ$).

$$dS_i = S_{i+1} - S_i \quad (17)$$

Due to the fact that the consecutive piston positions are strongly correlated, with a correlation coefficient $r(S_{1+i-1}, S_{2+i})$ approaching to unity, the elementary piston displacement uncertainty $u_B(dS)$ can be determined from the formula for non-independent input data:

$$u_B(dS) = \sqrt{u_B^2(S) + u_B^2(S) + 2u_B(S) \cdot u_B(S) \cdot r(S_{1+i-1}, S_{2+i})} \quad (18)$$

The uncertainty of the integer $\int pdS$ (equation 2) can be evaluated as a geometric sum of the elementary trapezoids surface uncertainties:

$$u_B(\int pdS) = \sqrt{(p_{av} \cdot u_B(dS))^2 + (dS \cdot u_B(p_{av}))^2} \quad (19)$$

and further:

$$u_B(\int pdS) = \sqrt{\sum_{i=1}^n (u_B(p_i dS_i))^2} \quad (20)$$

Consequently the uncertainty of the indicated work:

$$u_B(L_i) = \sqrt{(A \cdot u_B(\int pdS))^2 + (\int pdS \cdot u_B(A))^2} \quad (21)$$

where: $u_B(L_i)$ – indicated work standard uncertainty type B [J].

The indicated power uncertainty of category I, based on the formula (1), can be determined as follows:

$$u_{B_I}(P_i) = \sqrt{\left(\frac{\partial P_i}{\partial L_i} u_B(L_i)\right)^2 + \left(\frac{\partial P_i}{\partial \omega} u_B(\omega)\right)^2} \quad (22)$$

where: $u_{B_I}(P_i)$ – indicated power standard uncertainty type B, category I [W].

For the purpose of category II indicated power uncertainty determination the indicated power is to be calculated for three cases. The first case is for the expected zero – value of φ_s . The second and third cases are for its two boundary values, being in fact the phase shift angle uncertainties. For this purpose two additional courses of piston position should be found respectively for the lower and for the upper boundary value of $u_B(\varphi_s)$:

$$S(t) = r \left(1 - \cos(\omega t \pm u_B(\varphi_s)) \right) + 1 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{1}\right)^2 \sin^2(\omega t \pm u_B(\varphi_s))} \right) \quad (23)$$

Two additional indicated powers can be defined as:

$P_{i@-u_B(\varphi_s)}$ – indicated power for the lower phase shift angle uncertainty boundary,

$P_{i@+u_B(\varphi_s)}$ – indicated power for the upper phase shift angle uncertainty boundary.

więc przeprowadzenie szczegółowej analizy dla każdego przypadku układu napędowego.

6. Wyznaczanie całkowitej niepewności mocy indykowanej

Obliczenia przeprowadzono na przykładzie dwóch silników okrętowych różnej konstrukcji:

- bezwodzikowego silnika Hyundai Himsen H25/33,
- wodzikowego silnika MAN K90 MC-C.

Przeanalizowano dane z pomiaru mocy indykowanej pojedynczego cylindra za pomocą typowego przemysłowego indykatora cyfrowego. Całkowita niepewność mocy indykowanej typu B była rozpatrywana jako złożenie niepewności dwóch rodzajów. Pierwszą jest złożona niepewność ze względu na niepewność poszczególnych wielkości występujących w równaniach (1), (2) i (12). Ta część niepewności mocy indykowanej została określona niepewnością rodzaju I. Drugą z nich jest niepewność wynikająca bezpośrednio z istnienia niezerowej wartości niepewności kąta przesunięcia fazowego $u_B(\varphi_s)$. Ta część niepewności mocy indykowanej została określona niepewnością rodzaju II.

Do wyznaczenia niepewności rodzaju I obliczono niepewność wyznaczenia położenia tłoka $u_B(S)$ – równanie (15), gdzie: $u_B(S)$ – niepewność standardowa typu B wyznaczenia położenia tłoka [m], $S(t)$ – przemieszczenie tłoka w funkcji czasu [m].

Wartość niepewności $u_B(S)$ jest niezależna od chwilowego położenia tłoka przy założeniu, że prędkość kątowna wału korbowego jest stała, dlatego można przyjąć upraszczające założenie, że niepewności kolejnych obliczonych położań tłoka S_i wynikających z cyfrowego charakteru pomiaru są sobie równe (16).

Wartość elementarnego przesunięcia tłoka dS_i pomiędzy jego kolejnymi obliczonymi położeniami wyznaczana jest z różnicy (17).

Ponieważ zbiory kolejnych położań tłoka są silnie skorelowane ze współczynnikiem korelacji $r(S_{1+i-1}, S_{2+i})$ bliskim jedności, niepewność elementarnego przesunięcia tłoka $u_B(dS)$ może być wyznaczona za pomocą równania dla skorelowanych wielkości wejściowych (18).

Niepewność całki $\int pdS$ (równanie (2)) można wyznaczyć jako geometryczną sumę niepewności powierzchni elementarnych trapezów (19) i (20).

Konsekwentnie niepewność pracy indykowanej wyznaczana jest z zależności (21), gdzie: $u_B(L_i)$ – niepewność standardowa typu B pracy indykowanej [J].

Niepewność mocy indykowanej rodzaju I, opierając się na równaniu (1), można ostatecznie wyznaczyć z równania (22), gdzie: $u_{B_I}(P_i)$ – niepewność standardowa mocy indykowanej typu B, I rodzaju [W].

Aby możliwe było określenie wartości niepewności mocy indykowanej rodzaju II, należy wyznaczyć moc indykowaną dla trzech przypadków. W pierwszym obliczenia prowadzi się dla oczekiwanej wartości kąta przesunięcia fazowego φ_s wynoszącej zero. W dwóch kolejnych przypadkach do obliczeń przyjmuje się wartości graniczne tego kąta, będące w rzeczywistości wartościami jego niepewności $u_B(\varphi_s)$.

Table 2. The results of calculated partial uncertainties and the final uncertainty of the measured indicated power

Tabela 2. Wyniki obliczonych niepewności cząstkowych oraz końcowe niepewności mocy indykowanej

Step of calculations/etap obliczeń	Result/wyniki	
	H25/33 engine/silnik	K90 MC-C engine/silnik
Relative load/względne obciążenie	59% MCR	80% MCR
$\frac{\partial S}{\partial \alpha} u_B(\alpha)$	10.2 μm	8.40 μm
$\frac{\partial S}{\partial \omega} u_c(\omega)$	1.00 μm	5.20 μm
$\frac{\partial S}{\partial \varphi_s} u_B(\varphi_s)$	39.4 μm	274 μm
$\frac{\partial S}{\partial r} u_B(r)$	< 1.00 μm	< 1.00 μm
$\frac{\partial S}{\partial l} u_B(l)$	< 1.00 μm	< 1.00 μm
$u_B(S)$	40.7 μm	274 μm
$u_B(dS)$	1.00 μm	4.80 μm
L_i	23.9 kJ	2360 kJ
$u_B(L_i)$	$\pm 1.00 \text{ kJ} (\pm 2.40 \%)$	$\pm 53.3 \text{ kJ} (\pm 2.3 \%)$
P_i	182 kW	3850 kW
$u_{B1}(P_i)$	$\pm 8.9 \text{ kW} (\pm 4.9 \%)$	$\pm 95 \text{ kW} (\pm 2.5 \%)$
$u_{BII}(P_i)$	$\pm 8.6 \text{ kW} (\pm 4.7 \%)$	$\pm 160 \text{ kW} (\pm 4.1 \%)$
$u_c(P_i)$	$\pm 12 \text{ kW} (\pm 6.8 \%)$	$\pm 180 \text{ kW} (\pm 4.8 \%)$

The difference between indicated power calculated for $\varphi_s = 0$, and indicated power calculated for $\varphi_s = \pm u_B(\varphi_s)$ respectively can be defined as the indicated power uncertainty due to phase shift angle φ_s . Both values may differ due to asymmetric pressure flow in relation to TDC. Simplification of the calculations seems to be a good reason to determine category II indicated power uncertainty as an average:

$$u_{BII}(P_i) = \frac{|P_i - P_{i@-u_B(\varphi_s)}| + |P_i - P_{i@+u_B(\varphi_s)}|}{2} \quad (24)$$

where: $u_{BII}(P_i)$ – indicated power standard uncertainty type B, category II [W], P_i – indicated power for expected value of the phase shift angle $\varphi_s = 0$, $P_{i@-u_B(\varphi_s)}$ – indicated power for the lower phase shift angle uncertainty boundary, $P_{i@+u_B(\varphi_s)}$ – indicated power for the upper phase shift angle uncertainty boundary.

The total combined indicated power standard uncertainty comes from the law of propagation of uncertainty:

$$u_{cB}(P_i) = \sqrt{u_{B1}(P_i)^2 + u_{BII}(P_i)^2} \quad (25)$$

where: $u_{cB}(P_i)$ – overall indicated power standard uncertainty type B [W].

In the case where the indicator is capable of determining the indicated power for every singular engine cycle of the measured series, the uncertainty of type A may be taken into account:

W tym celu konieczne jest wyznaczenie przebiegu przesunięcia tłoka odpowiednio dla dolnej i górnej wartości niepewności $u_B(\varphi_s)$ – równanie (23).

Dwie dodatkowo obliczone wartości mocy indykowanej można opisać w następujący sposób:

$P_{i@-u_B(\varphi_s)}$ – moc indykowana dla dolnej granicy niepewności kąta przesunięcia fazowego,

$P_{i@+u_B(\varphi_s)}$ – moc indykowana dla górnej granicy niepewności kąta przesunięcia fazowego.

Różnica pomiędzy wartością mocy indykowanej obliczonej dla $\varphi_s = 0$ a mocą indykowaną wyznaczoną odpowiednio dla $\varphi_s = \pm u_B(\varphi_s)$ może być rozumiana jako niepewność mocy indykowanej ze względu na kąt przesunięcia fazowego φ_s . Wartości obu różnic mogą się różnić ze względu na niesymetryczność przebiegu ciśnienia względem GMP. Uproszczenie obliczeń wydaje się jednak wystarczającym argumentem, aby wartość niepewności mocy indykowanej rodzaju II wyznaczać jako średnią arytmetyczną tych wartości (24), gdzie: $u_{BII}(P_i)$ – niepewność standardowa mocy indykowanej typu B, II rodzaju [W], P_i – moc indykowana dla oczekiwanej wartości kąta przesunięcia fazowego $\varphi_s = 0$, $P_{i@-u_B(\varphi_s)}$ – moc indykowana dla dolnej granicy niepewności kąta przesunięcia fazowego, $P_{i@+u_B(\varphi_s)}$ – moc indykowana dla górnej granicy niepewności kąta przesunięcia fazowego.

Całkowita, złożona niepewność standardowa mocy indykowanej wyznaczana jest za pomocą prawa propagacji niepewności (25), gdzie: $u_{cB}(P_i)$ – całkowita niepewność standardowa mocy indykowanej typu B [W].

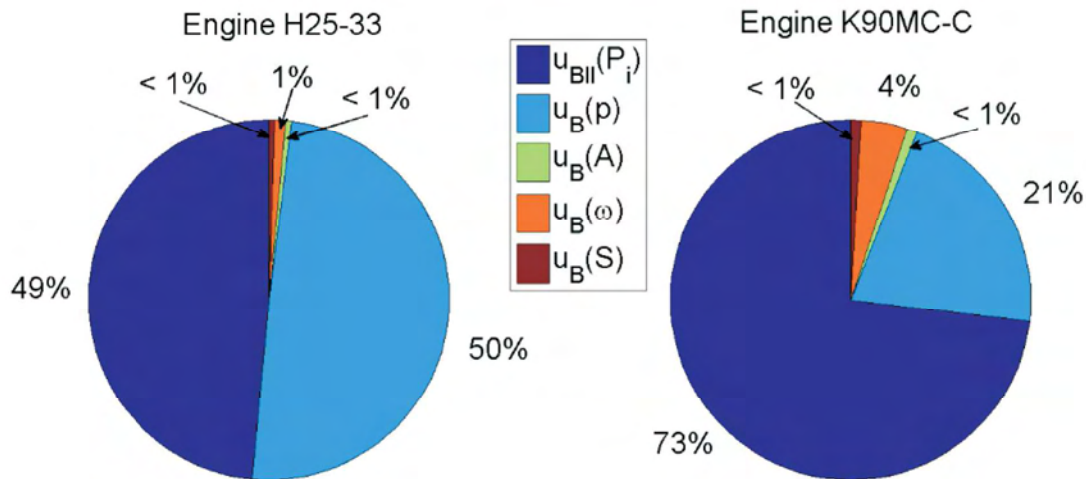


Fig. 2. Indicated power uncertainty structure for trunk piston engine type H25-33 and for crosshead engine type K90MC-C; $u_{BII}(P_i)$ – indicated power uncertainty type B category II, $u_B(p)$ – in-cylinder pressure uncertainty, $u_B(A)$ – piston surface uncertainty, $u_B(\omega)$ – crankshaft angular speed uncertainty; $u_B(S)$ – piston position uncertainty

Rys. 2. Struktura niepewności mocy indykowanej silnika bezwodzikowego H25-33 i silnika wodzikowego K90MC-C; $u_{BII}(P_i)$ – niepewność mocy indykowanej typu B rodzaju II, $u_B(p)$ – niepewność pomiaru ciśnienia wewnątrz cylindrowego, $u_B(A)$ – niepewność wyznaczenia powierzchni denka tłoka, $u_B(\omega)$ – niepewność pomiaru prędkości kątowej wału korbowego; $u_B(S)$ – niepewność wyznaczenia położenia tłoka

$$u_c(P_i) = \sqrt{u_{BII}(P_i)^2 + u_{BI}(P_i)^2 + u_A(P_i)^2} \quad (26)$$

where: $u_c(P_i)$ – overall complex indicated power standard uncertainty [W], $u_A(P_i)$ – indicated power standard uncertainty type A [W].

The results of a calculation for real engines and real data from a commercial indicator are presented in Table 2. The standard uncertainties are calculated for the estimated confidence level of 68%.

Additionally the structure of the uncertainties for both engines is shown on Figure 2. In order to facilitate the evaluation of the contribution of certain basic components in the overall indicated power uncertainty, the uncertainty $u_{BI}(P_i)$ of the category I was split into: $u_B(p)$, $u_B(A)$, $u_B(\omega)$, $u_B(S)$. The domination of two sources of uncertainty: uncertainty type B category II – $u_{BII}(P_i)$ and the in-cylinder pressure measurement uncertainty $u_B(p)$ is noticeable.

7. Summary

There is no standardized method of the indicated power uncertainty determination available. A fast development of the measurement methods as well as the marine engines control and automation systems seem to be a good reason for the systematization of uncertainty determination. In order to develop an algorithm suitable for application in industrial conditions it was necessary to introduce the division of the indicated power uncertainty type B into category I and II. Some parameters (Table 1) which are usually difficult to measure can be assumed based on the personnel experience or knowledge of the specific engine construction and load. It is noticeable that the piston position uncertainty $u_B(S)$ is influenced mainly by the phase shift angle uncertainty $u_B(\varphi_p)$. Therefore the value of $u_B(\varphi_p)$ becomes the main determinant

Gdy indykator umożliwia określenie mocy indykowanej każdego z serii zmierzonych cykli pracy, możliwe jest również uwzględnienie niepewności typu A – równanie (26), gdzie: $u_c(P_i)$ – całkowita, złożona niepewność standardowa mocy indykowanej [W], $u_A(P_i)$ – niepewność standardowa typu A pomiaru mocy indykowanej [W].

Wyniki obliczeń przeprowadzonych na podstawie rzeczywistych danych silników uzyskane za pomocą przemysłowego indykatora zebrano w tabeli 2. Niepewności standardowe wyznaczono dla szacunkowej wartości poziomu ufności wynoszącego 68%. Ponadto na rysunku 2 przedstawiono strukturę całkowitej, złożonej niepewności standardowej dla obydwu silników. Aby ułatwić ocenę udziału składników w ogólnej wartości niepewności mocy indykowanej, wartość niepewności $u_{BI}(P_i)$ rodzaju I celowo została rozbita na poszczególne niepewności jej podstawowych składników, zgodnie z równaniami (21) i (22): $u_B(p)$, $u_B(A)$, $u_B(\omega)$, $u_B(S)$. Wyraźnie zauważalna jest dominacja dwóch źródeł niepewności: typu B rodzaju II – $u_{BII}(P_i)$ oraz niepewność pomiaru ciśnienia wewnątrz cylindrowego $u_B(p)$.

7. Podsumowanie

Nie istnieje standardowa metoda wyznaczania niepewności mocy indykowanej. Usystematyzowanie metody jej wyznaczania uzasadnia szybki rozwój metod pomiarowych, a zwłaszcza rozwój metod kontroli i sterowania pracą silników okrętowych. Opracowanie algorytmu obliczeniowego nadającego się do zastosowania w warunkach przemysłowych wymusiło konieczność wprowadzenia podziału niepewności mocy indykowanej typu B na niepewność rodzaju I oraz niepewność rodzaju II. Niektóre wielkości (tab. 1), zwykle trudne do zmierzenia, mogą być oszacowane na podstawie doświadczenia i wiedzy osób wykonujących

of the value of both categories I and II of indicated power uncertainties. The second biggest source of indicated power uncertainty is the uncertainty of the in-cylinder pressure measurement. Especially in case where the measurement is carried out in unfavorable conditions, like pressure resonance in a long indicating channel or when the measuring range of the pressure sensor is much greater than the measured values, the influence of this uncertainty may be comparable with $u_{\text{BII}}(P_i)$. In order to reduce the overall uncertainty of the determined indicated power mainly the uncertainty of the measured pressure and uncertainty of the phase shift angle should be reduced.

The practical advantage of the presented method of uncertainty evaluation is that it can be easily applied in the algorithms of typical digital indicators. It would be sufficient to allow personnel to input a few additional data characterizing the engine and the measuring equipment as well as estimated parameters such as TDC pick-up installation accuracy which can be subjectively evaluated by the measurer.

miar na temat szczególnych uwarunkowań konstrukcji i obciążenia silnika. Warto podkreślić, że na niepewność położenia tłoka $u_B(S)$ ma wpływ głównie niepewność kąta przesunięcia fazowego $u_B(\varphi_s)$, dlatego wartość $u_B(\varphi_s)$ jest dominującym składnikiem obydwu niepewności mocy indykowanej: rodzaju I oraz rodzaju II. Drugim co do wielkości źródłem niepewności mocy indykowanej jest niepewność pomiaru ciśnienia wewnątrz cylindrowego. Przybiera ona na znaczeniu w szczególności wtedy, gdy pomiar dokonywany jest w niekorzystnych warunkach, jak pojawianie się rezonansu gazu w długim kanale indykatorowym, lub gdy zakres pomiarowy czujnika ciśnienia jest znacznie większy niż wartość mierzonych ciśnień. Wówczas niepewność wynikająca z pomiaru ciśnienia może być porównywalna do niepewności $u_{\text{BII}}(P_i)$. W celu zminimalizowania całkowitej niepewności wyznaczonej mocy indykowanej należy skupić się głównie na redukcji niepewności tych dwóch składników: niepewności kąta przesunięcia fazowego oraz niepewności ciśnienia cylindrowego.

Prezentowana metoda wyznaczania niepewności mocy indykowanej może być łatwo zaimplementowana w oprogramowaniu typowych indykatorów przemysłowych, co stanowi jej dużą zaletę. W oprogramowaniu indykatora wystarczające byłoby umożliwienie wprowadzenia dodatkowych danych charakteryzujących przyrządy pomiarowe, silnik oraz dane szacunkowe, jak np. dokładność mocowania czujnika GMP oceniona subiektywnie przez dokonującego pomiaru.

Bibliography/Literatura

- [1] Brown W.L. Methods for evaluating requirements and errors in cylinder pressure measurement. SAE Technical Paper, nr 670008. 1967.
- [2] International Organization for Standardisation, Guide to the expression of uncertainty in measurement, 1995, ISBN 92-67-10188-9.
- [3] Lutowicz M., Cuper D. Influence of indicator valve channel tightness and loss of patency on the parameters values image obtained from indicator diagram. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol.18, No 3, s. 61-66, Warszawa 2011.
- [4] Kowalak P. Experimental determination of low speed diesel engine crankshaft twisting. Journal of Polish CIMAC, Vol.3, No.2. s. 9-13, Warsaw. 2008. ISSN 1231-3998.
- [5] Kowalak P. Speed irregularity characteristic of low speed, two-stroke marine diesel engine applied as vessel's main propulsion. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol.15, No. 4. s. 263-268. Warsaw 2008. ISSN 1231-4005.
- [6] Staś M.J. An universally applicable thermodynamic method for TDC determination. SAE Technical Papers, nr 2000-01-0561. 2000.
- [7] Tazerout M., Le Corre O., Rousseau S. TDC determination in IC engines based on the thermodynamic analysis of the temperature-entropy diagram. SAE Technical Paper, nr 1999-01-1489. 1999.
- [8] Wajand J. Pomiary szybkozmiennych ciśnień w maszynach tłokowych. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1974.
- [9] Walter T., Gossweiler C., Willson B. Application of an improved model for the determination of acoustic resonances in indicator passages for combustion pressure measurements. ASME 2006 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference, Paper No. ICES2006-1373, s. 769-779, Aachen 2006. ISBN 0-7918-4206-1.
- [10] Wimmer A., Glaser J. Indykowanie silnika. Instytut Zastosowań Techniki Sp. z o.o. Warszawa 2004. ISBN 83-88691-20-1.

Przemysław Kowalak, DEng. – Marine Chief Engineer – doctor in the Chair of Marine Engines, Faculty of Marine Engineering at Maritime University of Szczecin.

Dr inż. Przemysław Kowalak, starszy mechanik okrętowy – adiunkt w Zakładzie Silników Okrętowych, Wydziału Mechanicznego Akademii Morskiej w Szczecinie.

e-mail: p.kowalak@am.szczecin.pl



Assessment of parameters of the hybrid drive system in vehicles in urban traffic conditions

Continuously increasing share of the hybrid and electric vehicles in the global automotive market justifies the need for detailed analysis of the operational effectiveness of these drive systems. The aim of the study was to assess the operational conditions of the combustion engines and electric motors in hybrid drive systems – full hybrid – of the motor vehicles in urban traffic conditions. Variety of designs of such drive systems is related to the high voltage batteries used and the way of charging them. The road tests were conducted in Warsaw (urban traffic conditions) by recording the operational parameters of three vehicles and their driving systems. The conditions of operation of the combustion engine and electric motors along with the values of their high voltage battery charge level were related to the test routes. The analysis of the relative shares of engine and motor operation time in the total time of vehicle operation in urban traffic conditions was conducted. The scope of operation of the hybrid drive system utilizing only electric propulsion system was determined. The relations between the operational indexes of the hybrid propulsion (combustion engine and electric motor) in real traffic conditions and the charge level of batteries, current speeds and accelerations were shown.

Key words: hybrid drive systems, combustion engine, electric motor, regenerative braking, real traffic conditions

Ocena parametrów pracy układu napędu hybrydowego pojazdów w warunkach ruchu miejskiego

Zwiększająca się liczba pojazdów hybrydowych oraz elektrycznych w światowym rynku motoryzacyjnym wskazuje na celowość szczegółowej analizy efektywności pracy tych napędów. Celem badań opisanych w artykule była ocena warunków pracy silników spalinowych i elektrycznych w układach napędu hybrydowego – full hybrid pojazdów samochodowych w warunkach ruchu miejskiego. Różnorodność konstrukcji takich napędów jest związana z zastosowanymi akumulatorami wysokonapięciowymi oraz sposobem ładowania tych akumulatorów. Badania drogowe prowadzono na terenie Warszawy (warunki miejskie), rejestrując parametry ruchu trzech pojazdów i ich układów napędowych. Warunki pracy silników spalinowych i elektrycznych wraz z wartościami stopnia naładowania akumulatorów wysokonapięciowych odniesiono do tras przejazdu. Dokonano analizy względnych udziałów czasu pracy silników (spalinowego i elektrycznego) w całkowitym czasie eksploatacji w warunkach ruchu miejskiego. Określono zakresy pracy układu napędowego hybrydowego wykorzystującego tylko układ napędu elektrycznego. Wykazano zależność wskaźników pracy napędu hybrydowego (silników spalinowego i elektrycznego) podczas rzeczywistych warunków ruchu od stopnia naładowania akumulatorów oraz od aktualnych prędkości i przyspieszeń pojazdu.

Słowa kluczowe: układy napędu hybrydowego, silnik spalinowy, silnik elektryczny, hamowanie regeneracyjne, rzeczywiste warunki ruchu

1. Introduction and the aim of the research

Operating conditions of the drive systems of vehicles moving within the area of modern urban agglomerations and out of town vary. Driving in urban conditions involves phases of vehicle starting and stopping. Often these phases are separated by a phase of halting. The frequency of occurrence of these phases is high and their value depends on the time of day, flow capacity of the communication routes etc. Under these conditions, in the classic vehicle, the thermal engine operates within a wide range of changes of power, speed and in consequence – efficiency. The general power efficiency of the classic propulsion is impaired by irreversible conversion of the vehicle kinetic energy into heat during braking process. The movement of vehicles away from the city, on the other hand, is characterized by relatively stable operation of the drive system. Such significant differences between urban and out-of-the city traffic conditions make the highly-effective operation of the drive system impossible. For this reason, utilization

1. Wstęp. Cel badań

Warunki pracy układów napędowych pojazdów poruszających się w obszarach współczesnych aglomeracji miejskich oraz poza miastami są różne. W miastach występują fazy ruszania i zatrzymania pojazdu. Często fazy te oddziela faza postoju. Częstotliwość pojawiania się faz jest duża, a ich wartość zależy od pory dnia, przepustowości tras komunikacyjnych itp. W tych warunkach w klasycznym napędzie pojazdu silnik cieplny pracuje w znacznym zakresie zmian mocy, prędkości obrotowej i w konsekwencji sprawności. Ogólną sprawność energetyczną klasycznego napędu pogarsza nieodwracalna zamiana energii kinetycznej pojazdu na ciepło podczas procesu hamowania. Ruch międzymiastowy natomiast charakteryzuje względnie stabilna praca układu napędowego. Znaczące zróżnicowanie warunków ruchu miejskiego i międzymiastowego uniemożliwia wysokosprawną pracę układu napędowego. Z tego powodu zastosowanie układu napędu hybrydowego może przyczynić się do zmiany niekorzystnych warunków pracy silnika spalinowego. Polega

of the hybrid drive system can contribute to the change of the adverse operating conditions of the combustion engine. It involves the use of combustion engine only in specific situations – lack of the required power on wheels while using electric motor. These postulates are justified also by the fact that the quantitative share of the urban traffic conditions is often prevailing in the total balance of the vehicle movement conditions [8].

Currently in Europe 12 countries (Belgium, Denmark, France, Greece, Ireland, Italy, Malta, the Netherlands, Portugal and Spain) meet the carbon dioxide emission limits valid from 2015 (below 130 g/km). In the Netherlands and Greece this emission is the lowest, respectively 109.1 and 111.9 g/km [9].

Emission of carbon dioxide from vehicles is strictly related to their mass. The target limits determined for 2020 (90 g/km) mean the necessity of reduction of emissions by approximately 27% (Fig. 1).

The sale of hybrid vehicles began in Japan in 1997 – then 300 vehicles were sold [13]. In the years 2005-2008 the largest recipient of such vehicles was the American market, with the share in the market exceeding 60% (Fig. 2). Currently the share of sale of hybrid vehicles by Toyota in Europe amounts to a little more than 12% (period I-IX 2014), while in American market – to about 26%, and in Japan – 55%. In the years 2012-2013 sold over 1220 thousand vehicles a year.

The research on vehicles with the hybrid drive system, apart from the road tests and tests on the test bench [3, 6] involved also simulations related to optimization of such a drive system. Simulations concerning determination of the optimum settings of electric system required to achieve the maximum efficiency [7] allow for significant savings as far as the time of conducting tests is concerned. The tests on managing the cooling system (warm-up strategy) of the Opel Ampera vehicle were conducted with the use of GT-

to na jego wykorzystaniu jedynie w określonych sytuacjach – braku wymaganej mocy na kołach podczas wykorzystania napędu elektrycznego. Słuszność tych postulatów uzasadnia także to, że najczęściej ilościowy udział ruchu miejskiego jest przeważający w ogólnym bilansie ruchu pojazdu [8].

W Europie obecnie 12 krajów (Belgia, Dania, Francja, Grecja, Irlandia, Włochy, Malta, Holandia, Portugalia i Hiszpania) spełnia limity emisji dwutlenku węgla obowiązujące od 2015 roku (poniżej 130 g/km). Holandia i Grecja mają tę emisję najmniejszą, odpowiednio 109,1 i 111,9 g/km [9].

Emisja dwutlenku węgla z pojazdów jest ściśle powiązana z ich masą. Docelowe wartości wyznaczone na 2020 rok (90 g/km) oznaczają konieczność ograniczenia emisji o około 27% (rys. 1).

Sprzedaż pojazdów hybrydowych rozpoczęła się w Japonii w 1997 roku – sprzedano wówczas około 300 pojazdów [13]. W latach 2005-2008 największym odbiorcą tych pojazdów był rynek amerykański – ponad 60% (rys. 2). Obecnie udział Europy w sprzedaży pojazdów hybrydowych firmy Toyota wynosi nieco ponad 12% (styczeń–wrzesień 2014 r.), rynek amerykański – około 26%, a japoński – 55%. W latach 2012-2013 sprzedano rocznie ponad 1220 tys. pojazdów hybrydowych tej firmy.

Prace dotyczące pojazdów z układem napędu hybrydowego, oprócz badań drogowych i stanowiskowych [3, 6], obejmują również symulacje związane z optymalizacją takiego układu napędowego. Symulacje dotyczące określenia optymalnych nastaw układów elektrycznych w celu osiągnięcia maksymalnych sprawności [7] wskazują na znaczne oszczędności czasu prowadzenia badań. Badania związane z zarządzaniem układem chłodzenia (strategia nagrzewania) pojazdu Opel Ampera prowadzono z wykorzystaniem oprogramowania GT-Suite. Rezultatem było uzyskanie około 15-procentowego zmniejszenia zużycia paliwa w teście NEDC oraz około 80-procentowe zmniejszenie wydzielania ciepła z układu elektrycznego (z wartości 0,5 kWh do 0,1 kWh) przez skrócenie czasu nagrzewania cieczy chłodzącej.

Zwiększenie funkcjonalności pojazdów hybrydowych związane jest również z rozwojem układów przeniesienia napędu. Układy przeniesienia napędu z przekładniami planetarnymi i sprzęgłami pozwalające na różne przełożenia

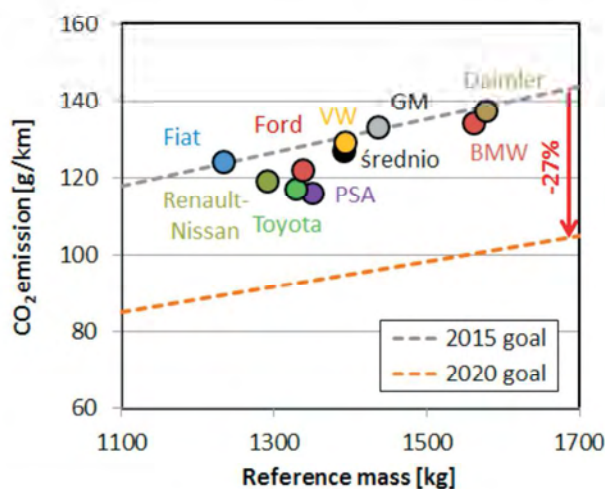


Fig. 1. Carbon dioxide emissions from new vehicles of selected manufacturers in relation to the average weight of the vehicle [4]

Rys. 1. Emisja dwutlenku węgla wybranych producentów z nowych pojazdów odniesiona do średniej masy pojazdu [4]

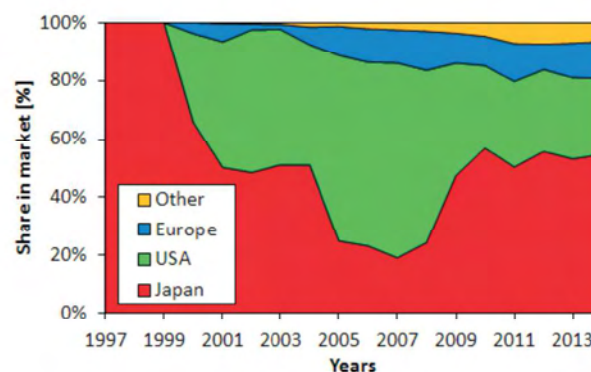


Fig. 2. The share of Toyota in global sale of hybrid vehicles [13]

Rys. 2. Udział sprzedaży pojazdów hybrydowych firmy Toyota na rynkach światowych w ogólnej sprzedaży pojazdów [13]

Suite software. The result was a 15-percent reduction in fuel consumption in the NEDC test and about 80% reduction of heat release from the electric system (reduction from the value of 0.5 kWh to 0.1 kWh) achieved by reducing the time of heating of the cooling liquid.

The increase of the functionality of the hybrid vehicles is also related to the development powertrain systems. The powertrain systems with planetary gears and clutches allowing to achieve different transmissions have already been utilized (Toyota, Lexus, GM); currently, however, are conducted works on increasing the number of the transmissions to more than 7 [5].

Previous papers of the Authors concerning research on hybrid vehicles, involved the indexes of combustion engine operation during the UDC test [1] in different driving conditions [2, 11] and development of combustion engines in such vehicles [10].

The aim of the current study was to indicate the varied operational conditions of the combustion engines and electric motors in hybrid vehicles in urban traffic conditions and their influence on the distribution of the power drawn from both drive systems. Also the influence of traffic conditions on the possibility of discharging and recharging the battery of the hybrid vehicle in electric mode was tested.

2. Analysis of the powertrain – planetary gears

The latest generation of the hybrid drive system from Toyota includes two planetary gears (one responsible for power distribution and the other – for increase of the torque value at the output through application of the gear reducing speed of MG2 motor). Such a solution was used originally in Toyota Camry, and now in Toyota Yaris, Auris and Prius (3rd generation). In this system the combustion engine, the generator and the planetary gear are in the same configuration as in the previous-generation Toyota Prius (the combustion engine is connected with the yoke of satellite wheels, and the MG1 generator with the sun wheel). The MG2 motor is connected to the sun wheel of the other planetary gear with immobilized yoke of satellite wheels, which is connected with the use of a ring wheel to the first planetary gear (Fig. 3).

The total gear ratios behind a planetary gears $i_c = z_{12}/z_{11} \times z_{14}/z_{13}$, ensuing from the utilized gear wheels (no power chain) is respectively $(77/24) \times (55/54) = 3.27$. Co-operation of the combustion engine (ω_{c1}) and MG1 generator (ω_{s1}) can be described with the equation [8]:

$$\omega_{c1} = \frac{z_{r1}}{z_{s1} + z_{r1}} \omega_r + \frac{z_{s1}}{z_{s1} + z_{r1}} \omega_{s1} \quad (1)$$

and the speed ω_r is not equal to the speed of MG2 motor. The MG2 motor speed ensues from transmission of the other planetary gear, where the engine is connected to the sun wheel. For immobilized yoke of satellite wheels ($\omega_{c2} = 0$) the equation (1) can be as follows:

są już stosowane (Toyota, Lexus, GM), jednak obecnie prowadzi się prace nad zwiększeniem liczby tych przełożeń do ponad 7 [5].

Wcześniejsze prace autorów artykułu w zakresie badania pojazdów hybrydowych dotyczyły wskaźników pracy silnika spalinowego podczas testu UDC [1] i w zróżnicowanych warunkach jazdy [2, 11] oraz rozwoju silników spalinowych w takich pojazdach [10].

Celem bieżących badań było wskazanie zróżnicowanych warunków pracy silników spalinowego i elektrycznego pojazdów hybrydowych w ruchu miejskim oraz ich wpływ na rozdział mocy pobieranej z obu układów napędowych. Badano także wpływ warunków ruchu na możliwości rozładowania i doładowania akumulatorów pojazdu hybrydowego w trybie elektrycznym.

2. Analiza układu przeniesienia napędu – przekładnie planetarne

Najnowsza generacja układu napędu hybrydowego firmy Toyota zawiera dwie przekładnie planetarne: jedna jest odpowiedzialna za rozdział mocy, druga – za zwiększenie wartości momentu obrotowego na wyjściu przez zastosowanie przekładni redukującej prędkość obrotową silnika MG2. Rozwiązanie takie zastosowano pierwotnie w Toyocie Camry, a obecnie w Toyotach Yaris, Auris oraz Prius (3. generacji). W układzie tym silnik spalinowy, generator i przekładnia planetarna są w takiej samej konfiguracji jak w poprzedniej generacji Toyoty Prius (silnik spalinowy połączony jest z jazdźcem kół satelitarnych, a generator MG1 z kołem słonecznym). Silnik MG2 połączony jest z kołem słonecznym drugiej przekładni planetarnej, która ma unieruchomione jazdźce satelitów, a połączona jest kołem pierścieniowym z pierwszą przekładnią planetarną (rys. 3).

Przełożenie całkowite za przekładniami planetarnymi $i_c = z_{12}/z_{11} \times z_{14}/z_{13}$, wynikające z zastosowanych kół zębatych (brak łańcucha), wynosi odpowiednio $(77/24) \times (55/54) = 3.27$. Współpraca silnika spalinowego (ω_{c1}) i generatora MG1 (ω_{s1}) może być opisana równaniem (1) [8], przy czym prędkość ω_r nie jest równa prędkości silnika MG2. Prędkość obrotowa silnika MG2 wynika z przełożeń

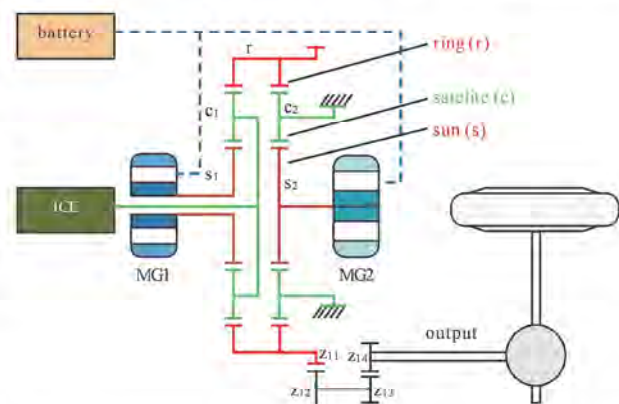


Fig. 3. Two planetary gears of the hybrid drive system utilized in Toyota Camry and Toyota Prius

Rys. 3. Dwie przekładnie planetarne układu napędu hybrydowego zastosowane w Toyocie Camry oraz Toyocie Prius

$$\omega_r = -\frac{z_{s2}}{z_{r2}}\omega_{s2} \quad (2)$$

The total torque transmitted to the wheels can be described by the equation ensuing from the combustion engine torque and the torque of MG2 motor transmitted onto the external ring. The combustion engine torque transmitted to the external ring (for the assumed efficiency = 1) is equal to:

$$M_r = \frac{z_{r1}}{z_{s1} + z_{r1}} M_{z1} \quad (3)$$

The MG2 motor torque transmitted onto external ring (at immobilized yoke of the satellite wheels) is:

$$M_r = \frac{z_{r2}}{z_{s2}} M_{MG2} \quad (4)$$

During braking the vehicle, the electric machine acts as a generator MG2 (there is negative torque M_{MG2}).

The sum of the torques transferred to the vehicle wheels takes into consideration the total transmission of the two additional gears i_c :

$$M_{wy} = \left(\frac{z_{r1}}{z_{s1} + z_{r1}} M_{z1} + \frac{z_{r2}}{z_{s2}} M_{MG2} \right) \cdot i_c \quad (5)$$

What it means is, that despite lower total gear ratios compared to the system with one gear, the torque transmitted from the MG2 motor is increased by the ratio of the teeth of the other planetary gear which, as a result, gives heightened value of torque at the wheels. Operation of this gear requires higher torque of the MG2 motor, the maximum speed of which exceeds 13 000 rpm.

3. Tested objects – vehicles with hybrid drive systems

Vehicles used in tests are equipped with modern hybrid drive systems with batteries of different types and capacities: Toyota Auris, Toyota Prius+ and Toyota Prius plug-in. In the last two solutions lithium-ion batteries were used. The vehicles have the same combustion engines with engine

drugiej przekładni planetarnej, gdzie silnik ten jest połączony z kołem słonecznym. Przy zablokowanym jarzmie satelitów ($\omega_{s2} = 0$) równanie (1) można zapisać w postaci równania (2).

Calkowity moment obrotowy przenoszony na kola może być opisany równaniem wynikającym z momentu obrotowego silnika spalinowego oraz momentu obrotowego silnika MG2 przenoszonych na pierścień zewnętrzny. Moment obrotowy silnika spalinowego przenoszony na pierścień zewnętrzny (dla przyjętej sprawności równej 1) podano w postaci równania (3).

Moment obrotowy silnika MG2 przenoszony na pierścień zewnętrzny wynosi (przy zablokowanym jarzmie kół satelitarnych) przedstawiono w postaci równania (4).

Podczas hamowania pojazdem, maszyna elektryczna MG2 pełni rolę generatora (występuje wówczas ujemny moment obrotowy M_{MG2}).

Suma momentów przenoszonych na kola pojazdu uwzględnia przełożenie calkowite dodatkowych dwóch przekładni i_c i zapisano je jako równanie (5).

Wynika z tego, że mimo mniejszego przełożenia calkowitego niż w układzie z pojedynczą przekładnią, moment obrotowy przenoszony z silnika MG2 jest zwiększany przez stosunek liczby zębów drugiej przekładni planetarnej, co powoduje, że na kolach uzyskuje się moment o większej wartości. Praca tej przekładni wymaga większej prędkości obrotowej silnika MG2, którego maksymalna prędkość obrotowa przekracza 13 000 obr/min.

3. Obiekty badań – pojazdy z hybrydowym układem napędowym

Pojazdy wykorzystane do badań to nowoczesne układy napędu hybrydowego ze zróżnicowanymi typami i pojemnościami akumulatorów: Toyota Auris, Toyota Prius+ oraz Toyota Prius plug-in.

W dwóch ostatnich rozwiązaniach zastosowano akumulatory litowo-jonowe. W pojazdach zastosowano jednakowe silniki spalinowe o objętości skokowej 1,8 dm³ oraz jednakowe silniki elektryczne o mocy 60 kW. Zastosowanie w tych pojazdach różnych typów akumulatorów wysokonapięciowych umożliwiło zróżnicowanie ich pojemności elektrycznych w znacznym zakresie. Podstawowe dane techniczne pojazdów hybrydowych przedstawiono w tabelcy 1.

Table 1. Characteristics of the tested vehicles – hybrid vehicles [12]

Tablica 1. Charakterystyka badanych pojazdów hybrydowych [12]

Size	Toyota Auris Touring	Toyota Prius+	Toyota Prius plug-in
Overview of the vehicle			
Combustion engine	1.8 dm ³ ; 16V, DOHC VVT-i, 73 kW/5200 rpm; 142 N·m/4000 rpm		
Electric motor	60 kW/13 500 rpm; 207 N·m; 650 V		
Batteries	NiMH; 201.6 V; 6.5 A·h; 1.31 kW·h	Li-Ion; 201.6 V; 5 A·h; 1.0 kW·h	Li-Ion; 201.6 V; 21.5 A·h; 4.4 kW·h

displacement of 1.8 dm³ and the same electric motors with power of 60 kW. Use of different types of high voltage batteries in these vehicles allowed obtain a different ranges of electric capacitance. Basic technical specification of hybrid vehicles is shown in Table 1.

4. Research methodology

The tests of the parameters of vehicles while driving and tests of the conditions of operation of components of the hybrid drive systems were conducted in Warsaw over diversified test routes. Diversified test routes allowed assessment of the operational conditions of a drive system in different, usually non-repeatable conditions. The test routes are shown in Fig. 4. Numbers „1” and „2” represent first or second test run along the same test route. Due to their different lengths, further in the article is presented their comparison in relation to the relative length and relative time of the test run along those routes.

5. Comparison of operational conditions of the drive systems

Diversified test routes were compared in terms of the time of their duration, distance travelled and share of variable traffic conditions. The results of this comparison are shown in Fig. 5. Despite diversified lengths of the routes (from 12 to 20 km), the time of the test runs ranged from 30 min to 40 min (Fig. 5a). This means that different average speeds were obtained, which in turn indicates non-repeat-

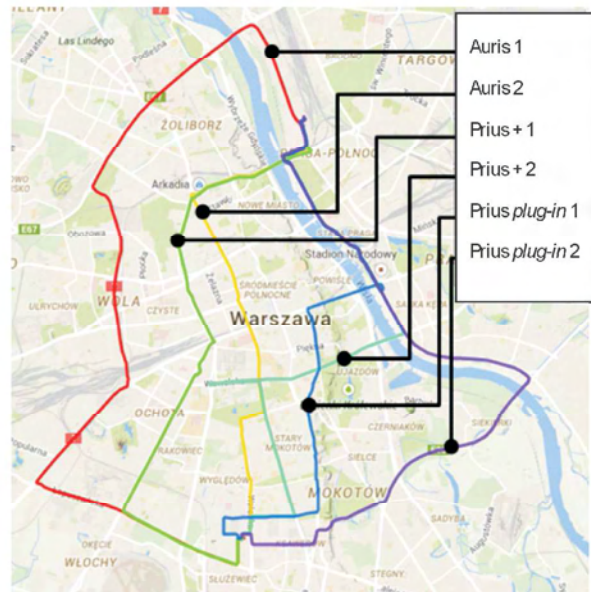


Fig. 4. Test runs of the vehicles with hybrid drive systems
Rys. 4. Trasy przejazdu pojazdami z układami napędu hybrydowego

4. Metodyka badań

Badania parametrów ruchu pojazdów i warunków pracy elementów napędów hybrydowych prowadzono w Warszawie na różnych trasach, co umożliwiało ocenę warunków

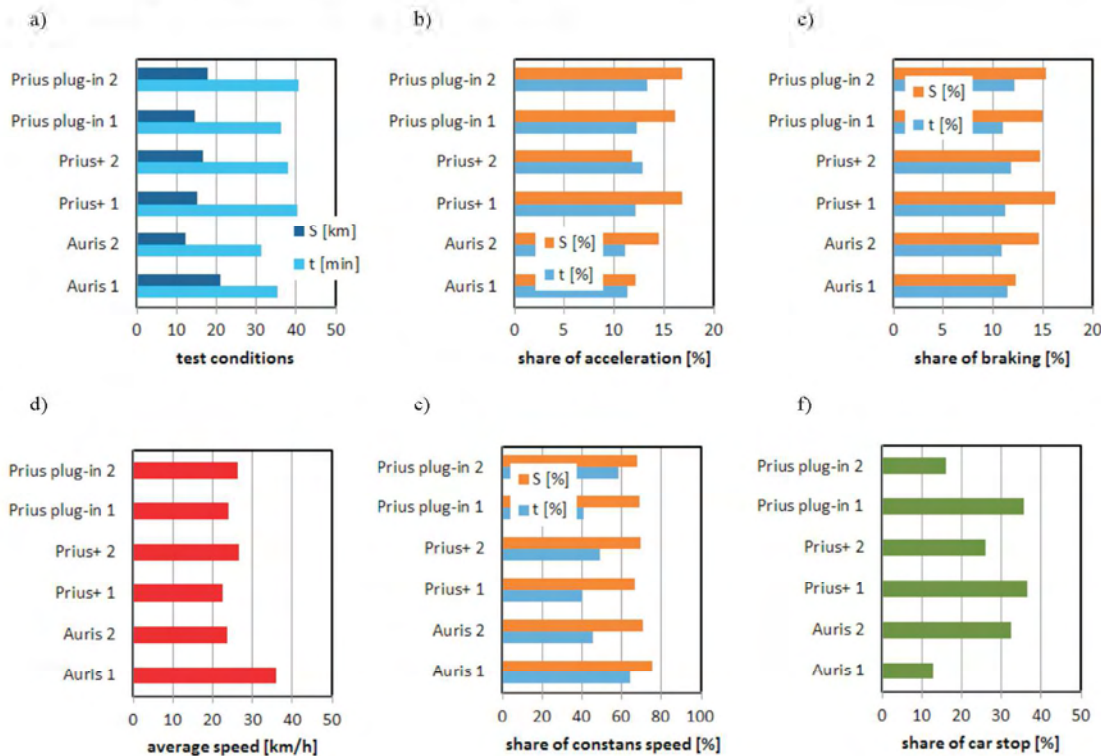


Fig. 5. Analysis of the test routes (numbers „1” and „2” represent respectively first or second test run along the same test route): a) test conditions, b) share time and route of acceleration, c) share time and route of braking, d) average speed, e) share of constant speed, f) share time of car stop in total driving cycle

Rys. 5. Analiza tras przejazdu (wielkości „1” oraz „2” oznaczają odpowiednio pierwszy lub drugi przejazd tej samej trasy): a) warunki testu, b) udział czasu i drogi przyspieszania, c) udział czasu i drogi hamowania, d) średnia prędkość, e) udział stałej prędkości, f) udział czasu zatrzymania, w teście jezdnym

ability of the test routes. Average speeds ranged from 22 to 36 kph (Fig. 5b).

The test routes were analyzed in terms of the time of acceleration, braking and constant driving speed. These parameters were defined as the time elapsing between two successive recorded measurements. It means that the highest shares of vehicle operation time are obtained for the constant driving speed (even though the speeds are not the same, but are specified only along the defined parts of the routes). Similar conditions for calculations were maintained during the analysis of the acceleration and braking phase: these phases have comparable share (Fig. 5c-e). The shares of the vehicle halting time are diverse and range from about 12% to more than 35% (Fig. 5f).

Analysis of operational conditions of the hybrid drive system was made by comparing the operation of the hybrid mode and electric mode. Such conditions are presented in Fig. 6.

From the analysis of Fig. 6 ensues that the share of time of vehicle operation using only electric motor is quite diversified and is not constant. The use of electric drive system can be mainly observed at partial utilization of the power of electric motor. Rapid acceleration requires utilization of the hybrid drive mode. Only during analysis of the operation of a vehicle of plug-in type with

pracy układu napędowego w odmiennych, często niepowtarzalnych warunkach. Trasy przejazdu zaznaczono na rys. 4. Wielkości 1 oraz 2 oznaczają pierwszy lub drugi przejazd tej samej trasy. Ze względu na różne ich długości w dalszej części artykułu porównano je w aspekcie względnej długości oraz względnego czasu ich przejazdu.

5. Porównanie warunków pracy układów napędowych

Zróżnicowane trasy przejazdu porównano pod względem czasu trwania, długości przebytej drogi oraz udziału zmiennych warunków ruchu – wyniki przedstawiono na rys. 5. Mimo zróżnicowanych długości tras (między 12 a 20 km) czas ich przejazdu wynosił 30 min – 40 min (rys. 5a). Oznacza to uzyskanie różnych prędkości średnich, co wskazuje na niepowtarzalność tras przejazdowych. Średnie prędkości wynosiły od 22 do 36 km/h (rys. 5b).

Trasy przejazdu analizowano pod względem czasów przyspieszania, hamowania i stałej prędkości jazdy. Wielkości te wyznaczono jako czasy między dwoma kolejnymi rejestrowanymi pomiarami. Oznacza to, że największe udziały czasu pracy pojazdu uzyskuje się dla stałej prędkości jazdy (mimo że prędkości te nie są jednakowe, a ustalone jedynie w określonych fragmentach tras). Podobne warunki obliczeń zachowano podczas analizy fazy przyspieszania

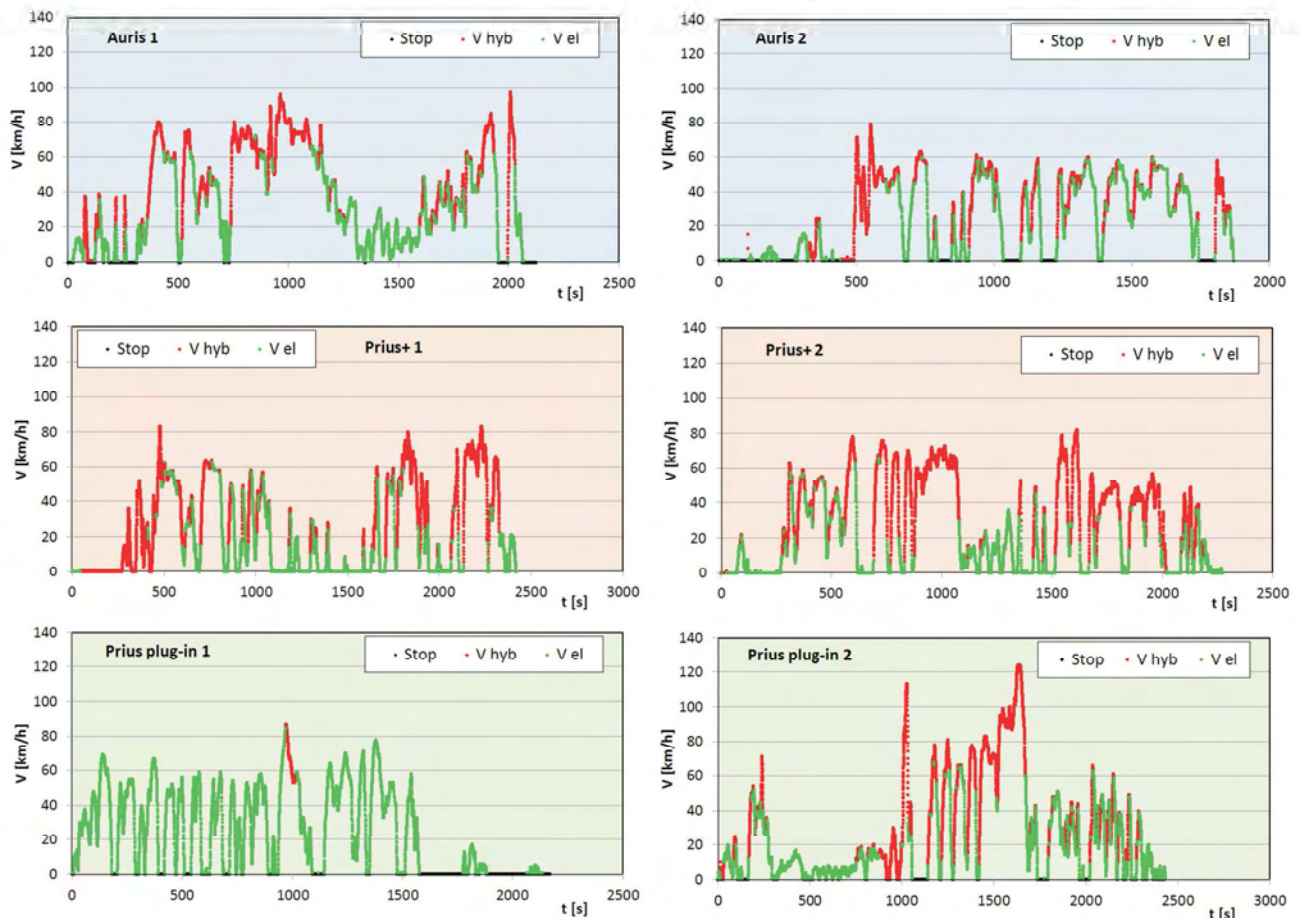


Fig. 6. Comparison of the operational conditions of vehicles in electric and hybrid mode

Rys. 6. Porównanie warunków pracy pojazdów w trybie elektrycznym i hybrydowym

high initial charge level of the batteries (Prius *plug-in* 1), a large part of the test route was travelled with the use of the electric motor.

It should be pointed out, that the share of operation time in electric mode will depend on the capacitance of the battery as well as on its initial charge level and traffic conditions.

6. Analysis of the variation of SOC of hybrid vehicles in urban traffic conditions

6.1. Analysis of the changes of SOC

Analysis of the changes in the state of charge/discharge of batteries of the hybrid vehicles does not show any explicit

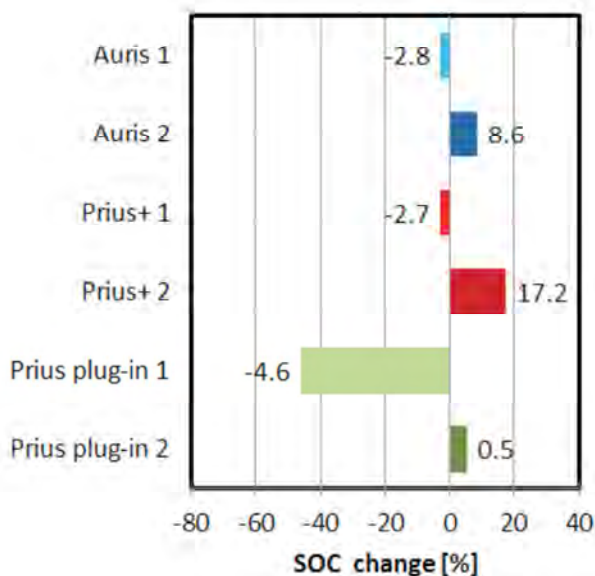


Fig. 7. Change of the total value of SOC during the tests
Rys. 7. Zmiana całkowitej wartości SOC podczas testów

trends in typical urban driving conditions (Fig. 7). It can be observed that for vehicles which might be recharged only while driving, the level of discharge or recharge is not significant and ranges from +17.2% (recharge) to -2.8% (discharge). For vehicles recharged externally the range of discharge is much more significant and amounts to over 45%. This means wide range of application of such vehicles in urban traffic conditions.

Vehicles with typical methods of battery charging (with the use of combustion engine and regenerative braking) show tendency to maintain the level

i hamowania: fazy te mają zbliżone udziały (rys. 5c–e). Udziały czasu zatrzymania pojazdów są zróżnicowane i wynoszą od około 12% do ponad 35% (rys. 5f).

Analizy warunków pracy układów napędu hybrydowego dokonano, porównując pracę trybu hybrydowego oraz trybu elektrycznego. Warunki takie przedstawiono na rys. 6.

Z analizy rysunku 6 wynika, że czas pracy pojazdu z wykorzystaniem tylko napędu elektrycznego jest dość zróżnicowany i nie jest stały. Użycie napędu elektrycznego widoczne jest głównie przy częściowym wykorzystaniu mocy silnika elektrycznego. Gwałtowne przyspieszanie wymaga użycia trybu napędu hybrydowego. Jedynie podczas analizy pracy pojazdu typu *plug-in* przy dużym stopniu początkowego naładowania akumulatorów (Prius *plug-in* 1) można zauważyć znaczną część trasy przejazdu pokonaną z zastosowaniem układu napędu elektrycznego.

Należy więc stwierdzić, że udział czasu pracy w trybie elektrycznym zależeć będzie od pojemności elektrycznej akumulatora, ale również od jego początkowego stanu naładowania i warunków ruchu.

6. Analiza zmiany SOC pojazdów hybrydowych w warunkach jazdy miejskiej

6.1. Analiza zmian SOC

Analiza zmian wartości stopnia rozładowania/naładowania akumulatorów pojazdów hybrydowych nie wykazuje jednoznacznej tendencji ich ładowania podczas typowych warunków jazdy miejskiej (rys. 7). Można zauważyć, że dla pojazdów o możliwości doładowania akumulatora jedynie podczas jazdy stopień rozładowania lub jego doładowania nie jest duży i wynosi od +17,2% (doładowanie) do -2,8% (rozładowanie). Dla pojazdów ładowanych zewnętrznie przedział rozładowania jest znacznie większy i wynosi ponad 45%. Oznacza to duże możliwości wykorzystania takich pojazdów w warunkach jazdy miejskiej.

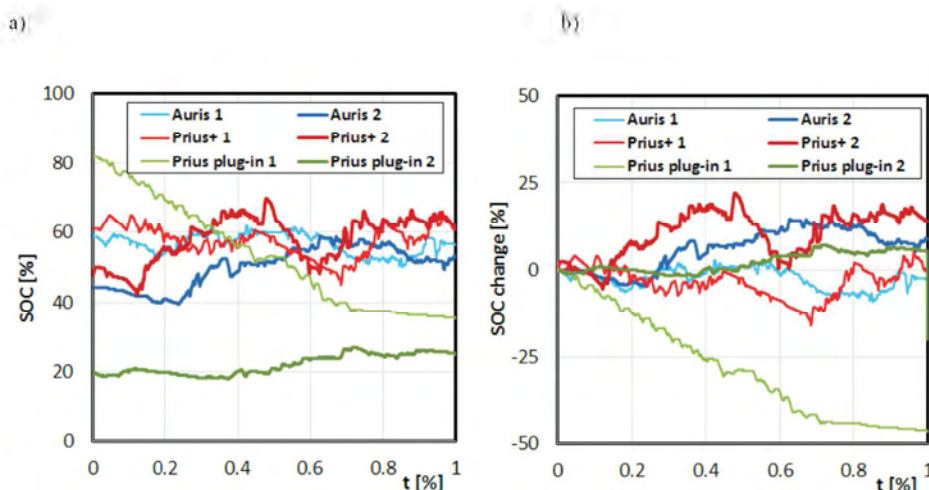


Fig. 8. Conditions of discharging the batteries while driving in urban traffic conditions: a) change in SOC, b) the value of the change in the battery charge level during test run

Rys. 8. Warunki rozładowania akumulatorów podczas jazdy miejskiej: a) zmiana SOC, b) wielkość zmiany naładowania akumulatora podczas jazdy

of charge from 50–60%. Increase in the time of test run allows obtaining such results (Fig. 8a). It is also indicated by the initial state of charge of the batteries which was not adjusted in any way. However, it can be observed that in case of the plug-in system (Prius *plug-in* 1) a battery fully charged enables vehicle operation in the electric mode and achieving insignificant level of charging amounting to a value below 40%. Then the hybrid drive system maintains constant level of charging of the high-voltage batteries. Change of SOC from the initial value (at the beginning of the test) until the end of the test (Fig. 8b) does not indicate any clear tendencies. What is visible, however, is the reduction in amplitude of changes of these values, which implies the optimum utilization of the systems for energy accumulation.

6.2. Analysis of energy and power regeneration during braking

The systems for energy accumulation in the hybrid vehicles allow to recharge with the braking energy of the vehicles.

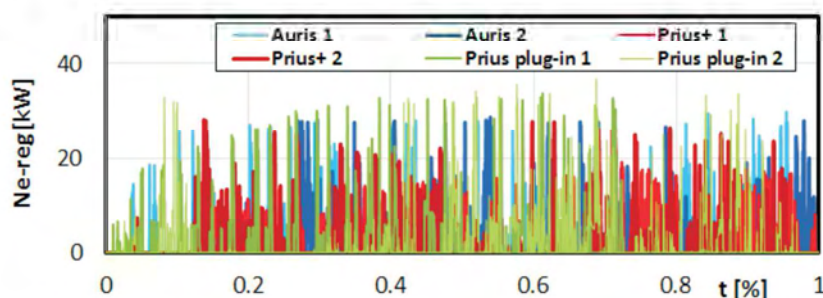


Fig. 9. The values of energy recovered during braking in urban traffic conditions

Rys. 9. Wartości odzyskiwanej mocy podczas hamowania w warunkach jazdy miejskiej

Such high-power regenerative braking can also significantly increase the amount of energy accumulated. Figure 9 shows braking power value during such a process. Regardless of the type of vehicle, the braking power at a level close to 30 kW might be observed (Fig. 9); however, the highest share of the braking power falls within low speeds of the vehicle. For external systems of vehicle recharging (plug-in) the values of power regenerated are higher, although the vehicles were equipped with the electric motors with the same maximum power rating.

The summary values of the regenerated energy during braking are similar and independent of conditions of the test run. They fall within the range from 1.0 kWh (Toyota Auris 2 – the shortest distance travelled) to 1.5 kWh (Toyota Auris 1 – the longest distance travelled) – Fig. 10a. A similar tendency of regenerating braking energy should be pointed out – almost linear way of recharging batteries. In Figure

Pojazdy cechujące się typowymi sposobami ładowania akumulatorów (silnikiem spalinywym oraz z wykorzystaniem hamowania odzyskowego) wykazują tendencję do utrzymywania stopnia naładowania w zakresie 50–60%. Zwiększenie czasu przejazdu pozwala na uzyskanie takich wyników (rys. 8a). Świadczy o tym również początkowy stan naładowania akumulatorów, który nie był w żaden sposób regulowany. Można zauważyć, że dla systemu *plug-in* (Prius *plug-in* 1) pełne naładowanie akumulatora umożliwia pracę w trybie elektrycznym pojazdu, (od wartości maksymalnej do uzyskania niewielkiego stopnia naładowania o wartości poniżej 40%). Następnie układ napędu hybrydowego utrzymuje stały poziom naładowania akumulatorów wysokonapięciowych. Zmiana SOC od wartości początkowej podczas rozpoczynania testu do zakończenia testu (rys. 8b) nie wskazuje na występowanie jednoznacznych tendencji rozładowania. Zauważa się natomiast zmniejszenie amplitudy zmian tych wartości, co pozwala uznać optymalne wykorzystanie układów gromadzenia energii.

6.2. Analiza odzyskiwania mocy i energii podczas hamowania

Układy gromadzenia energii w pojazdach hybrydowych umożliwiają doładowanie energią z ich hamowania. Takie hamowanie odzyskujące energię (tzw. hamowanie regeneracyjne) może znacząco zwiększyć wielkość tej energii zgromadzonej w akumulatorze. Na rysunku 9 przedstawiono wartości mocy hamowania podczas takiego procesu. Niezależnie od rodzaju pojazdu obserwuje się występowanie mocy hamowania o wartości zbliżonej do 30 kW (rys. 9), jednak

największe wartości mocy hamowania przypadają na małe prędkości pojazdu. Dla zewnętrznego systemu doładowania pojazdów (*plug-in*) wartości odzyskiwanej mocy są największe, mimo że pojazdy wyposażono w silniki elektryczne o takiej samej mocy maksymalnej.

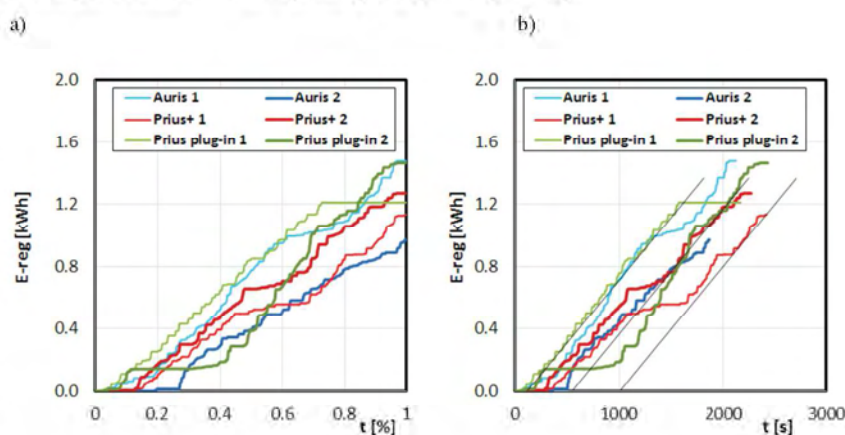


Fig. 10. The values of energy recovered during braking of vehicles in urban traffic conditions: a) as a function of the relative time, b) as a function of test run time

Rys. 10. Wartości odzyskiwanej energii podczas hamowania pojazdów w warunkach jazdy miejskiej: a) jako funkcje względnego czasu, b) jako funkcje czasu przejazdu

10b straight lines were drawn which indicate the identical dependency between the distance travelled and energy regenerated during braking. It means that during 1500 s on average the vehicles recovered 0.8 kW·h of energy during braking in urban traffic conditions.

7. Conditions of operation of the combustion engine

Operation of the combustion engine in hybrid drive systems depends on the functionality of such a system. In the micro-hybrid systems the conditions of operation of the engine are the same as for traditional vehicles. In the mild hybrid systems (mild hybrid drive system) [8], a combustion engine is supported by electric motor. It means that the combustion engine operates within typical operational areas. In the full hybrid drive system (full hybrid), the combustion engine operates in areas of the highest efficiency. Such areas of operation of the combustion engines are observed in the tested vehicles (Fig. 11). Analysis of Figure 11 shows that a combustion engine is used for significant loads at low engine speeds and within the full power characteristics. It means high efficiency of engine operation. What can be noticed are the ranges within which the combustion engine does not work – at small loads and high engine speeds.

The number of start-ups of the combustion engine depends on the initial level of battery charge. Regardless of the time of the test run, there might be observed 40 to 60 cycles of the combustion engine start ups. For Toyota Prius plug-in with high initial state of charge (80%) the number of engine start-ups was minimal – amounted to 1. The start up of the combustion engine resulted from high loads (in forced electric mode the combustion engine is not started). Large number of engine start ups means its frequent switching off, but also not very long operation as, which is shown in Fig. 12b, the share of the operation of the stopped engine in the total test run is quite significant. It is about 50 to 60% of the time of the test run. Utilization of the planetary gear for starting up the com-

Łączne wartości odzyskanej energii podczas hamowania są podobne i niezależne od warunków przejazdu. Zawierają się one w granicach od około 1,0 kW·h (Toyota Auris 2 najkrótszy pokonany dystans) do 1,5 kW·h (Toyota Auris 1 najdłuższy pokonany dystans) – rys. 10a. Należy zauważyć podobną tendencję odzyskiwania energii hamowania – prawie liniowy sposób doładowania akumulatorów. Na rysunku 10b poprowadzono linie proste wskazujące na jednakową zależność pokonanej drogi i odzyskanej energii podczas hamowania. Wynika z tego, że średnio pojazdy w trakcie hamowania odzyskują 0,8 kW·h energii podczas pokonywania warunków jazdy miejskiej w czasie 1500 s.

7. Warunki pracy silnika spalinowego

Praca silnika spalinowego w układach napędu hybrydowego zależy od funkcjonalności takiego układu. W układach mikrohybrydowych warunki pracy silnika są typowe dla konwencjonalnych pojazdów. W układach mild hybrid (łagodny układ napędu hybrydowego) [8] silnik spalinowy jest wspomagany silnikiem elektrycznym. Wynika z tego, że silnik spalinowy pracuje w typowych obszarach pola pracy. W układach pełnego napędu hybrydowego (*full hybrid*) silnik spalinowy pracuje jedynie w obszarach największej sprawności. Takie właśnie obszary pracy silnika obserwuje się w badanych pojazdach (rys. 11). Z analizy rysunku 11 wynika, że silnik spalinowy jest wykorzystywany w obszarze dużego obciążenia przy małej prędkości obrotowej oraz w zakresie charakterystyki zewnętrznej. Oznacza to dużą sprawność jego pracy. Można zauważyć obszary, w których silnik spalinowy nie pracuje – są to małe obciążenia przy jego dużej prędkości obrotowej.

Liczba uruchomień silnika spalinowego zależy od początkowego stopnia naładowania akumulatora. Obserwuje się, niezależnie od czasu jazdy, około 40–60 cykli uruchomienia silnika spalinowego. Dla pojazdu Toyota Prius *plug-in* z dużym początkowym SOC (80%) liczba uruchomień silnika była minimalna – wynosiła 1. Uruchomienie silnika spalinowego wynikało z dużego obciążenia

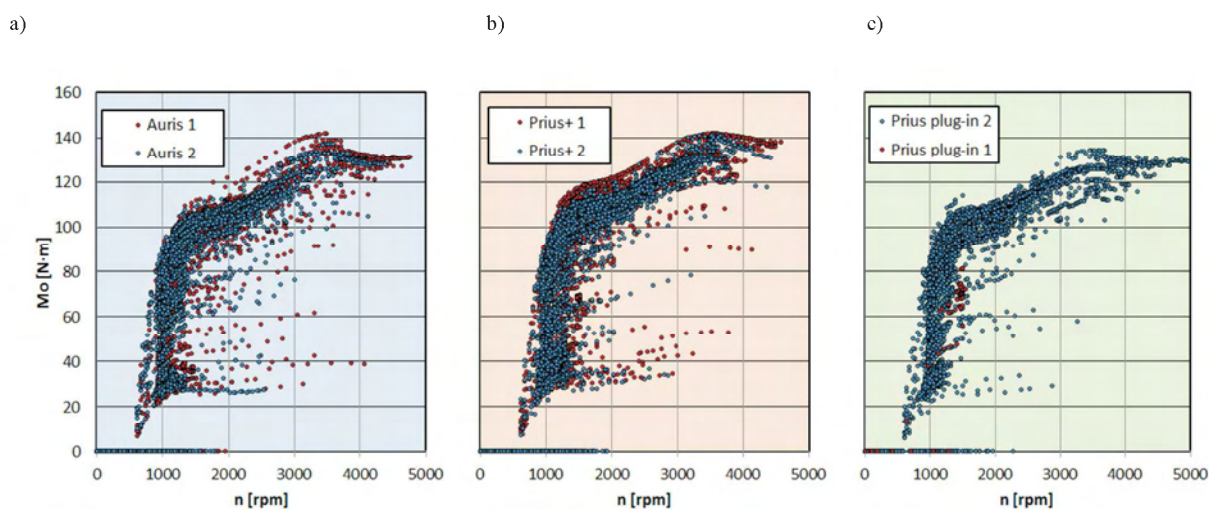


Fig. 11. Operational conditions of the combustion engines of tested hybrid vehicles in urban traffic conditions: a) Auris, b) Prius, c) Prius *plug-in*
Rys. 11. Warunki pracy silników spalinowych badanych pojazdów hybrydowych w warunkach ruchu miejskiego: a) Auris, b) Prius, c) Prius *plug-in*

bustion engine is beneficial in context of its frequent start-ups. From the data provided in Fig. 12c ensues that the combustion engine is operated every 20 to 27 seconds, regardless of the test run (excluding the test run of the vehicle Toyota Prius *plug-in* with high initial SOC – for which the engine start occurred after 17 minutes due to the large temporary power requirements of the propulsion system).

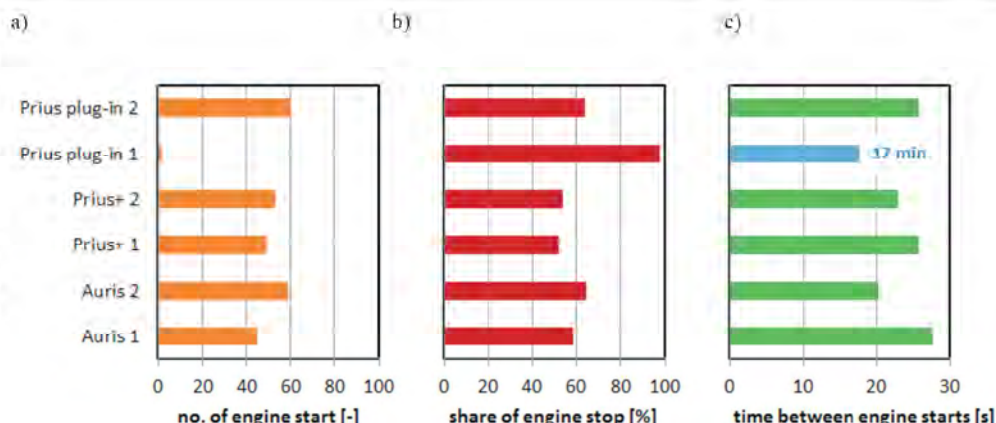


Fig. 12. Utilisation of combustion engine: a) number of start-ups, b) share of the time of engine stoppages, c) the average time between successive start-ups

Rys. 12. Wykorzystanie silnika spalinowego: a) liczba rozruchów, b) udział czasu zatrzymania, c) średni czas między kolejnymi uruchomieniami

8. Conditions of operation of vehicles in electric mode

8.1. Electric motors

Utilized electric motors (MG2) in the tested vehicles with power of 60 kW and 207 N·m allow to generate high values of torque during acceleration of the vehicle. The obtained characteristics of operation of these motors (Fig. 13) indicate that they are not used to the full extent within the range of high speeds (due to the speed limits for vehicles in urban traffic conditions). However, the values of torque for all presented MG2 motors achieved values of the external characteristics, which indicates obtaining the maximum power of these engines (on the decreasing line of the torque).

Maximum values of torque obtained during acceleration of vehicles in urban environment amount to 95–100% of the maximum torque (Fig. 14a). Only for Toyota Prius *plug-in* 2 (test run in hybrid mode with 20% SOC) the values are smaller and amount to about 80% of the maximum torque.

(w wymuszonym trybie elektrycznym silnik ten nie będzie się uruchamiał). Duża liczba uruchomień silnika oznacza jego częste włączanie, ale jednocześnie niezbyt długą pracę, gdyż jak wykazano na rys. 12b udział zatrzymanego silnika w całym przejeździe jest dość znaczny. Wynosi on około 50–60% czasu jazdy. Wykorzystanie przekładni planetarnej do uruchomienia silnika spalinowego jest bardzo korzystne ze względu na częste rozruchy. Z danych zawartych na rys. 12c wynika, że silnik spalinowy jest uruchamiany co około 20–27 s niezależnie od trasy przejazdu (z pominięciem przejazdu pojazdem Toyota Prius *plug-in* z dużym początkowym SOC – dla którego uruchomienie silnika nastąpiło po 17 min ze względu na duże chwilowe zapotrzebowanie na moc układu napędowego).

8. Warunki pracy pojazdów w trybie elektrycznym

8.1. Silniki elektryczne

Zastosowane silniki elektryczne (MG2) w badanych pojazdach o mocy 60 kW i 207 N·m pozwalają na generowanie

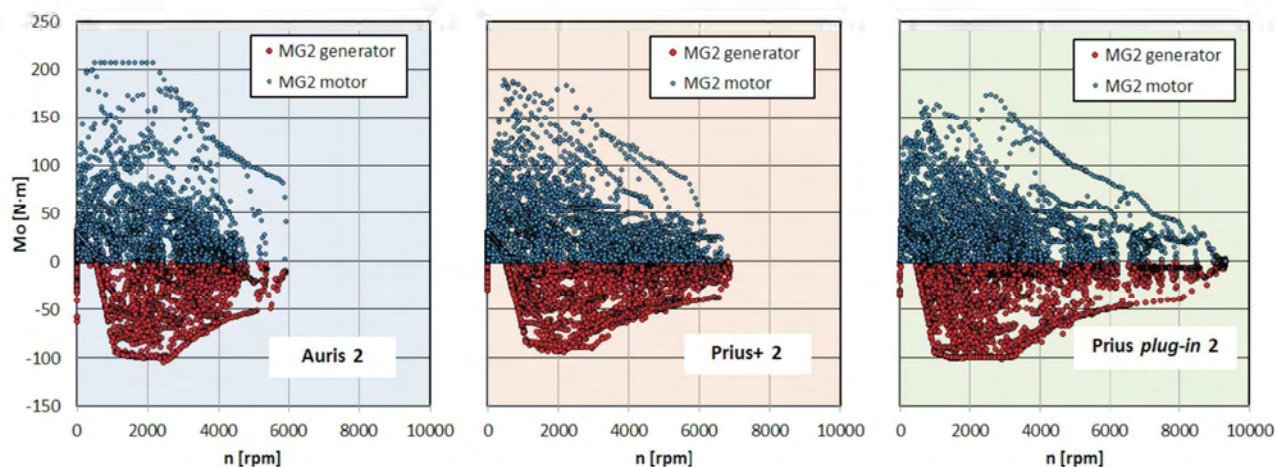


Fig. 13. Conditions of operation of electric motors for engine and generator mode of operation (for test runs of vehicles marked with '2')

Rys. 13. Warunki pracy silników elektrycznych dla pracy silnikowej i generatorowej (dla przejazdów pojazdów oznaczonych numerem 2)

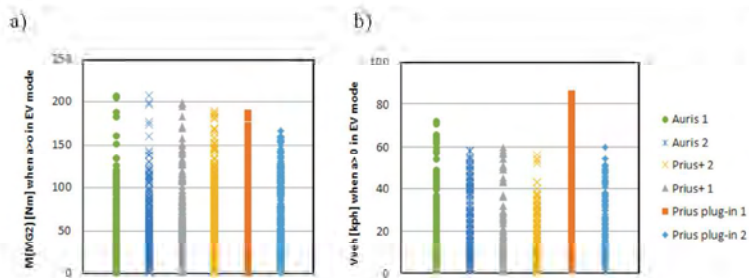


Fig. 14. Use of electric motors for propulsion of vehicles: a) maximum torque during acceleration in electric mode, b) maximum speed of the vehicle in electric mode

Rys. 14. Wykorzystanie silników elektrycznych do napędu pojazdu: moment maksymalny podczas przyspieszania w trybie elektrycznym, b) maksymalna prędkość pojazdu w trybie elektrycznym

Maximum vehicle speeds fall within the range from 60 to 85 kph and are the highest for the vehicle with large capacity of the battery and significant initial level of their charge.

8.2. Conditions of operation of vehicles with the use of electric propulsion

Use of different systems for energy accumulation in vehicles offers different possibilities of utilization of the electric propulsion mode in urban traffic conditions. The analysis of the time of operation of a vehicle in electric mode (Fig. 15) indicates about 30% share of this mode in the Toyota Prius+ test run, regardless of the test run. The time of operation in EV was the shortest, which was associated with the smallest electric capacity of the batteries. For Toyota Auris this time amounted to 30–50%. The

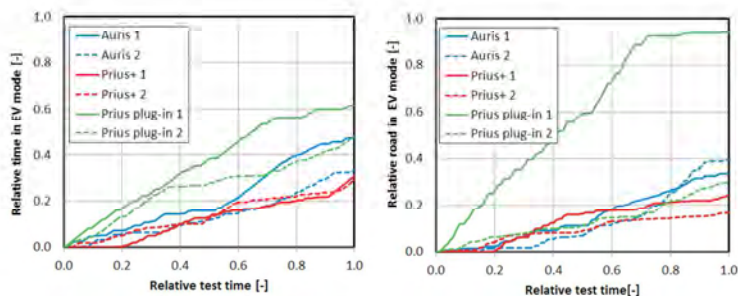


Fig. 15. Conditions of utilization of the electric propulsion mode in urban traffic conditions

Rys. 15. Warunki wykorzystania trybu napędu elektrycznego w ruchu miejskim

longest time of operation in the electric mode was observed for the vehicle with external charging source – plug-in. This time amounts to over 60% of total time of the test run.

The relative share of the distance travelled in urban traffic conditions in electric mode ranges from about 20% (Toyota Auris) to about 40% (Toyota Prius *plug-in*). For a vehicle with a battery charged to maximum, the electric propulsion was utilized during 90% of the travelled distance. This is possible only with fully charged high-voltage batteries.

9. Torque and power split device in hybrid vehicles

The applied diagram of the drive system allows summing up the torque derived from the internal combustion engine

dużej wartości momentu obrotowego podczas przyspieszania pojazdu. Uzyskiwane charakterystyki pracy tych silników (rys. 13) wskazują na ich niepełne wykorzystanie w zakresie dużych prędkości obrotowych (ograniczone prędkości pojazdów w jeździe miejskiej). Jednakże wartości momentu obrotowego wszystkich przedstawionych silników MG2 uzyskują wartości charakterystyki zewnętrznej, co wskazuje na otrzymywanie mocy maksymalnych tych silników (na linii opadającego momentu obrotowego).

Maksymalne wartości momentu obrotowego otrzymywane podczas przyspieszania pojazdami w warunkach miejskich uzyskują około 95–100% momentu maksymalnego (rys. 14a). Jedynie dla pojazdu Toyota Prius *plug-in 2* (przejazd w trybie hybrydowym z 20% SOC) wartości te są mniejsze i wynoszą około 80% momentu maksymalnego.

Maksymalne prędkości pojazdu w trybie elektrycznym wynoszą 60–85 km/h i są największe dla pojazdu z dużą pojemnością akumulatorów i dużym początkowym stopniem ich naładowania.

8.2. Warunki pracy pojazdu z wykorzystaniem napędu elektrycznego

Wykorzystanie zróżnicowanych układów gromadzenia energii w pojazdach prowadzi do odmiennych możliwości wykorzystania trybu elektrycznego napędu w warunkach ruchu miejskiego. Analiza czasu pracy pojazdu w trybie elektrycznym (rys. 15) wskazuje na około 30-procentowy udział tego trybu w pojeździe Toyota Prius+, niezależnie od przejazdu. Czas pracy w trybie EV jest najmniejszy, gdyż wynika on z najmniejszej pojemności elektrycznej akumulatorów. Dla pojazdu Toyota Auris czas ten wynosi 30–50%. Największym czasem pracy w trybie elektrycznym dysponuje pojazd z zewnętrznym źródłem ładowania – *plug-in*. Czas ten wynosi ponad 60% całego czasu przejazdu.

Względny udział drogi w ruchu miejskim w trybie elektrycznym wynosi od około 20% (Toyota Auris) do około 40% (Toyota Prius *plug-in*). Dla pojazdu z maksymalnie naładowanym akumulatorem warunki elektrycznego napędu wykorzystano podczas 90% pokonanego dystansu. Jest to możliwe jedynie przy pełnym naładowaniu akumulatorów wysokonapięciowych.

9. Rozdział momentu obrotowego i mocy pojazdów hybrydowych

Zastosowany schemat układu napędowego pozwala na sumowanie momentu pochodzącego od silnika spalinowego i silnika elektrycznego zgodnie ze wzorem (5). Wyniki tych obliczeń przedstawiono na rys. 16. Uwzględniono tu tylko wartości przenoszone na pierścień zewnętrzny bez ładowania akumulatorów HV zarówno przez generator MG2 (podczas hamowania) oraz MG1 (zasilany silnikiem spalinowym). Analiza tego rysunku wskazuje na znacznie większe wartości momentu

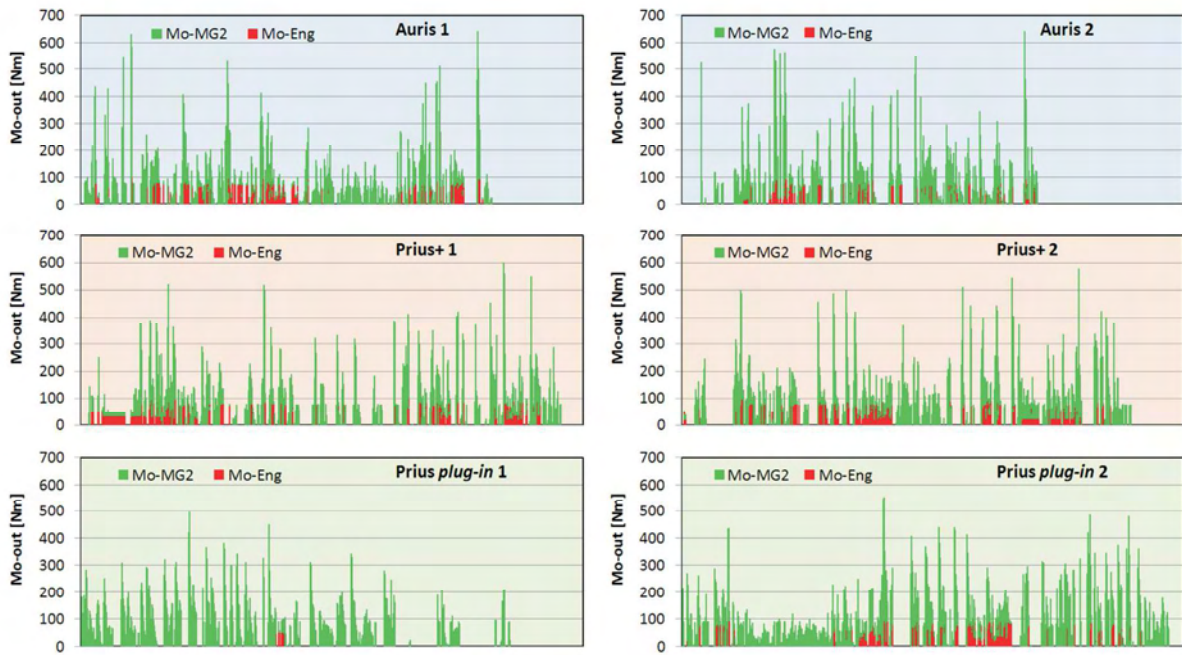


Fig. 16. Values of the torque transmitted by the hybrid drive system (does not include HV battery charging cases: during braking energy recovery and load them from the generator MG1 using the internal combustion engine)

Rys. 16. Wartości momentu obrotowego przenoszony przez układ napędu hybrydowego (nie uwzględniono przypadków ładowania akumulatorów HV; podczas odzyskiwania energii hamowania oraz ładowania ich z generatora MG1 przy użyciu silnika spalinowego)

and an electric motor in accordance with formula (5). The results of these calculations are shown in Fig. 16. Included here only the values transmitted to the outer ring without charging HV battery by generator MG2 (regenerative braking) and MG1 (powered by an internal combustion engine). Analysis of this figure shows much higher values of the

obrotowego uzyskiwane przez silnik elektryczny (zwiększane z wykorzystaniem przekładni planetarnej) niż przez silnik spalinowy (moment obrotowy tego silnika jest redukowany w tej przekładni). Udział momentu obrotowego silnika spalinowego wynosi przeważnie poniżej 20% całego momentu przekazywanego z przekładni planetarnej na koła pojazdu.

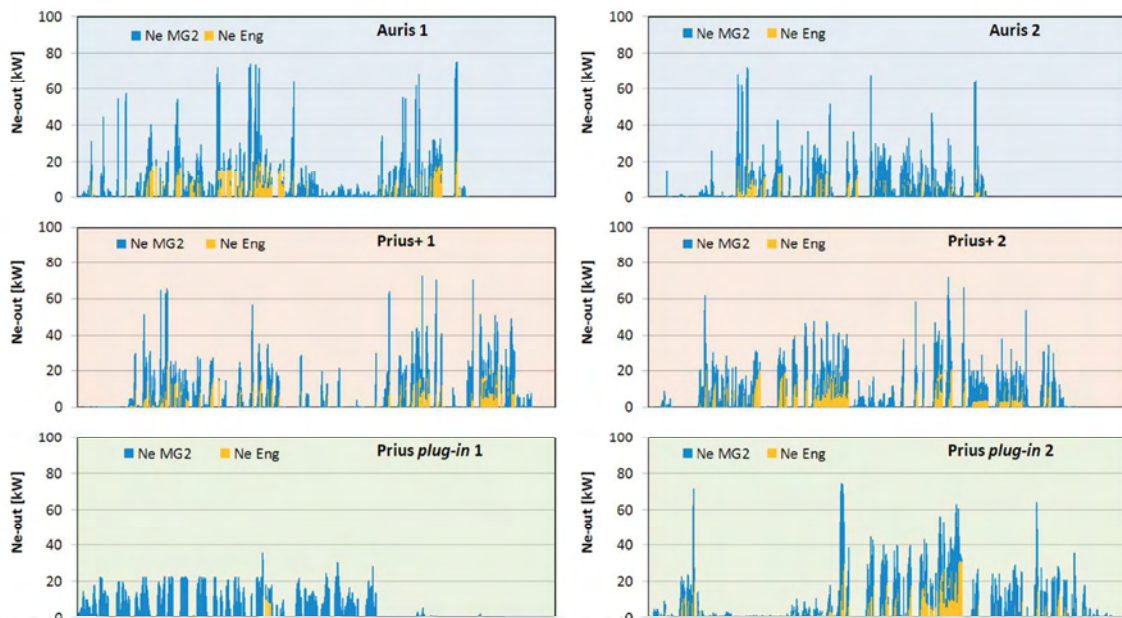


Fig. 17. Values of power on the external ring of the planetary gear transmitted by the hybrid drive system onto the wheels of the vehicle (does not include HV battery charging cases: during braking energy recovery and load them from the generator MG1 using the internal combustion engine)

Rys. 17. Wartości mocy na pierścieniu zewnętrznym przekładni planetarnej przenoszonej przez układ napędu hybrydowego do kół pojazdu (nie uwzględniono przypadków ładowania akumulatorów HV; podczas odzyskiwania energii hamowania oraz ładowania ich z generatora MG1 przy użyciu silnika spalinowego)

torque obtained from the electric motor (increased due to the use of the planetary gear) compared with the combustion engine (the engine torque is reduced at this gear). The share of the combustion engine torque usually amounts to less than 20% of the total torque transmitted from the planetary gear onto the vehicle wheels.

Maximum value of power generated by the hybrid drive system is 100 kW. This value is a result of the planetary gear ratios and characteristics of ICE engine and MG2 motor, whose maximum powers are not derived simultaneously. Analysis of the conditions of operation shows that in traffic conditions is utilized about 80% of maximum power of the system (Fig. 17). The average value is about 40% regardless of conditions of urban traffic and tested vehicle.

Analysis of dependency of the share of distance travelled in electric mode from the initial level of charge of the batteries charge shows no such correlation (Fig. 18). It is indicated by a very low value of the coefficient of determination R^2 amounting to 0.30. Similarly, there is no correlation between the time of test run in electric mode and the initial SOC. In this analysis the coefficient of determination amounted to 0.42.

10. Conclusions

The presented tests of the hybrid vehicles in urban traffic conditions indicate:

- obtaining a similar discharge value of the batteries, amounting to 50–60%; these values are much higher for vehicles with external battery charging (*plug-in*) and amount to 80%.
- the initial level of battery charge during the test run in urban conditions does not change significantly and amounts to $\pm 20\%$;
- the instantaneous values of recovered power during braking on research section amount to 30 kW, and the energy recovered during braking is on average 1.0–1.5 kW·h.
- operating conditions of the combustion engine include ranges of its high efficiency and concern mainly full power characteristics of the engine (for low and average engine speed).
- the number of start-ups of the combustion engine is quite significant and amounts to about 50 cycles, while the average interval between the start-ups of combustion engine is 20 to 27 s.
- during vehicle acceleration in electric mode is utilized about 95–100% of the maximum torque.
- the tested vehicles in the electric mode achieved the maximum speed of about 60 kph.
- the share of time of utilization of electric mode is significant and ranges from 30% to 60% for vehicle with external charging of the systems for accumulating energy with high initial level of battery charge.
- the share of the torque and power of electric motor is over 80% of the total torque and total power transmitted by the planetary gear onto the wheel of the vehicle – without taking into account the energy balance of the high-voltage battery charging (by the combustion engine and braking recovery by MG2 generator).

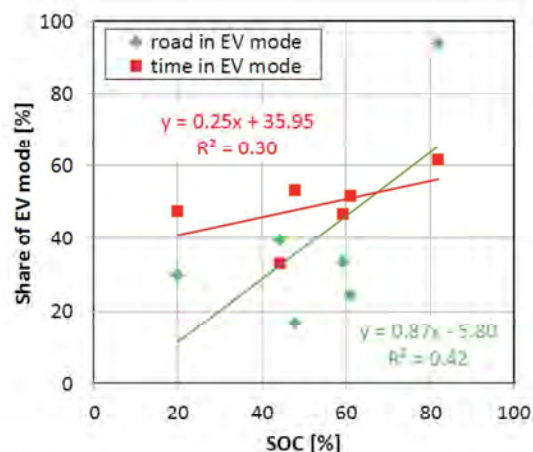


Fig. 18. Dependency of the share of utilization of electric propulsion from the initial level of charge of the high-voltage batteries

Rys. 18. Zależność wykorzystania napędu elektrycznego od początkowego stopnia naładowania akumulatorów wysokonapięciowych

Maksymalna wartość mocy generowana z układu napędu hybrydowego to 100 kW. Wartość ta wynika z doboru przełożeń przekładni planetarnej oraz charakterystyk silników SSP oraz MG2, których moce maksymalne nie są uzyskiwane jednocześnie. Z analizy warunków pracy układów wynika, że w przejazdach miejskich wykorzystuje się około 80% mocy maksymalnej układu (rys. 17). Przeciętna wartość wynosi około 40% niezależnie od warunków ruchu miejskiego i badanego pojazdu.

Analiza udziału drogi pokonanej w trybie elektrycznym od początkowego stopnia naładowania akumulatorów wskazuje na brak takiej korelacji (rys. 18). Potwierdza to bardzo mała wartość współczynnika determinacji R^2 wynosząca 0,30. Także brak jest korelacji między czasem jazdy w trybie elektrycznym od początkowego SOC. W tej analizie współczynnik determinacji wynosi 0,42.

10. Wnioski

Przedstawione badania pojazdów hybrydowych w warunkach jazdy miejskiej wskazują:

- uzyskanie zbliżonej wartości rozładowania akumulatorów wynosi 50–60%; wartość ta jest znacznie większa dla pojazdów o zewnętrznym ładowaniu akumulatorów (*plug-in*) i wynosi do 80%.
- początkowe naładowanie akumulatorów podczas przejazdu tras miejskich nie ulega znacznym zmianom i wynosi $\pm 20\%$.
- wartości chwilowe odzyskanej mocy podczas hamowania na odcinkach badawczych wynoszą około 30 kW, a energia odzyskana podczas hamowania wynosi średnio 1,0–1,5 kW·h.
- warunki pracy silnika spalinowego obejmują zakresy jego dużej sprawności i dotyczą w znacznej części charakterystyki zewnętrznej silnika (w zakresie małej i średniej prędkości obrotowej).
- liczba rozruchów silnika spalinowego jest dość duża i wynosiła podczas badań około 50 cykli, natomiast średni czas między uruchomieniem silnika spalinowego wynosił 20–27 s.

Abbreviations and symbols/Skróty i oznaczenia

z	number of teeth/liczba zębów
ω	angularly speed/prędkość kątowa
MG1	electric motor/generator 1/silnik elektryczny/generator 1
MG2	electric motor /generator 2/silnik elektryczny/generator 2
M. Mo	torque/moment obrotowy
NiMH	nickel-metal hydride battery/akumulator nikielowo-wodorkowy
Li-Ion	lithium-ion battery/akumulator litowo-jonowy
SOC	state of charge/stożenie naładowania akumulatorów wysokonapięciowych
t	time/czas
P	power/moc
E	energy/energia
n	speed/prędkość obrotowa
EV	electric mode of hybrid vehicle/tryb pracy elektrycznej pojazdu
a	vehicle acceleration/przyspieszenie pojazdu
V _{veh}	vehicle speed/prędkość pojazdu

indexes:

s	sun gear/koło słoneczne
c	planet gear/kola satelitarne
r	ring/pierścień zewnętrzny
reg	recuperated/odzyskana

- podczas przyspieszania pojazdem w trybie elektrycznym wykorzystuje się około 95–100% maksymalnego momentu obrotowego.
- pojazdy w trybie elektrycznym uzyskiwały prędkość maksymalną około 60 km/h.
- czas wykorzystania trybu elektrycznego jest znaczny i wynosi od 30% do 60% dla pojazdu o zewnętrznym ładowaniu układów akumulacji energii i dużym początkowym stopniu naładowania akumulatorów.
- moment obrotowy i moc silnika elektrycznego wynosi ponad 80% całego momentu obrotowego i całej mocy przenoszonej przez przekładnię planetarną na koła pojazdu – bez uwzględniania bilansu energii podczas ładowania akumulatorów wysokonapięciowych (przez silnik spalinowy oraz podczas hamowania przez generator MG2).

out	output/wyjście
ZI	combustion engine/silnik spalinowy
1.2	for first and second planetary gear/odnosi się do pierwszej i drugiej przekładni planetarnej

Bibliography/Literatura

- [1] Cieślak W., Pielecha I., Szalek A. Indexes of performance of combustion engines in hybrid vehicles during the UDC test. *Combustion Engines*. 2015, 160(1), 11–26. ISSN 2300-9896.
- [2] Cieślak W., Pielecha I., Szalek A., Vanhaelst R. Wpływ naładowania akumulatorów na parametry pracy napędu hybrydowego plug-in w rzeczywistych warunkach ruchu. *Logistyka* 6/2014, 2796-2805, ISSN 1231-5478.
- [3] Disch C., Koch T., Spicher U., Donn C. Engine-in-the-loop as a development tool for emissions optimisation in the hybrid context. *MTZ worldwide*. 2014, 75(10), 40–46. 10.1007/s38313-014-0234-5.
- [4] European vehicle market statistics. Pocketbook 2014. International Council on Clean Transportation Europe. www.theicct.org, dostęp z dnia 28.03.2015.
- [5] Fischer R., Beste F., Yolga M., Fritz W. Seven-mode transmission for plug-in hybrid concepts. *MTZ worldwide*. 2014, 75(12), 10–17, doi: 10.1007/s38313-014-0260-3.
- [6] Hadler J., Kehrwald B., Faubel L., Geisler J. Online methods in the development of hybrid powertrain concepts. *MTZ worldwide*. 2014, 75(10), 32–37, doi: 10.1007/s38313-014-0232-7.
- [7] Krenek T., Bacher C., Raidl G., Lauer T. Numerical optimisation of electro hybrid powertrains. *MTZ worldwide*. 2015, 76(3), 46–52, doi: 10.1007/s38311-015-0007-9.
- [8] Merksiz J., Pielecha I. Układy mechaniczne pojazdów hybrydowych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2015.
- [9] Monitoring CO₂ emissions from new passenger cars in the EU: summary of data for 2013. April 2014. www.eea.europa.eu, dostęp z dnia 28.03.2015.
- [10] Pielecha I., Cieślak W., Borowski P., Czajka J., Bueschke W. The development of combustion engines for hybrid drive systems. *Combustion Engines*. 2014, 158(3), 23–35. ISSN 2300-9896.
- [11] Pielecha I., Czajka J., Borowski P., Wislocki K. Operational parameters of hybrid drive system of Toyota Yaris on urban traffic conditions. *Prace Naukowe. Transport. Środki i infrastruktura transportu. Politechnika Warszawska*. 2013, 98, 533–542, ISSN 1230-9265.
- [12] Toyota Motor Poland Ltd. Sp. z o.o. www.toyota.pl (dostęp z dnia 27.03.2015).
- [13] Toyota Global Newsroom, newsroom.toyota.co.jp/en/detail/mail/4069183 (dostęp z dnia 28.03.2015).

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

Dr hab. inż. Ireneusz Pielecha, prof. PP – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

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



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

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

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



Andrzej Szalek, DEng. – technical instructor in Toyota and Lexus Academy in Toyota Motor Poland Company Sp. z o. o. in Warsaw.

Dr inż. Andrzej Szalek – wykładowca Akademii Toyoty i Lexusa w Toyota Motor Poland Company Sp. z o. o. Warszawa.

e-mail: andrzej.szalek@toyota.com.pl



Experimental study on injection characteristics of diesel-bioethanol fuel blends

This article presents the test results of injection processes of diesel-bioethanol fuel blends on a high pressure common rail injection system. The injection characteristics were analyzed using the injection rate measuring instrumentation. The injection rate, cycle injection quantity, injection delay and injection duration were analyzed across a range of injection pressure and injection energizing time. As the results show, the peak injection rate and delay of diesel-ethanol blends are lower compared to diesel fuel. The injection duration and discharge coefficients of diesel-ethanol blends were lower than those of diesel fuel. It was observed that fuel density and fuel viscosity have significant influence on the injection characteristics.

Key words: diesel fuel, ethanol-diesel blend, common rail injection system, injection rate, discharge coefficient

1. Introduction

For disorderly fossil fuel production and its intensive use in the world are decreasing crude oil reserves. In the current context, it becomes more important to look for alternative or renewable fuels, which harmoniously correlate with sustainable development, energy saving efficiency and environmental protection. On the other hand, this necessity is also stipulated by environmental requirements. In the European Union (EU), vehicles exhaust approximately 21% of all gases causing greenhouse effect and the amount is constantly growing. Therefore, in its "White Paper", which provides a roadmap to a single European transport area, the European Commission mentions a 60% reduction of contaminants emission in the transport sector as one of the directions of development and use of sustainable types of fuel and increase of energy consumption efficiency by all types of vehicles [1].

Transport and agriculture sectors are among the largest consumers of mineral fuels, contributing the environmental pollution. The EU encourages and supports the production and consumption of biofuels, therefore EU countries have committed to the promotion of biofuels or other renewable fuels instead of gasoline or diesel fuel in the transport sector. The existing European Commission Directive 2009/28/EC calls on member states by 2020 to replace 10% of transport fuel consumption by biofuels. In the European Union, rapeseed oil remains the main raw material used in the production of biodiesel. In order to expand the base of raw materials and to increase the share of renewable energy in diesel fuel, recently interest in the potential use of bio-ethanol in diesel engines increased. Bio-ethanol can be produced from a number of crops, including sugarcane, corn (maize), wheat and sugar beet. The last two are currently the main sources of ethanol in Europe [3].

Experimental studies of the diesel-ethanol fuel blends on engine performance and exhaust emissions in diesel engines have been carried out by many researchers [6, 7]. The fuel properties of the diesel-ethanol blends change the fuel injection, atomization and combustion characteristics and thus the exhaust emissions. The test conducted by scientists show that the ethanol additive in diesel fuel increases

fuel consumption and thermal efficiency of the engine [8, 9]. Chemical structure and injection characteristics of fuel significantly affect the autoignition delay, since they influence the change of temperature of the mixture at the end of pressure period before the upper endpoint. Experimental tests have shown that ethanol prolongs the autoignition delay and increases the maximum gas pressure inside the cylinder [5]. Therefore, in order to better identify the effect of fuel properties on the diesel combustion process, phase's prior need investigated injection process and flow characteristics. Mixtures of ethanol and diesel fuels are characterized by lower biofuel viscosity, density, surface tension than diesel. These differences have a significant influence on injections and spray formations characteristics. The experimental studies of influence of biodiesel fuel properties on the injection mass flow rate of a diesel common-rail injection system have been carried out by Boudy and Seers [4]. The results show that fuel density is the main property that affects the injection process, such as total mass injected and pressure wave in the common rail system. Blends of ethanol and diesel fuels demonstrate a lower viscosity of biofuels [10]. Decrease in fuel viscosity changes the injection spray parameters, decreases spray penetration and increases its initial angle. According to Chakravarthy et al. [11] physical properties of biofuel is a function of temperature, observing that the density, surface tension, and kinematic viscosity of biodiesel are higher than diesel, whereas the vapour pressure and heat capacity are lower. These differences have a significant influence on their spray and combustion characteristics. Dernote et al. [16] presents an experimental investigation of the influence of fuel density and fuel viscosity on the flow characteristics and on the spray development process generated from a high pressure diesel injector. Results show that increased fuel viscosity leads to a decrease of the discharge coefficient for low injection pressures while density is the main parameter driving the mass flow rate. The spray pattern is also affected since dense and viscous fuels tend to induce a longer spray tip penetration with a more narrow spray angle.

Som et al. [11] refer that differences in the spray characteristics of biodiesel and diesel fuels are more pronounced for evaporating sprays compared to those for non-evaporating

sprays. This is due to the higher boiling temperature and higher heat of vaporization of biodiesel, implying that vaporization properties rather than fuel physical properties, such as density, viscosity, and surface tension, have a significant influence on spray behaviour.

Fuel injection pressure and fuel injection timing play a main role in ignition delay and combustion characteristics of the engine. Experiments were conducted in order to determine the effect of fuel injection pressure on the injection rate of different biodiesel blends [13]. Results show that the fuel injection duration is shortened with increasing injection pressure and the peak injection rate increased with increasing fuel injection pressure. Eloisa Torres-Jimenez et al. [14] investigated fuel injection characteristics of bioethanol-diesel fuel (up to 15% bioethanol) with the aim of finding the variations in those parameters compared to their respective pure fuel values. Results indicate that increasing bioethanol in diesel fuel shows no significant variations or a slight increase in fuelling, injection timing, injection duration, and mean injection rate and a decrease in injection delay and maximum injection pressure, compared to pure diesel fuel. Investigation was performed on an in-line fuel injection M type system.

Park et al. [15] analysing the effect of blending ethanol into biodiesel fuel on the injection and atomization characteristics. It was revealed that ethanol fuel affects the decrease of the peak injection rate and the shortening of the injection delay due to the decrease of fuel properties.

The review of the literature have shown that there is lack of discussed data on the effect of diesel-ethanol fuel blends on the fuel injection characteristics using common rail injection system. The aim of the research was to investigate the injection characteristics of diesel-ethanol fuel blends in high pressure injection system.

2. Materials and method

A blends with 5% v/v ethanol and 95% v/v diesel fuel (DE5), 10% v/v ethanol and 90% v/v diesel fuel (DE10), 15% v/v ethanol and 85% v/v diesel fuel (DE15) and low sulphur diesel fuel (DF) as a reference fuel were used in this study. Diesel fuel class 1, was produced at the manufactory "Orlen Lietuva" and its quality parameters satisfied requirements EN 590:2014+AC. Anhydrous ethanol (E) was brought from the producer "Biofuture" Ltd. and its parameters corresponded to standard EN 15376:2009. The properties of the tested fuels and its blends are presented in Table 1. Only that fuels properties were of interest in this study.

Figure 1 presents schematic diagram of the experimental setup. It consists of two parts: the fuel injection system and injection rate measuring system. The fuel injection system includes a high pressure pump, a rail, injector and electronic unit to control injection pressure. The injector nozzle has 6 holes and the diameter of each hole is 0.24 mm. The NI PXIe 1062Q system with DI Driven D000020 module was used to control injection process. Injector was controlled by a peak current of 26.0 A and a holding current of 14.0 A.

The fuel injection rates were measured according Bosch method [17]. The injection rate measuring system included

Table 1. Fuel properties

Parameter	Density at 30 °C [kg/m ³]	Kinematic viscosity at 30 °C, [mm ² /s]
DF	818.0	2.41
E	797.4	1.48
DE5	815.5	2.21
DE10	813.1	2.14
DE15	810.7	2.11

on adapter for mounting of the injector, a measuring tube 5 m in length, orifice, following tube and check valve. The injection rate measuring method is based on measuring a dynamic increase in pressure produced by the fuel injection into measuring tube filled with fuel. The orifice between measuring tube and following tube adjusts the amplitude of the pressure wave reflections at the end of the measuring tube. The dynamic pressure increase is proportional to the injection rate:

$$\dot{m} = \frac{A_{\text{tube}}}{a} p(t) \tag{1}$$

where \dot{m} is the mass injection rate, A_{tube} the cross-sectional area of the measuring tube, a – sound velocity in fuel, $p(t)$ – pressure variation.

The pressure variation in the tube was measured with a piezoelectric pressure sensor type 6052C (Kistler) coupled to the Kistler charge amplifier-module 5064 with an accuracy of ±0.5% in the pressure range of 0–25.0 MPa. The fuel pressure at the injector inlet was measured by a piezoresistive high-pressure Kistler Inc. sensor 4067A2000 and amplified by an amplifier-module 4665. Both amplifier-modules were mounted on the signals conditioning platform-compact 2854A. The injector energizing, injection rate, fuel pressure and back pressure signals were recorded by an AVL IndiModul 622 data acquisition device.

The fuels have been injected with the following pressures: 25 MPa, 50 MPa, 80 MPa and 100 MPa. The injection

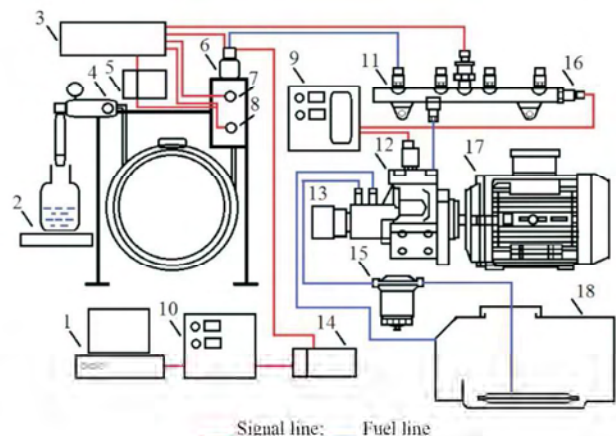


Fig. 1. Scheme of the fuel injection testing stand: 1 – PC; 2 – electronic scale; 3 – data acquisition module; 4 – pressure sensor; 5 – charge amplifier module; 6 – injector; 7 – temperature sensor; 8 – pressure sensor; 9 – fuel pressure control unit; 10 – injector driver; 11 – common rail; 12 – high pressure fuel pump; 13 – fuel pressure regulator; 14 – NI 9161 chassis; 15 – fuel filter; 16 – rail pressure sensor; 17 – electric motor; 18 – fuel tank

duration were 2.6 ms, 1.5 ms, 1.1 ms and 1.0 ms. The back pressure in the tube was adjusted to 4.0 MPa in order to simulate injection pressure corresponding to the real value of the pressure in the engine combustion chamber during injection.

The results of 100 injection cycles were recorded and averaged for the analysis. The injection quantity was obtained from the mean value of 1000 continuous injections, measured by a precision scale.

The discharge coefficient C_d was calculated by dividing the measured mass flow rate by the theoretical mass flow rate.

Temperature of the injected fuel was measured with Pt100 sensor and it remained above 30 °C during experiments.

3. Results and discussion

Fuel injection process in Diesel engines plays important role in processes of the in-cylinder combustible mixture formation, ignition, combustion and formation of emissions [2].

Figure 2 shows the injection rate profile of all fuel tested at various injection pressures and energizing duration. When the injection pressure increased, the maximum injection rate increased for all tested fuels. But at the same injection conditions, the peak injection rate of diesel-ethanol blends were lower compared to diesel fuel. At injections pressure of 25 MPa the maximum injection rate of DE5, DE10 and

DE15 blends were lower compared to diesel fuel by 4.2%, 8.7% and 9.8% correspondently. By increasing injection pressure this difference decreases. Moreover, the biggest reduction of peak injection rate was obtained for DE5 blend. Increasing ethanol amount in the fuel blend had a significant influence on the injection rate characteristic. Decreasing of the peak injection rate of ethanol blended fuels is caused by lower its density.

When the injection pressure was increased, the time to reach the maximum injection rate was advanced for all fuels (Fig. 2). Furthermore, it can be seen that the injection rate of diesel fuel, in spite of higher density and viscosity, has the highest rising slope after the start of injection, while diesel-ethanol blends show a smoother injection rate shape. Possibly, the higher bulk modulus of compressibility of diesel fuel leads to faster nozzle needle move-up.

Figure 3 shows ethanol effect on injection delay at different injection pressure. The injection delay is the time interval between the start of energizing and the start of injection that was obtained from injection rate characteristics. At injection pressure of 25 MPa the injection delay for diesel fuel was 0.43 ms and for all diesel-ethanol blends 0.33 ms. When the injection pressure increased to 50 MPa, the injection delay decreased to 0.37 ms for diesel fuel and to 0.30 ms for all diesel-ethanol blends. Increasing the pressure has reduced

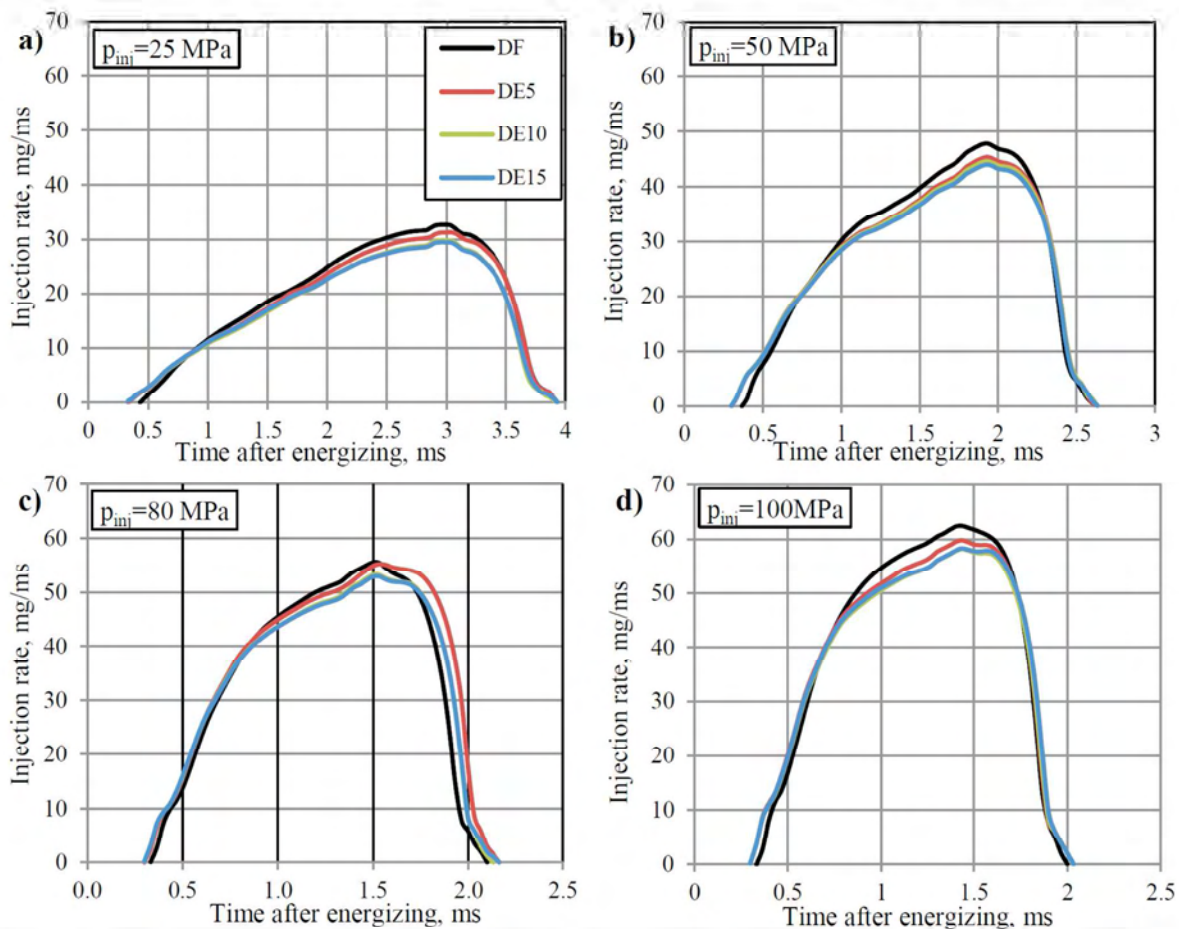


Fig. 2. Effect of the injection pressure and fuel type on the injection rate; back pressure 4.0 MPa; a - $t_{en} = 2.6$ ms; b - $t_{en} = 1.5$ ms; c - $t_{en} = 1.1$ ms; d - $t_{en} = 1.0$ ms

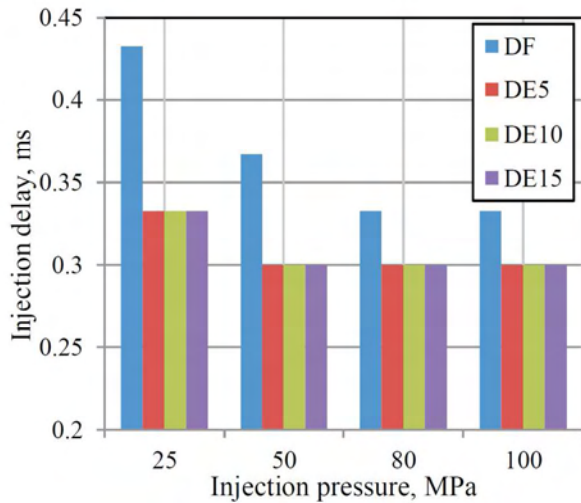


Fig. 3. Effect of the injection pressure on the injection delay

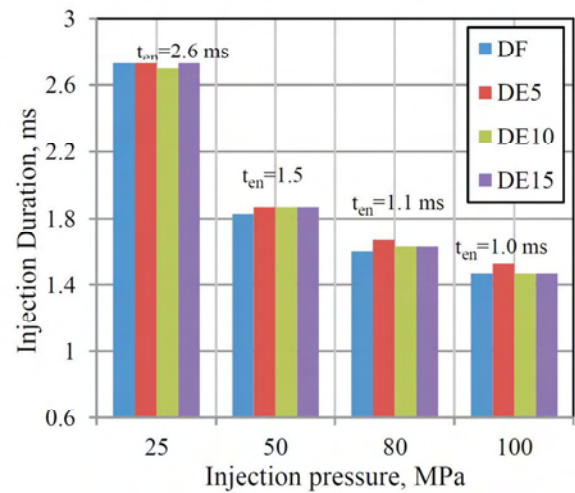


Fig. 4. Injection duration versus injection pressure for different test fuels

the injection delay. By increasing the injection pressure up to 80.0 MPa, the injection delay of diesel fuel slightly decreased to 0.33 ms and of fuel blends remained unchanged. The injection delay was not affected by increasing pressure up to 100 MPa. The injection delay was constant at the same injection pressure for all fuels tested, regardless of the energizing duration.

In contrast to the mechanically controlled injection systems, common rail injector needle rise does not depend on the pump-induced pressure rise, but on the pressures acting on control plunger and nozzle needle difference after the solenoid energizing. The lower density and viscosity of diesel-ethanol blends are able to increase the fuel flow processes and caused shorter injection delay than diesel fuel. Furthermore, the decreased dynamic viscosity of ethanol blended fuel reduced the friction between the fuel and nozzle wall, then affects the injection delay too.

Real fuel injection duration was obtained by analysing injection rate characteristics, and it is the time interval between the start and the end of injection. Figure 4 shows, the injection duration for all test fuels does not differ significantly.

Moreover, the real injection duration in all cases was longer than the energizing duration of the injector. The injection duration was longer by 5.0%, 24.7%, 48.2% and 47.0% at injection pressure 25 MPa, 50 MPa, 80 MPa and 100 MPa correspondently. The real injection duration becomes longer than the energizing duration due to the response time of the injector solenoid for the control signal.

Figure 5 shows the effect of the injection pressure and ethanol content in fuel blends on the discharge coefficient C_d . It can be seen that with increasing injection pressure, discharge coefficient slightly decreasing for all fuels tested. Despite the lower ethanol density and viscosity, by increasing the ethanol amount in the blend, C_d decreases. Discharge coefficient for DE5 was by about 5.9% lower than that for diesel fuel. Increasing ethanol amount in the fuel blend up to 10% (DE10 Blend), reduced C_d by 2.2%, while the increase of ethanol amount in the fuel blend up to 15%, decreased the discharge coefficient by 0.86% approximately. Discharge rate decreases are probably related to the fact that the fuel flow is in the cavitation's regime. As the injection pressure is increased, the amount of cavitation is increased, and C_d

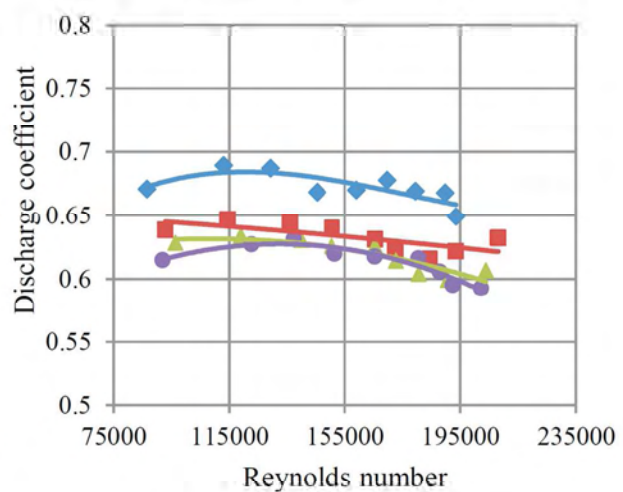
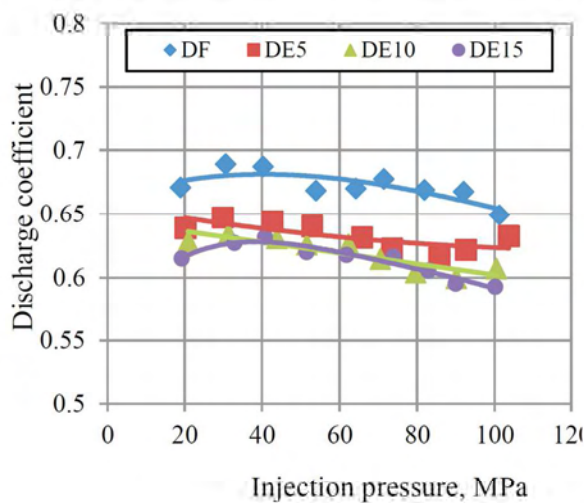


Fig. 5. Discharge coefficient versus injection pressure and Reynolds number for different fuels

decreased. The vapour pressure of ethanol is higher than diesel fuel. Cavitation occurs when the local pressure is lower than the vapour pressure of the fuel. Hence, increasing in vapour formation can be expected for diesel-ethanol blends, which in turn increases cavitation and decreases discharge coefficient.

4. Conclusions

The effect of ethanol additive in diesel fuel on the fuel injection characteristics was experimentally investigated. The injection rate, cycle quantity and the flow losses through the injector nozzle were investigated at 25 MPa, 50 MPa, 80 MPa and 100 MPa injection pressures.

As the research results show, the peak injection rate of diesel-ethanol blends are lower compared to diesel fuel. Furthermore, the injection rate of diesel fuel has the highest rising slope after the start of injection compared to diesel-ethanol blends.

The injection delay for ethanol blended fuel was shorter by 23%, 18.9% and 9.0% than for diesel fuel at 25 MPa, 50 MPa and 80 MPa injection pressures correspondently. The injection duration in all cases was longer than the energizing duration of the injector and for all test fuels does not differ significantly.

The discharge coefficients of diesel-ethanol blends were lower than those of diesel fuel: about 5%, 7.2% and 8.0% for the blends DE5, DE10 and DE15 correspondently.

Nomenclature

\dot{m} Mass flow rate
 a Sound velocity in fuel
 $p(t)$ Dynamic pressure

C_d Discharge coefficient
 t_{en} Injector energizing duration

Bibliography

- [1] EC European Commission, et al. White Paper roadmap to a single European transport area towards a competitive and resource efficient transport system. COM, 2011, 144.
- [2] Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals (vol. 930). New York: McGraw-Hill, 1988.
- [3] Edwards R., Larive J.F., Rouveïrolles P. Well-to-wheels analysis of future automotive fuels and power-trains in the European context. Well-to-Wheels report, European Commission Joint Research Centre, January 2001, p. 1–60.
- [4] Boudy F., Seers P. Impact of physical properties of biodiesel on the injection process in a common-rail direct injection system. *Energy Conversion and Management*, 50(12), 2905-2912, 2009.
- [5] Rakopoulos D.C., Rakopoulos C.D., Papagiannakis R.G., Kyritsis D.C. Combustion heat release analysis of ethanol or n-butanol diesel fuel blends in heavy-duty DI diesel engine. *Fuel*, 90 (5), 1855-1867, 2011.
- [6] Labeckas G., Slavinskas S., Mažeika M. The effect of ethanol-diesel-biodiesel blends on combustion, performance and emissions of a direct injection diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 2014, (79), 698-720.
- [7] Rakopoulos D.C., Rakopoulos C.D., Kakaras E. C., Giakoumis E.G. Effects of ethanol-diesel fuel blends on the performance and exhaust emissions of heavy duty DI diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 2008, 49(11), 3155-3162.
- [8] Hansen A.C., Zhang Q., Lyne P.W. Ethanol-diesel fuel blends – a review. *Bioresource technology*, 2005, 96 (3), 277-285.
- [9] Torres-Jimenez E., Jerman M.S., Gregore A., Lisee I., Dorado M.P., Kegl B. Physical and chemical properties of ethanol-diesel fuel blends. *Fuel*, 2011, 90 (2), 795-802.
- [10] Weber de Menezes E., da Silva R., Cataluna R., Ortega R.J. Effect of ethers and ether/ethanol additives on the physicochemical properties of diesel fuel and on engine tests. *Fuel*, 2006, 85 (5), 815-822.
- [11] Chakravarthy K., McFarlane J., Daw S.C., Ra Y., Reitz R.D. Physical properties of soy bio-diesel and implications for use of biodiesel in diesel engines. SAE Paper No. 2007-01-0430.
- [12] Som S., Longman D.E., Ramirez A.I., Aggarwal S.K. A comparison of injector flow and spray characteristics of biodiesel with petrodiesel. *Fuel*, 2010, 89 (12), 4014-4024.
- [13] Agarwal A.K., Dhar A., Gupta J.G., Kim W.I., Choi K., Lee C.S., Park S. Effect of fuel injection pressure and injection timing of Karanja biodiesel blends on fuel spray, engine performance, emissions and combustion characteristics. *Energy Conversion and Management*, 2015, 91, 302-314.
- [14] Torres-Jimenez E., Dorado M.P., Kegl B. Experimental investigation on injection characteristics of bioethanol-diesel fuel and bioethanol-biodiesel blends. *Fuel*, 2011, 90(5), 1968-1979.
- [15] Park Su Han, Suh Hyun Kyu, Lee Chang Sik. Nozzle flow and atomization characteristics of ethanol blended biodiesel fuel. *Renewable energy*, 2010, 35, 1: 144-150.
- [16] Dernotte J., Foucher F., Hespel C., Houille S., Mounaïm-Rousselle C. Experimental study of the effect of fuel properties on the diesel injection process. In Proceedings of the European Combustion Meeting 2011.
- [17] Bosch W. The fuel rate indicator: a new instrument for display of the characteristic of individual injection. SAE Paper 660749; 1966.
- [18] Park, Su Han; Suh, Hyun Kyu, Lee, Chang Sik. Nozzle flow and atomization characteristics of ethanol blended biodiesel fuel. *Renewable energy*, 2010, 35, 1: 144-150.

Slavinskas Stasys, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Agricultural Engineering at Aleksandras Stulginskis University in Kaunas, Lithuania.

e-mail: stasys.slavinskas@asu.lt



Mickevičius Tomas – PhD student in the Faculty of Agricultural Engineering at Aleksandras Stulginskis University in Kaunas, Lithuania.

e-mail: t.mickevicius@yahoo.com



Combustion characteristics of a spark-ignited split-cycle engine fuelled with methane

This paper begins with a brief introduction to the operating principles of a split-cycle engine that utilizes a valved, intermediary volume to connect the two engine cylinders. Results from experimental testing of the engine fuelled with pure methane are presented with a particular emphasis on the combustion duration and phasing. Two different methods of analysing the combustion duration – the mass fraction burn (MFB) and normalized pressure ratio (PRN) – are given. Testing was performed at wide open throttle (WOT) for engine speeds ranging from 850–1200 rpm, and air-fuel equivalence ratios from 0.8–1.0. The results indicate that the main combustion duration is very rapid for all conditions tested, despite late combustion phasing. Changes in spark timing were shown to have a considerable impact on IMEP but did not greatly effect the burn duration. Cyclic variability of IMEP was found to be less than 4% for all cases, except when operation was leaner than $\phi = 0.85$, indicating good combustion stability.

Key words: spark ignition engines, split-cycle, methane, natural gas, CNG, fast burn, turbulence

1. Introduction

The use of natural gas (NG) as a transportation fuel is supported by many appealing attributes associated with the fuel's properties and the resulting combustion characteristics. The fuel is primarily composed of methane, generally > 90% by volume, which provides excellent knock resistance and the ability to employ higher engine compression ratios. Furthermore, NG is often referred to as a clean-burning fuel, which stems from the low levels of combustion product pollutants. In comparative engine trials between gasoline and NG, Evans and Blaszczyk [1] report lower HC and CO emissions for the majority of conditions tested under NG fuelling, and up to 50% less at certain full load conditions. NO_x emissions, however, are generally on par with gasoline fuelled engines, or slightly higher due to the advanced timing required for the slower combustion of NG. Greenhouse gas emissions are also inherently lower on account of a relatively low carbon-to-hydrogen ratio. Interested readers can find a comprehensive review of NG engine performance and emissions characteristics in Cho and He [2], as well as Semin [3] and Korakianitis et al. [4].

Despite the many benefits of using NG as an alternative fuel for internal combustion engines, several obstacles remain to be overcome. Storage and durability issues, for example, are problematic due to the fuel's low density and lack of lubricity, respectively. For port injected engines, the fuel density is also destructive to the volumetric efficiency by as much as 10–15% [2], as the fuel displaces a large portion of intake air. From a combustion stand-point, NG is also disadvantaged by its low laminar flame speed, which results in a relatively lengthy combustion duration. Consequently, MBT spark timing must be advanced in comparison to gasoline operation – up to 10 °CA under certain conditions [1] – leading to increased pumping work and higher heat transfer losses.

It is well documented that turbulent fluid motion within the cylinder can be used to shorten the combustion duration [5–8], and extend the lean limit of NG engine operation

[9, 10]. The majority of these engines rely on squish volumes and/or specially designed piston cavities to generate turbulence at TDC. This can lead to large flame quenching regions that are prone to producing unburned hydrocarbons. Furthermore, the energy associated with squish-based turbulence is a function of mean piston speed [11] and therefore dependent on engine RPM.

The objective of this research is to evaluate the use of an alternative engine architecture that has potential merit in addressing the issues of volumetric efficiency and combustion duration in NG engines. A split-cycle engine has been developed for this purpose and this paper presents the preliminary combustion characteristics of its operation.

2. Split-cycle engine operation

The so-called split-cycle denotes the engine configuration whereby the processes of compression and expansion are segregated into different cylinders. One cylinder performs the intake and compression strokes, while a second cylinder carries out the expansion (combustion) and exhaust strokes. The configuration of fluid transfer from one cylinder to the other is subject to the split-cycle engine designer. In some cases the fluid is directly transferred between cylinders on each and every cycle, controlled by a single valve [12, 13]. In other scenarios, an intermediary (isobaric) volume exists between the two cylinders [14]. The engine designed for this research uses the latter configuration, for which the intermediary volume will be hereafter referred to as the crossover passage.

To minimize the clearance volume in each cylinder, the valve at each end of the crossover passage opens outward from the cylinder, also known as a reverse poppet valve. This minimizes the amount of trapped mass in the compression cylinder, which otherwise translates into useless pumping work, and also allows for the valve on the outlet side of the crossover passage to be open while the piston is in the vicinity of TDC.

Opening and closing of the valves are timed such that the crossover passage remains (ideally) in an isobaric state.

In reference to the P-V diagrams shown in Figs 1 and 2, the split-cycle process is as follows:

Compression cylinder process (Fig. 1):

- 1-2 The intake valve closes and compression of air begins.
- 2-3 At 2 the cylinder pressure has reached the crossover pressure and the inlet crossover valve opens. As the compression stroke continues, the air in the cylinder is transferred into the crossover passage.
- 3-4 The crossover inlet valve closes and cylinder residuals are expanded to atmospheric pressure.
- 4-1 The intake valve opens and fresh air is brought into the cylinder for the repeating cycle.

Expansion cylinder process (Fig. 2):

- 1-2 The exhaust valve opens and combustion products are expelled from the cylinder.
- 2-3 Approximately 10 °CA before TDC the exhaust valve closes while the crossover outlet valve simultaneously opens. Typically, fuel would be admitted at this time, either at the back of the crossover outlet valve or directly into the cylinder. The cylinder is therefore rapidly filled with an air-fuel mixture, in a time frame of several milliseconds. Pressure in the crossover passage remains fairly constant as the exiting mass is being replaced by the phase-lagged compression cylinder.
- 3-4 Spark initiated combustion and heat release occur after TDC. Spark timing advancement is limited by the closure timing of the crossover outlet valve, to ensure combustion does not propagate back into the crossover passage.
- 4-1 The combustion products are expanded until exhaust blow-down occurs at (1) and the cycle repeats.

The net indicated work done by the engine is the summation of the integral areas below each PV diagram, with the compression cylinder work having a negative value.

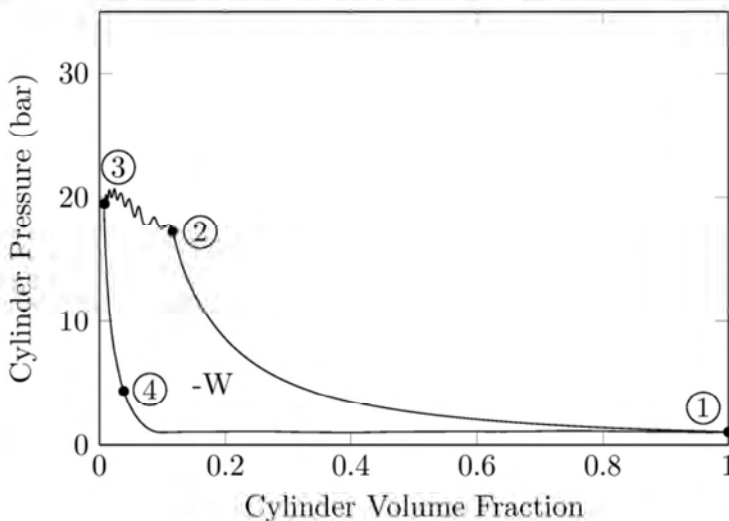


Fig. 1. Example of P-V diagram for compression cylinder

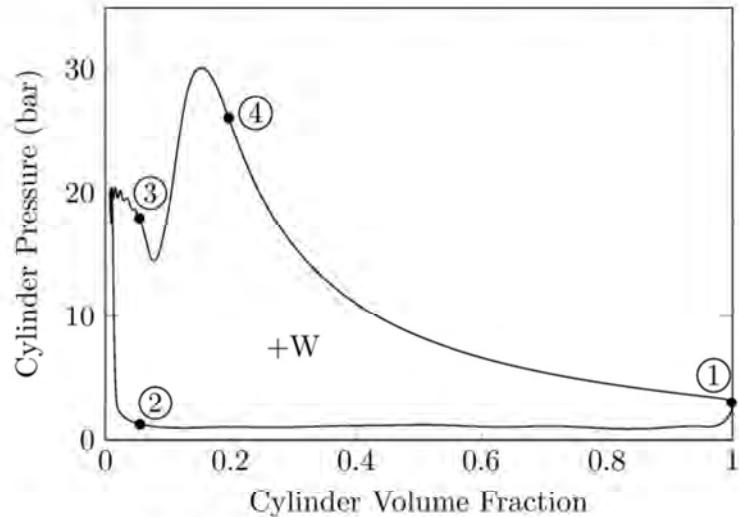


Fig. 2. Example of P-V diagram for expansion cylinder

The pressure ratio between the crossover passage and the expansion cylinder at the time of crossover outlet valve opening (XOVO), is well above the critical value for choked flow conditions. In other words, for the majority of the transfer, the velocity at the inlet boundary to the cylinder is sonic. It is this high velocity, coupled with the small characteristic dimensions of the flow (mainly valve lift height and clearance volume), that generates the small-scale, high-intensity turbulence required for mixing and combustion. Turbulence generation is also largely decoupled from engine speed, which will be discussed in the results section of this paper.

The concept of a split-cycle engine utilizing reverse poppet valves dates back to the early 1900's [15], with many ensuing patents throughout the 19th century [13, 16–18]. Recently, much attention has been garnered by the Scuderi™ Group Inc., who have published several articles discussing the development of their split-cycle engine [14, 19, 20]. The interest in determining how split-cycle engine architecture can possibly remedy the short-comings of NG fuelled engines, in terms of poor volumetric efficiency and lengthy combustion duration, were the motivating factors for this research.

3. Experimental setup

The split-cycle engine used to carry out the experiments in this work was designed and constructed by the authors at the University of Windsor, and is shown in Fig. 3. It has a two cylinder inline configuration and a displacement of 0.24 liters per cylinder. For sake of simplicity, both cylinders have the same bore/stroke configuration and only minor differences in their TDC volumes to allow for piston clearance from the spark plug and exhaust valve.

The naturally aspirated engine has a single intake and exhaust valve, along with two crossover valves – one for each cylinder. Actuation of the four engine valves is accomplished using

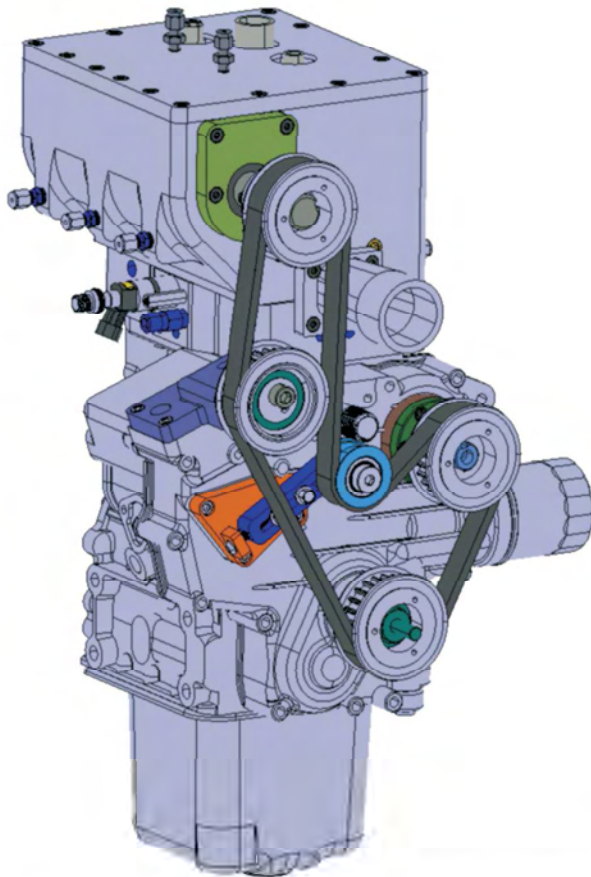


Fig. 3. CAD rendering of split-cycle engine developed by the authors at the University of Windsor

two separate valve trains. The intake and exhaust valve are pushrod driven, while the reverse poppet crossover valves are actuated by an OHC and a split-finger rocker arm configuration. Both camtrains are driven at a ratio of 1:1 by the crankshaft through a synchronous timing belt. Geometric engine specifications are given in Table 1.

Figure 4 shows the layout of the engine ports, as well as the fuel injector and spark plug locations. The cross-flow design was used to separate the hot exhaust port from the rela-



Fig. 4. Split-cycle port configuration: intake (blue), crossover (orange), exhaust (red)

tively cooler compression cylinder. The combustion chamber is pancake-shaped with the exception of a small depression (~3 mm) to accommodate the spark plug electrode.

Methane fuel is injected directly into the crossover passage from a two-stage pressure regulated bottle. Due to the fuel's high octane rating, autoignition inside the crossover passage is not of concern and allowed for an early injection timing of approximately 260 °CA before XOVO. At this time, both crossover valves are closed and the residence time inside the crossover passage is used for air/fuel mixing. The fuel spray is also guided to impinge on the convex wall opposing the injector in an effort to break apart the fuel plume and further promote a homogeneous mixture.

By injecting into the crossover passage, the aspiration deficiencies common to port injected NG engines are eliminated. While the same can be said for direct-injected (in-cylinder) NG systems, the split-cycle has the advantage that combustion does not occur in the crossover passage, reducing the severity of conditions to which the injector is subjected. Furthermore, a lengthy residence time within the crossover passage, coupled with a turbulent discharge period, promotes good mixture homogeneity, which can still be an issue for DI-NG engines [21]. Table 2 provides an overview of the experimental fuel and fuel system properties used in this work.

Instrumentation and data acquisition

Pressure inside the compression and expansion cylinders was measured using a pair of flush-mounted Kistler 6052C piezoelectric transducers. The crossover passage and intake

Table 1. Split-cycle engine geometry

No. of cylinders	2
Bore [mm]	67
Stroke [mm]	68
Connecting rod [mm]	98.2
Swept volume [cm ³]	240
Crossover volume [cm ³]	122.3
Geometric compression ratio	109:1
Geometric expansion ratio	66:1
Crankshaft journal offset	20°
Intake valve OD [mm]	25
Exhaust valve OD [mm]	25
Crossover valve OD [mm]	19
Int/exh valve lift [mm]	7
Crossover valve lift [mm]	3.5

Table 2. Fuel & fuel system specifications

Fuel composition	99.99% methane
Octane rating	130
LHV [MJ/kg]	50
Stoichiometric AFR	17.16
Fuel pressure [bar]	69
Injector location	crossover passage
Injector type	single-hole GDI
Injection timing [°BTDC-e]	270

runner were also instrumented with absolute piezo-resistive pressure transducers, Kistler type 4005B and 4043A, respectively. The intake transducer was used to peg the compression cylinder data, while the crossover transducer provided a pegging reference for the expansion cylinder data.

All analog and digital engine data channels were simultaneously sampled at 0.1 °CA intervals by a National Instruments (NI) 6356, 16-bit DAQ card. All metrics presented in this work were calculated on a single-cycle basis and then averaged. 300 consecutive cycles were used for each operating point. Data processing and logging was performed using NI LabVIEW™, which, in conjunction with the real-time system of a NI-9074 compact-RIO system, was also used to control fuel injection and spark timing. The mass flow rate of fuel was measured using a Sierra Smart-Trak 100 series thermal mass flow meter. The pressure drop across a calibrated laminar flow element was used to measure the volumetric quantity of air entering the engine and subsequently converted into a mass flow rate with corrections for temperature and humidity. Air-fuel ratios were determined using a wideband O₂ sensor in the exhaust header, connected to a Horiba Mexa 730 lambda meter.

The optical encoder used for crank angle measurement was aligned with TDC of the expansion cylinder, and the reader should keep in mind that the compression cylinder TDC occurs 20 °CA after the expansion cylinder. When applicable, the nomenclature used by Phillips et al. [14] will be adopted here to distinguish between cylinders: indices 'c' and 'e' represent the compression and expansion cylinders, respectively, when referring to crank angle position (e.g. ATDC-e).

An overview of the engine operating conditions used to acquire the experimental data can be found in Table 3.

Table 3. Experimental conditions

Engine speed [rpm]	850–1200
Throttle position [%]	100 (WOT)
Coolant temperature [°C]	75
Equivalence ratio [ϕ]	0.81–1.0
Spark timing [°ATDC-e]	18–25
Absolute intake pressure [bar]	~1.0

4. Experimental results and discussion

The results presented in this paper are focused on the combustion characteristics of the split-cycle engine: in particular, an assessment of the burn duration and combustion stability. Figure 5 shows the range of net IMEP and RPM values obtained from testing to date.

Figure 6 shows a typical pressure trace of each cylinder together with the crossover passage. Looking at the expansion cylinder trace, it can be seen that upon opening of the crossover outlet valve the cylinder fills very rapidly, generally on the order of 1–2 ms for the engine speeds tested in this work. There is a short dwell period that follows, where the expansion cylinder piston passes through TDC and then begins to recede. The pressure remains fairly constant since the compression cylinder is still finishing its upstroke, and

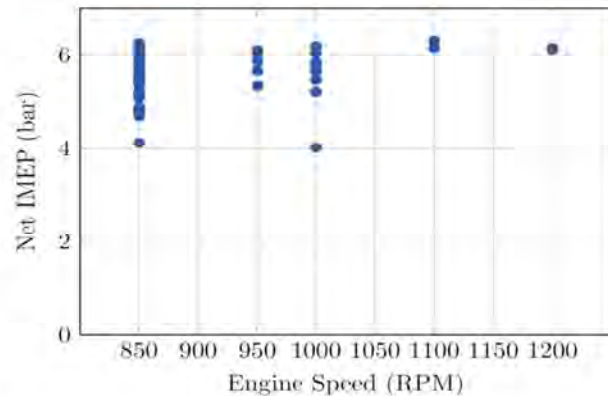


Fig. 5. Engine speed/load combinations tested

since both crossover valves are open, replenishes the outgoing mass. It is worthwhile to note that the minimum volume during this dwell period is located at 10 °CA ATDC-e, and has been referred to as effective TDC in other work [14].

Spark timing for Fig. 6 is 19 °CA ATDC-e, which is dictated by two limiting factors: the crossover outlet valve closing (XOVC) time and the peak differential pressure across the XO valve. Since the crossover valves open away from the cylinder, spring preload is used in combination with the crossover passage pressure to maintain valve closure during the peak pressure of combustion. The crossover pressure has a mean value of 18 bar and is relatively constant, with a slight decrease of around 1–1.5 bar over the cycle due to heat transfer and valve seal leakage. At current maximum spring preload conditions, the combined force allows for combustion pressure to exceed that of the crossover passage by roughly 15 bar. Therefore, spark timing advances were limited to the point where the crossover outlet valve was being pushed open by the peak combustion pressure, which was easily detected on the crossover pressure trace. While these occurrences did not result in combustion propagating backwards into the crossover passage, it did reduce the IMEP value for those specific cycles and is further undesirable from a durability viewpoint, since the valve is closed against its seat in an uncontrolled manner after the combustion pressure subsides.

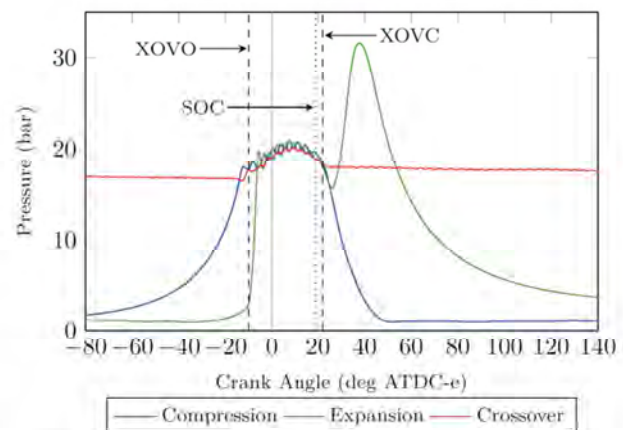


Fig. 6. Cylinders and crossover passage pressure traces of the split-cycle engine at 850 rpm, WOT, 19 deg., ATDC-e spark timing, $\alpha = 1$

This relatively late spark timing is the reason for the drop in cylinder pressure following TDC. The minimal heat release during the flame development period of combustion allows the cylinder pressure to drop in accordance with the expanding volume. Efforts to advance the combustion phasing are on-going and will be discussed in the future recommendations section at the end of this paper.

4.1. Burn duration metrics

Despite its relatively late phase, combustion proceeds very quickly after the flame development period. Figure 7 shows the 300-cycle-averaged MFB curves for two different engine speeds (850 and 1000 rpm), and for both stoichiometric and lean ($\phi = 0.85$) operation. All cases are at WOT

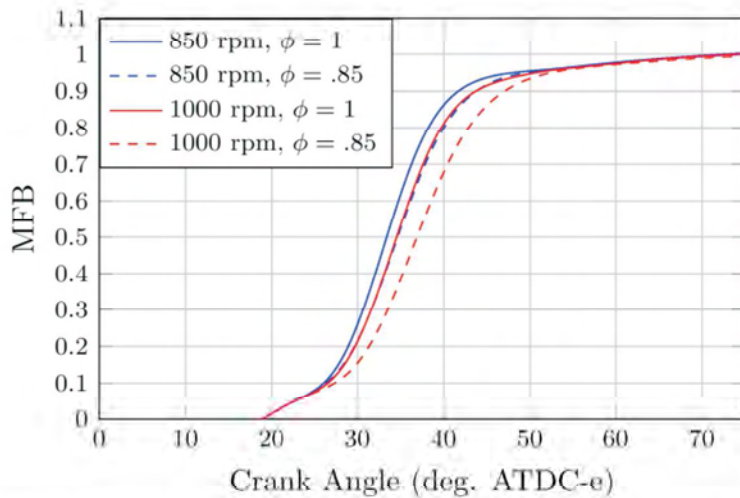


Fig. 7. Example of mass fraction burnt results for two different engine speeds and air-fuel equivalence ratios; all cases full load

with a spark timing of 19 deg. ATDC-e. MFB curves were calculated using the modified Rassweiler and Withrow method presented by Ball et al. [22].

Of particular notice is the immediate rise in MFB following the electrical discharge of the spark plug. This is a manifestation of the crossover outlet valve being open during the first $\sim 6^\circ\text{CA}$ of combustion. In other words, the expanding volume during this period includes the crossover passage and flow into the cylinder is falsely interpreted as the rise in pressure due to combustion. Regardless, this phenomena only effects the shape of the MFB curve and not the point of combustion completion. Furthermore, the CA_{10-90} duration is predictably effected in a conservative manner, since the slope of the MFB curve at 0.1 would be steeper if the curves were shifted downwards, reducing the CA_{10-90} value.

As a secondary metric for analysing combustion duration, the pressure ratio (PR) and its normalized variant (PR_N) were calculated according to Eqs. (1) and (2) [23]. Where P_f and P_m represent the firing and motoring cylinder pressures at the same engine speed/throttle conditions, respectively. The motoring data used in this work was taken with the engine at operating temperature for improved accuracy.

$$\text{PR}(\theta) = \frac{P_f(\theta)}{P_m(\theta)} - 1 \tag{1}$$

$$\text{PR}_N(\theta) = \frac{\text{PR}(\theta)}{\max[\text{PR}(\theta)]} \tag{2}$$

A comparison was made between the MFB and PRN curves, as shown in Fig. 8, for a late spark timing of 25°CA ATDC-e. Since the crossover outlet valve is fully closed at this spark time, the ambiguity in MFB due to flow entering the cylinder during the early stages of combustion is eliminated.

From Figure 8, it can be seen that the MFB and PRN curves are in close resemblance to one another, with CA_{50} being almost identical in both cases. The fractional durations (CA_{10} , CA_{50} , etc.) are given in Table 4, which shows the PRN estimate of the CA_{10-90} burn duration is approximately 3°CA faster than that calculated by the MFB equation.

The same data used to plot MFB in Fig. 7 is reported for PRN in Fig. 9, and the burn duration statistics are given in Table 5. Again, the CA_{10-90} duration is roughly $3-4^\circ\text{CA}$ shorter when calculated using PRN versus MFB. The trends with engine speed and equivalence ratio are also consistent between both methods, and therefore the PRN method appears to be a good substitute for MFB in this particular scenario; where flow is entering the cylinder during the early stages of combustion.

4.2. Combustion progression

Regardless of the method used to calculate the duration of combustion, it is evident that the

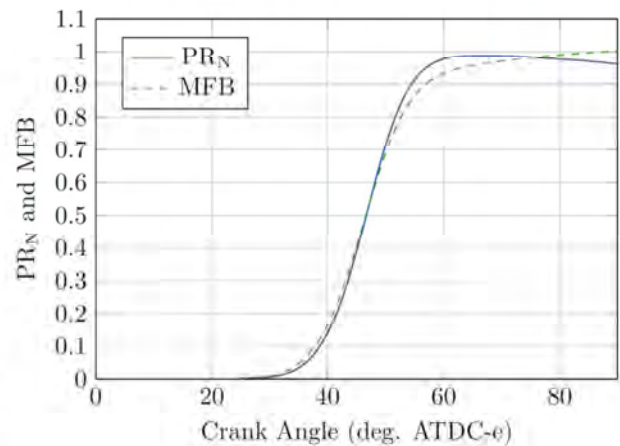


Fig. 8. Comparison of MFB and PR_N curves

Table 4. Burn duration comparisons between MFB and PR_N ; units = $^\circ\text{CA}$

	CA_{10}	CA_{50}	CA_{90}	CA_{10-90}
MFB	38.7	47.1	55.6	16.9
PR_N	39.6	47.3	53.7	14.1
Δ	-0.9	-0.2	1.9	2.8

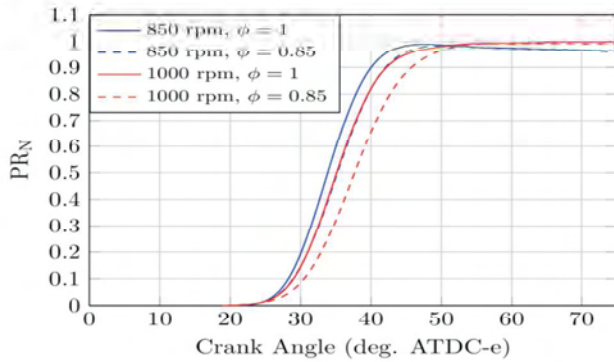


Fig. 9. Normalized pressure ratio vs. crank angle; same data set as Fig. 7

split-cycle engine produces cylinder conditions that are conducive to a fast burn: keeping in mind that there is no squish volume, the mean piston speed is on the order of 2–3 m/s, and combustion occurs well after TDC. The effects of engine speed, spark timing, and air-fuel ratio will now be explored.

Engine speed effects – it is evident from Figures 7 and 9 that the faster engine speed results in a slightly longer combustion duration in terms of °CA. This is consistent with the remaining engine trials up to 1200 rpm, as shown in Fig. 10.

Table 5. CA_{10-90} burn durations for data from Figs 7 and 9; units = °CA

	850 rpm		1000 rpm	
	$\phi = 1$	$\phi = 0.85$	$\phi = 1$	$\phi = 0.85$
MFB	14.9	16.2	15.4	17.8
PR_N	11.2	12.2	12.0	13.6
Δ	3.7	4.0	3.4	4.2

Both the flame development period (CA_{0-10}) and main burn duration (CA_{10-90}) exhibit the same trend and roughly follow the observations of Hires et al. [24], who observed these parameters to be proportional to $rpm^{1/3}$. The increased expansion rate at higher engine speed simply offers less time for combustion to be completed.

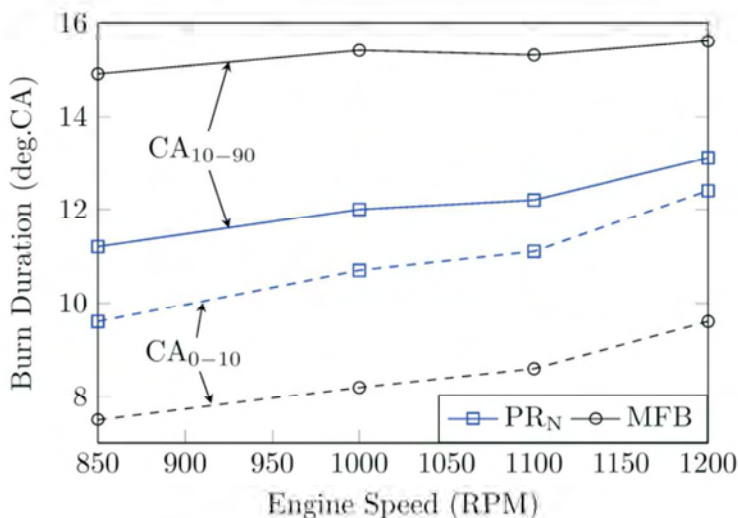


Fig. 10. Effect of engine speed on burn duration

In a standard SI engine, a tradeoff between increased turbulence intensity (roughly equal to 1/2 mean piston speed [25]) and the increasing expansion rate at higher rpm exists. This is not the case for the split-cycle engine used in this work, and begs the question whether or not engine speed and burn duration will scale similar to a conventional SI engine over a broader rpm range. Unfortunately, at this time the split-cycle engine is limited to relatively low speeds (< 1500 rpm) due to dynamic constraints imposed by the short-duration valvetrain.

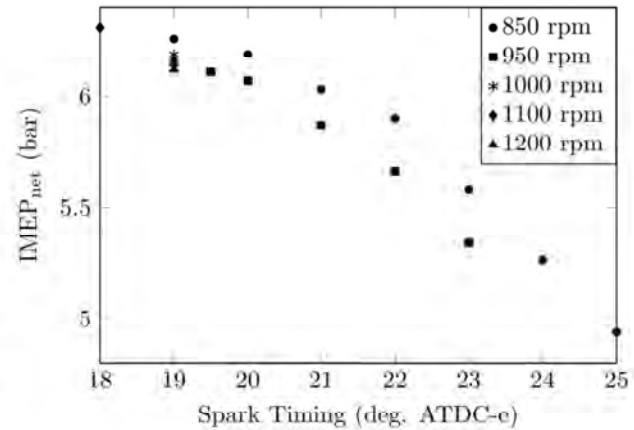


Fig. 11. Net IMEP versus spark timing; WOT, $\phi = 1$

Spark timing effects – advanced spark timing leads to higher net IMEP of the engine, as shown in Fig. 11, with net IMEP values ranging from 4.8 to 6.3 bar from spark timings of 25 to 18 °CA ATDC-e, respectively. At this point in time, MBT conditions have not been fully realized due to the limitations associated with the crossover outlet valve, discussed earlier in this paper. The most advanced spark timings presented are at the current limit of operation.

Figure 12 shows the CA_{10-90} combustion duration over a range of spark timings, from 19–25 °CA ATDC-e. It is clear that the rate at which combustion progresses is relatively unaffected by spark timing, despite the increase in load (and therefore temperature). The solid lines represent the mean data, while the dashed lines are single-cycle maximum and minimum values for each operating point. There is a very slight trend towards a shorter combustion duration for advanced spark timing: approximately 1.5 to 2.5 °CA depending on which metric is used for CA_{10-90} . This is thought to be a consequence of the decreasing cylinder pressure, and therefore temperature, at later spark timings, resulting in a slower reaction rate. The trend in IMEP with spark timing is therefore primarily driven by the magnitude and location of peak pressure, and not by any significant changes in combustion or turbulence conditions.

The location of peak pressure (LPP) and CA_{50} are shown together with IMEP in Fig. 13, for the

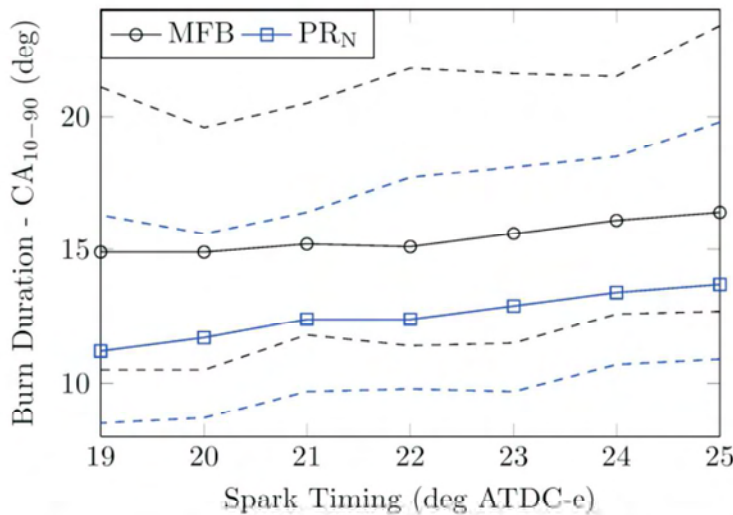


Fig. 12. Burn duration as a function of spark timing; 850 RPM, WOT, $\phi = 1$

same data from Fig. 12. The LPP is inversely correlated with IMEP, and occurs approximately 5 °CA after the midpoint of combustion (CA_{50}). The relationship with LPP and spark timing is non-linear and appears to be reaching a plateau as spark is advanced. This correlates to some degree with cylinder volume, which is changing less rapidly in the vicinity of TDC.

Figure 12 also shows the spread of burn durations present for a given spark timing, with single cycles achieving CA_{10-90} in as little as 8.5–10.5 °CA, to as much as 19.8–23.4 °CA, again depending on the metric used for evaluation. To further investigate the combustion stability, the coefficient of variation (COV) was calculated for the CA_{10-90} burn durations (both MFB and PRN), as well as the net IMEP. The results are shown in Fig. 14 for an engine speed of 850 rpm, and stoichiometric air-fuel ratio. The COV of CA_{10-90} is fairly consistent throughout the range of spark

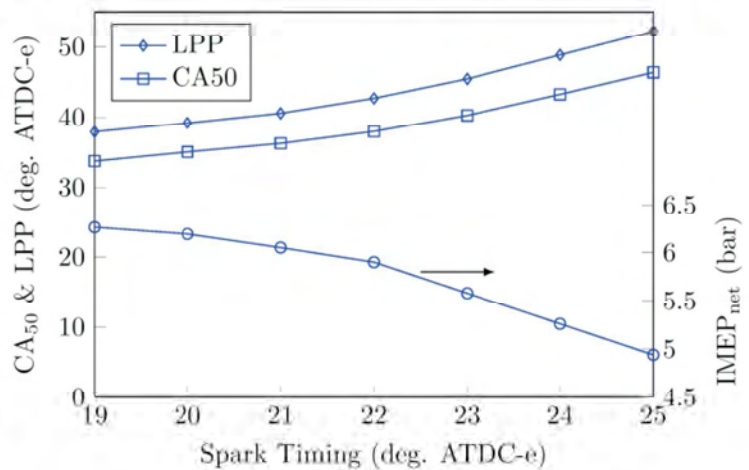


Fig. 13. Effect of spark timing on location of peak pressure and CA50 MFB

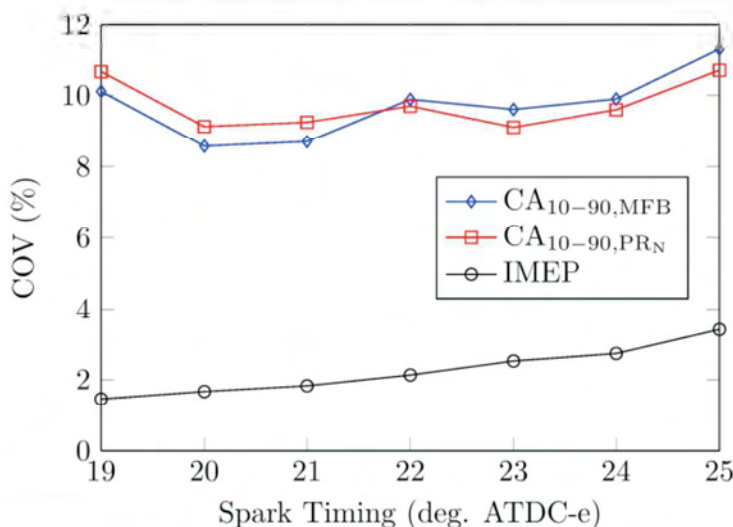


Fig. 14. Coefficient of variation for MFB, PRN, and IMEP as a function of spark timing

timing, with a slightly decreasing trend towards advanced timing if the point at 19 °CA is ignored. The variability in burn duration does not appear to effect IMEP, which consistently reduces from 3.4 to 1.5%, as spark is advanced from 25 to 19 °CA ATDC-e.

One possible explanation for the rise in COV for CA_{10-90} at 19 °CA, is that the peak pressure in the cylinder will occasionally exceed the closure force of the crossover valve for certain cycles when combustion is very rapid. The opening of the valve occurs at the LPP, which corresponds to a MFB of approximately 0.8. Therefore, the gases being pushed back into the crossover passage are likely to be combustion products, causing the residuals in the following cycle to be higher. Opening of the crossover valve was detected to occur in approximately 2% of the cycles for the data shown in Fig. 14 at 19 °CA spark timing.

Air-fuel ratio effects – the effect of a lean air-fuel ratio on the rate of combustion was investigated by varying the equivalence ratio from stoichiometric to $\phi = 0.81$. Figure 15 shows the CA_{0-10} and CA_{10-90} burn durations for an engine speed of 850 rpm, and spark timing ranging from 20–22 °CA ATDC-e. It can be seen that lean conditions down to $\phi = 0.9$ exhibit no change in either the early flame development time (CA_{0-10}) or the main burn duration (CA_{10-90}). However, at $\phi = 0.85$ and leaner, a parallel increase in the CA_{0-10} and CA_{10-90} burn durations is present. This is expected, given the reduced temperature under lean conditions and the dependence of laminar flame speed on temperature.

While the engine will run at equivalence ratios less than 0.8, misfires cause unstable exhaust O_2 readings, which makes it difficult to determine

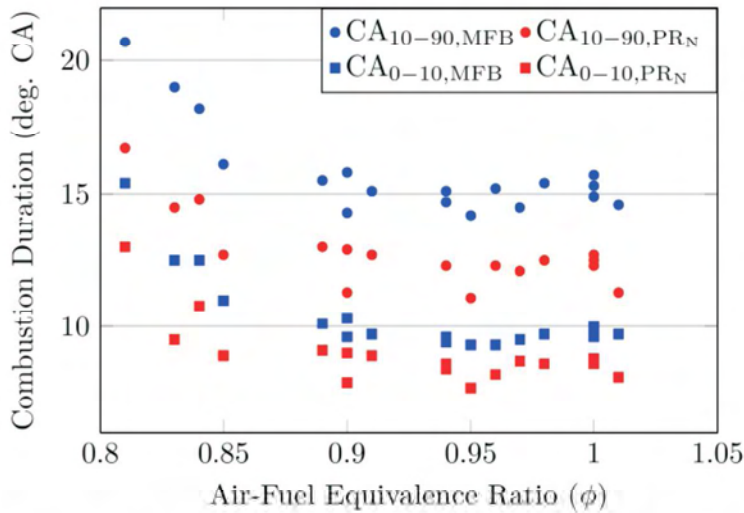


Fig. 15. Effect of air-fuel ratio on combustion duration; 850 rpm, WOT, 20–22° spark timing

the steady-state air-fuel ratio. It is worthwhile to note that none of the 300-cycle data sets shown in Fig. 15 contain any misfires.

As an assessment of stability, the COV of the CA_{10-90} burn duration, as well as IMEP, are shown in Fig. 16 as function of air-fuel ratio. Stability in both parameters are relatively constant between $\phi = 0.9$ and 1, with average COV values of 9.2 and 2.1%, respectively. Charges leaner than $\phi = 0.85$ depict a similar trend to Fig. 15, indicating larger cyclic variability under these conditions.

Discussion – overall, the data presented in this work shows the combustion duration in the split-cycle engine to be quicker than some CNG-fueled engines [1, 26], and on par with others [8, 10, 27]. However, the references used for comparison also have combustion phased much closer to TDC and therefore achieve greater peak cylinder pressures, resulting in higher gas temperatures and chemical reaction rates. This begs the question whether more advanced spark timing (closer to TDC) will continue to hasten combustion in the split-cycle engine. Trends in both the early flame development (CA_{0-10}) and main burn (CA_{10-90}) indicate this may in fact be the case, although current limitations of the crossover valve must be addressed in order to further investigate.

Despite the sonic flow condition of the charge as it enters the cylinder prior to combustion, and the presuming turbulence intensity, the cyclic variation of IMEP was lower than expected: ranging from approximately 1.5 to 3% for the majority of conditions tested, except at equivalence ratios leaner than $\phi = 0.85$. This is a good indication that cylinder conditions at the time of spark, with respect to: local air-fuel ratio, charge homogeneity, state properties, and fluid motion, are relatively consistent. As spark timing is advanced closer to TDC the stability has shown to improve, however, it is

anticipated that as the spark timing approaches the main flow period coming from the crossover passage, high strain rates and kernel convection caused by high bulk flow velocity may result in diminished stability.

5. Conclusions

1. The use of split-cycle engine architecture has been shown to provide rapid and stable combustion of methane fuel.
2. For the limited range of engine conditions tested, the normalized pressure ratio (PRN) is a good predictor of combustion progress in lieu of the regular mass fraction burn (MFB) calculation. This is especially helpful for cases when the crossover valve remains open during the early stages of combustion; the flow from which falsely manifests itself as combustion.
3. The main combustion duration has been found to be largely decoupled from the spark timing due to the independence of turbulence generation from piston motion. In other words, fast combustion was achieved without the use of intake stroke charge motion (tumble or swirl), piston squish, or a high mean piston speed.

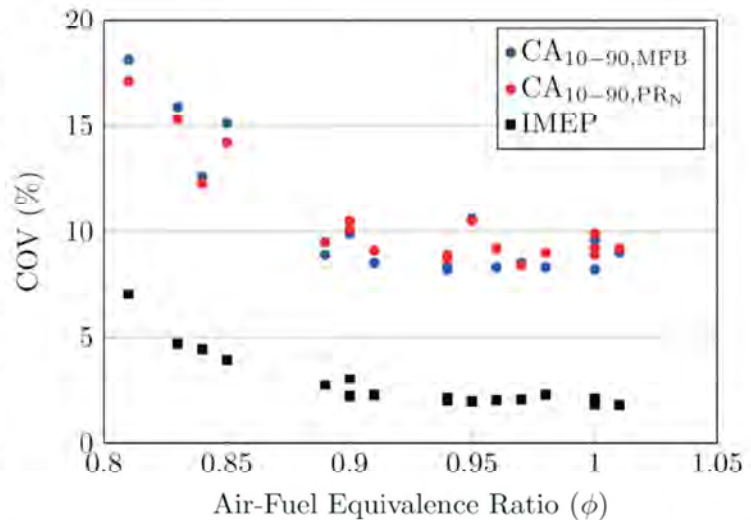


Fig. 16. Coefficient of variation for burn duration and IMEP as a function of air-fuel ratio; 850 rpm, WOT, 20–22° spark timing

4. The burn duration and combustion stability were found to be non-responsive to lean air-fuel ratios in the range of $\phi = 0.9$ to 1.0. Variation in burn duration, and consequently IMEP, increases for mixtures leaner than 0.9.

6. Future work

The next steps into the split-cycle engine research will be focused on achieving earlier-phased combustion by increasing the crossover valve retention force, which will allow for higher peak cylinder pressures. Exhaust gas emissions and higher engine speeds will also be explored.

Nomenclature

NG	Natural gas	CA _{10,90}	Crank angle duration of 0.1 to 0.9 MFB
HC	Hydrocarbons	IMEP	Indicated mean effective pressure
CO	Carbon monoxide	MFB	Mass fraction burned
OHC	Overhead camshaft	COV	Coefficient of variation
MBT	Maximum brake torque	ATDC-e	After TDC of expansion cylinder
XOVO	Crossover outlet valve opening	LPP	Location of peak pressure
XOVC	Crossover outlet valve closing	PRN	Normalized pressure ratio
SOC	Start of combustion	WOT	Wide open throttle
TDC	Top dead centre	°CA	Degrees crank angle

Bibliography

- [1] Evans R.L., Blaszczyk J. A comparative study of the performance and exhaust emissions of a spark ignition engine fuelled by natural gas and gasoline. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D, J. Automob. Eng.*, vol. 211, no. 1, pp. 39–47, Jan, 1997.
- [2] Cho H.M., He B.-Q. Spark ignition natural gas engines – a review. *Energy Convers. Manag.*, vol. 48(2), pp. 608–618, Feb. 2007.
- [3] Semin R.A.B. A technical review of compressed natural gas as an alternative fuel for internal combustion engines. *Am. J. Eng. Appl. Sci.*, vol. 1, no. 4, pp. 302–311, 2008.
- [4] Korakianitis T., Namasivayam A.M., Crookes R.J. Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions. *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 37(1), pp. 89–112, Feb. 2011.
- [5] Johansson B., Olsson K. Combustion chambers for natural gas SI engines part I: fluid flow and combustion. *SAE Tech. Pap.* 950469, 1995.
- [6] Hui X., Lapointe L.A. Combustion characteristics of lean burn and stoichiometric with EGR ignited natural gas engines. *Proc. ASME 2014 Intern. Combust. Engine Div. Fall Tech. Conf.*, vol. ICEF2014, no. 5521, 2014.
- [7] Das A., Watson H.C. Development of a natural gas spark ignition engine for optimum performance. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 211, no. 5, pp. 361–378, Jan. 1997.
- [8] Tunestål P., Christensen M., Einewall P., Andersson T., Johansson B., Jonsson O. Hydrogen addition for improved lean burn capability of slow and fast burning natural gas combustion chambers. *SAE Tech. Pap.* 2002-01-2686, 2002.
- [9] Kastanis E., Evans R.L. The squish-jet combustion chamber for ultra-lean burn natural gas engines. *SAE Tech. Pap.* 2011-24-0112, 2011.
- [10] Olsson K., Johansson B. Combustion chambers for natural gas SI engines part 2: combustion and emissions. *SAE Tech. Pap.* 950517, 1995.
- [11] Ancimer R. The influence of in-cylinder flows on the flame kernel growth in natural gas fuelled spark ignition engines. University of Toronto, 2000.
- [12] Musu E., Rossi R., Gentili R. Clean diesel combustion by means of the HCPC concept. *SAE Tech. Pap.* 2010-01-1256, 2010.
- [13] Thurston K., Lundy J. Split-cycle engine and method of operation. US Patent 3,880,126, 1975.
- [14] Phillips F., Gilbert I., Pirault J.P., Megel M. Scuderi split cycle research engine: overview, architecture and operation. *SAE Tech. Pap.*, no. 2011-01-0403, 2011.
- [15] Webb S.J., Webb R.D. Gas engine. US Patent 1,062,999, 1913.
- [16] De Vries G. Internal combustion engine. US Patent 3,623,463, 1971.
- [17] Tour B. Double piston cycle engine. US Patent 7,516,723, 2009.
- [18] Scuderi S., Scuderi S. Split-cycle air hybrid engine. Patent, WO 2007/0814452007.
- [19] Meldolesi R., Bailey G., Lacy C., Gilbert I., Pirault J.P., Perkins A. Scuderi split cycle fast acting valvetrain: architecture and development. *SAE Tech. Pap.*, no. 2011-01-0404, 2011.
- [20] Branyon D., Simpson D. Miller cycle application to the Scuderi split cycle engine (by downsizing the compressor cylinder). *SAE Tech. Pap.* 2012-01-04, 2012.
- [21] Douailler B., Ravet F., Delpech V., D. Soleri, Reveille B., Kumar R. Direct injection of CNG on high compression ratio spark ignition engine: numerical and experimental investigation. *SAE Tech. Pap.* 2011-01-0923, 2011.
- [22] Ball J.K., Raine R.R., Stone C.R. Combustion analysis and cycle-by-cycle variations in spark ignition engine combustion part I: an evaluation of combustion analysis routines by reference to model data. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D*, vol. 212, no. D5, pp. 381–399, 1998.
- [23] Eriksson L. Spark advance modeling and control. No. 580. p. 183, 1999.
- [24] Hires S.D., Tabaczynski R.J., Novak J.M. The prediction of ignition delay and combustion intervals for a homogeneous charge, spark ignition engine. *SAE Tech. Pap.*, pp. 1053–1067, 1979.
- [25] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [26] Ma F., Wang Y., Liu H., Li Y., Wang J., Zhao S. Experimental study on thermal efficiency and emission characteristics of a lean burn hydrogen enriched natural gas engine. *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 32, no. 18, pp. 5067–5075, Dec. 2007.
- [27] Saanum I., Bysveen M., Tunestål P., Johansson B. Lean burn versus stoichiometric operation with EGR and 3-way catalyst of an engine fuelled with natural gas and hydrogen enriched natural gas. *SAE Tech. Pap.*, 2007.

Iain Cameron, PhD. student at University of Windsor, Ontario, Canada.



Andrzej Sobiesiak, PhD., – Professor and Head, Department of Mechanical, Automotive and Materials Engineering, University of Windsor, Canada.

e-mail: asobies@uwindsor.ca



Modelling and simulation of working processes in Wankel engine with direct hydrogen injection system

Wankel engines were very attractive in automotive sector almost forty years ago because of small dimensions, compactness, simple design, smoothness of engine work and lack of vibration caused by inertia forces. The disadvantage of such engine was very high pollution, especially of hydrocarbons and carbon monoxide and high fuel consumption. These disadvantages can be eliminated by applying of direct injection of hydrogen and in the aviation sector by applying of fuel with high octane number also at a direct injection system. The main objective of the work is modelling of the thermodynamic process taking place during the scavenge process in such engine. At assumed geometry of the engine, initial and boundary conditions the change of engine parameters such as pressure, temperature, density, heat exchange and volume are calculated on the base of zero-dimensional model as a function of rotation angle of the piston. Forming of the mixture during fuel injection process in compression process gives information about the air excess ratio. The presented model is applicable for different sort of fuels. This work is introduction to a broader analysis of the processes in spatial system. Application of hydrogen reduces of toxic components emission from such engine, but decreases also engine power.

Key words: combustion engines, Wankel engine, scavenging process, hydrogen combustion

Modelowanie i symulacja procesów roboczych w silniku Wankla z bezpośrednim wtryskiem wodoru

Silnik Wankla był bardzo interesujący dla przemysłu samochodowego prawie czterdzieści lat temu ze względu na małe wymiary, kompaktowość, prostą konstrukcję, równomierność pracy silnika i brak drgań wywołanych silami bezwładności. Wadą tego silnika była duża toksyczność emitowanych spalin, szczególnie węglowodorów i tlenków azotu oraz duże zużycie paliwa. Te niedoskonałości silnika mogą być wyeliminowane dzięki zastosowaniu bezpośredniego wtrysku paliwa o dużej liczbie oktanowej lub wodoru. Głównym celem pracy jest modelowanie parametrów termodynamicznych procesów zachodzących w czasie przepłukania w tym silniku. Przy założonych parametrach geometrycznych silnika, warunkach brzegowych i początkowych obliczono zmiany parametrów takich, jak: ciśnienie, temperatura, gęstość, prędkości wlotu i wylotu za pomocą własnego programu komputerowego opartego na modelu 0-D w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Tworzenie mieszanki podczas wtrysku paliwa daje informację o współczynniku nadmiaru powietrza. Zaprezentowany model obliczeniowy jest dostosowany do różnego rodzaju paliwa. Praca jest wstępem do szerszej analizy procesów przestrzennych w komorze spalania. Zastosowanie wodoru zmniejsza emisję szkodliwych składników spalin, lecz zmniejsza również moc silnika.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, silnik Wankla, przepłukanie, spalanie wodoru

1. Introduction

History of rotary Wankel engine [2] is very long and expectations for it were very large. Working principles of that engine were described in many papers and elaborations [1, 7, 8, 15] concerning geometry, trajectory of the rotary piston and sealing. Features of this engine include: smoother rotational speed as a result of smaller inertia forces, higher rotational speed, smaller size in comparison to traditional valve engines, high specific power density, multifuel capability and compactness. The engine has also an advantage over four stroke engine that it can take several work cycles (usually three) during one piston rotation for one piston depending on engine design.

The disadvantage of such engine was very high exhaust gases pollution, especially of hydrocarbons and carbon monoxide and high fuel consumption. Wankel engine works as two-stroke engine with outflow (exhaust) and inflow ports located on the lateral side walls or on peripheral of epitrochoid. In addition the rotary engines have fewer parts than reciprocating engines. Their main problems are caused

1. Wstęp

Historia silnika Wankla [2] z obrotowym tłokiem jest bardzo długa, a oczekiwania względem niego były bardzo duże. Zasada działania tego silnika była przedstawiona w wielu artykułach naukowych i licznych opracowaniach [1, 7, 8, 15] dotyczących geometrii, trajektorii ruchu obrotowego tłoka oraz uszczelnienia. Zaletami tego silnika są: równomierność prędkości obrotowej jako wynik mniejszych sił bezwładności, osiąganie dużych prędkości obrotowych, mniejsze wymiary w porównaniu do tradycyjnego silnika zaworowego tej samej mocy, duża jednostkowa masowa moc, możliwość wielopaliwowości oraz duża zwartość budowy. Silnik jest lepszy od silnika czterosuwowego, ponieważ w czasie jednego obrotu tłoka wykonywanych jest kilka cykli roboczych (zazwyczaj trzy) dla jednego tłoka, zależnie od konstrukcji silnika.

Wadą tego silnika jest bardzo duża emisja szkodliwych składników spalin, szczególnie węglowodorów i tlenku węgla oraz duże zużycie paliwa. Silnik Wankla pracuje w trybie silnika dwusuwowego z oknami wylotowymi

by leakage through the rotor apex seals and housing. It was considered by many researchers [1, 8, 9]. The direct injection stratified charge (DISC) are particularly advantageous in areas, where availability of aviation fuel is limited. The paper performs the scavenge process of Wankel engine with specified geometry and location of inlet and exhaust ports in order to explain the causes of air-fuel mixture formation in the combustion chamber with variable geometry. In order to decrease emission of exhaust gas pollutants the direct fuel injection of hydrogen was considered.

The work is done on the basis of results obtained from simulation program based on 0-D model of combustion process with single zone and 1-D code of gas flow in inlet and outlet pipes. Heat transfer and mechanical losses were included in the model. Wankel engine can be considered as a power source in aviation due to compactness, smoothing work and high power density. In the world literature there is little positions concerning the scavenge process in Wankel engine. Recently many experimental works have been done in development of modern Wankel engines, for instance by Mazda researchers in 2004 [3].

2. Geometry of Wankel engine

The geometry of Wankel engine was presented in many papers, however, the given mathematical formulas sometimes differs with reality. A new approach of describing of Wankel engine was done by Warren [11] in his doctoral dissertation in 2012 and also by Zhao et al [15] for determination of trajectory of pump with Wankel geometry. The triangular shape of the piston causes that the internal shape of cylinder is described by close curve in a function of epitrochoide. The housing contour design with flow of compressed gas was given by Ma, Kuo and Chen [12] in 2010.

The overall geometry of the Wankel engine with outlet and inlet ports is shown in Fig. 1. Between outer housing shape and piston apex is the seal with length a . In order to decrease compression ratio the piston has small chamber, which increases combustion chamber volume. In Fig. 1 it is a bowl of small depth. Rotation of the piston relative to the central axis regarding to crank rotation is three times lower. Each point (point A) of epitrochoide is described by two equations:

$$x_A = e \cos \alpha + (R + a) \cos \beta \quad (1)$$

$$y_A = e \sin \alpha + (R + a) \sin \beta \quad (2)$$

where: $\alpha = 3\beta$ – crank rotation angle, e – crank radius, R – length from apex to piston centre, a – seal length.

Chamber volume and surfaces of the chamber are a function of crank angle rotation α and geometry (R, e, ρ). In order to perform the engine working process volume and surfaces were calculated for every crank rotation angle.

The areas of the surfaces were calculated by subtracting the areas contained within the lateral surfaces of the piston from the surface located between the straight lines connecting the axle of the crankshaft to the adjacent corners of the piston. The areas were determined from geometrical

i dolotowymi umieszczonymi w płaszczyźnie bocznej lub na poboczniczy epitrochoidy. Silnik ma także mniej części niż tradycyjny silnik tłokowy. Głównym problemem w silniku jest uszczelnienie wierzchołków tłoka względem poboczniczy epitrochoidy i bocznych powierzchni. Było to tematem rozważań wielu badaczy [1, 8, 9]. Bezpośredni wtrysk paliwa tworzący ładunek uwarstwiony (DISC) ma szczególne znaczenie w tych obszarach lotnictwa, gdzie zużycie paliwa jest ograniczone. Praca przedstawia proces przepływania w silniku Wankla o określonej geometrii i umieszczeniu okna wylotowego i dolotowego w celu wyjaśnienia przyczyn formowania mieszanki paliwowo-powietrznej w komorze spalania o zmiennej geometrii. W celu zmniejszenia emisji szkodliwych składników spalin rozważany jest bezpośredni wtrysk wodoru.

Pracę wykonano na podstawie wyników otrzymanych z symulacji numerycznej pracy silnika przeprowadzonej w programie komputerowym opracowanym przez autora i opartym na modelu 0-D jednostrefowego procesu spalania oraz modelu 1-D nieustalonego przepływu gazu w przewodzie dolotowym i wylotowym. Wymianę ciepła oraz straty mechaniczne również uwzględniono w modelu. Silnik Wankla może być rozważany jako źródło napędu w lotnictwie z powodu zwartości konstrukcji, równomierności pracy oraz dużej gęstości mocy. W literaturze światowej jest bardzo mało pozycji dotyczących procesu przepływania w silniku Wankla. W ostatnich latach wykonano natomiast dużo prac badawczych nad rozwojem silników Wankla, np. przez badaczy firmy Mazda w roku 2004 [3].

2. Geometria silnika Wankla

Zależności geometryczne w silniku Wankla były przedstawione w wielu pracach, jednakże podawane wzory matematyczne czasami różnią się od rzeczywistości. Nowego

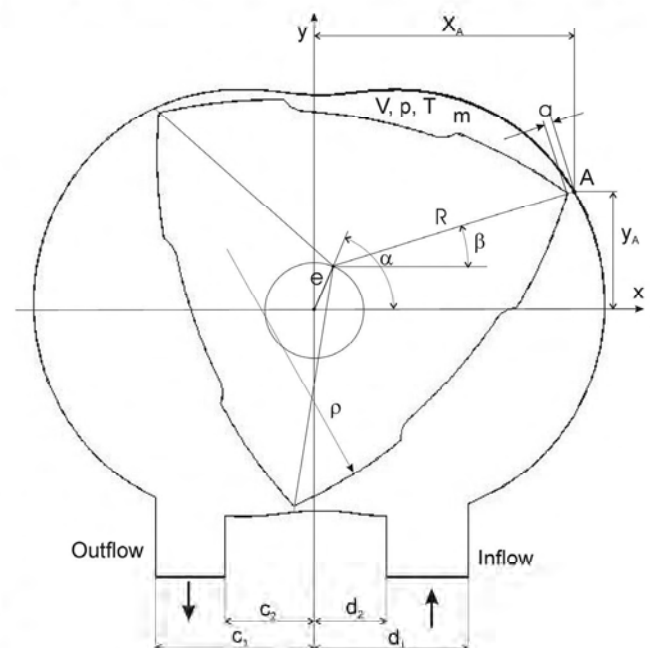


Fig. 1. Geometrical diagram of Wankel engine

Rys. 1. Szkic geometrii silnika Wankla

dependencies as a function of crank rotation in radians and are given below:

$$F_1 = \pi \left(e^2 + \frac{1}{3} R^2 \right) - \sqrt{3} e R \sin \left(\frac{2}{3} \left(\alpha + \frac{\pi}{6} \right) \right) \quad (3)$$

$$F_2 = 0.5 e R \sin \frac{2}{3} \alpha \quad (4)$$

$$F_3 = 0.5 e R \sin \left(\frac{2}{3} (\pi - \alpha) \right) \quad (5)$$

$$F_4 = \frac{\sqrt{3}}{4} R^2 + \rho^2 \arcsin \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \frac{R}{\rho} \right) - \frac{\sqrt{3}}{2} R \rho \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{R}{\rho} \right)^2} \quad (6)$$

The side area between piston and epitrochoide shapes amounts:

$$F_c = F_1 - F_2 - F_3 - F_4 \quad (7)$$

The changeable volume V of the combustion chamber is a function of side area and width b of the piston:

$$V = F_c b \quad (8)$$

During one rotation of the rotary piston the crankshaft rotates three times (1080 deg CA). The equations (3)–(8) determine changing of the combustion chamber volume in a function of crankshaft angle rotation. The following main geometrical parameters are assumed: $R = 89$ mm, $e = 14$ mm, $\rho = 197$ mm, $b = 70$ mm, $a = 2$ mm.

For such assumed geometrical parameters of Wankel engine it was possible to predict variation of volumes of one of three engine chambers in a function of crank angle rotation. Figure 2 presents a change of chamber volume for considered engine.

During three crankshaft rotations the chamber volume changes two times, because the ratio of tooth gears (internal in the rotors and the constant gear mounted in the housing) amounts $3/2$.

3. Scavenge process in Wankel engine

Amount of a delivered air and fuel influence on the work done by engine. Mixture formation and flow in Wankel engine were considered by Izweik [10] in his doctor thesis. Location of the outflow and inflow ports regarding to the centre of the housing decides on area-timing parameters of inflow and outflow processes. In the Fig. 1 values c_1 and c_2 are distances between central axis y and beginning and closing edges of the exhaust port. On the other hand values d_1 and d_2 are distances between central axis y and closing and beginning edges of inlet port.

podejścia do opisu silnika Wankla dokonał Warren [12] w roku 2012, a także Zhao i inni [15] w celu określenia trajektorii ruchu tłoka pompy opartej na geometrii silnika Wankla. Trójkątny kształt tłoka powoduje, że wewnętrzny kształt cylindra jest opisany przez krzywą zbliżoną do epitrochoidy. Wewnętrzny zarys obudowy, a także przepływ gazu był podany przez Ma, Kuo i Chen [12] w roku 2010.

Ogólny zarys geometrii silnika Wankla z oknem wylotowym i dolotowym pokazano na rys. 1. Między wewnętrznym kształtem obudowy i wierzchołkami tłoka jest uszczelnienie o długości a . W celu zmniejszenia stopnia sprężania tłok posiada małe wgłębienia, które zwiększają objętość komory spalania – na rys. 1 jest to czasza o małej głębokości. Obrót tłoka określony w centralnych osiach układu odniesienia w stosunku do obrotu wykorbienia jest trzykrotnie mniejszy. Każdy punkt (punkt A) epitrochoidy jest opisany dwoma równaniami (1) i (2), gdzie: $\alpha = 3\beta$ – kąt obrotu wykorbienia, e – promień wykorbienia, R – odległość od wierzchołka do środka tłoka, a – długość uszczelnienia.

Objętość komory oraz pola powierzchni komory są funkcją kąta obrotu wykorbienia α (oraz parametrami geometrycznymi (R , e , ρ)). W celu określenia procesu roboczego silnika objętość komory i pola powierzchni obliczano dla każdego kąta obrotu wykorbienia.

Pola powierzchni obliczano przez odejmowanie powierzchni zawartych wewnątrz powierzchni bocznych tłoka od powierzchni znajdującej się między prostymi odcinkami łączącymi oś obrotu wykorbienia i sąsiednie wierzchołki tłoka. Pola powierzchni są określone z geometrycznych zależności jako funkcje kąta obrotu wykorbienia w radianach: (3) – (6).

Pole powierzchni bocznej między tłokiem i zarysem epitrochoidy wynosi (7).

Zmienna objętość V komory spalania jest funkcją powierzchni bocznej i szerokości b tłoka – wzór (8).

Podczas jednego obrotu tłoka wykorbienie obraca się trzy razy (1080° OWK). Równania (3)–(8) wyznaczają zmianę objętości komory spalania w funkcji kąta obrotu wału kor-

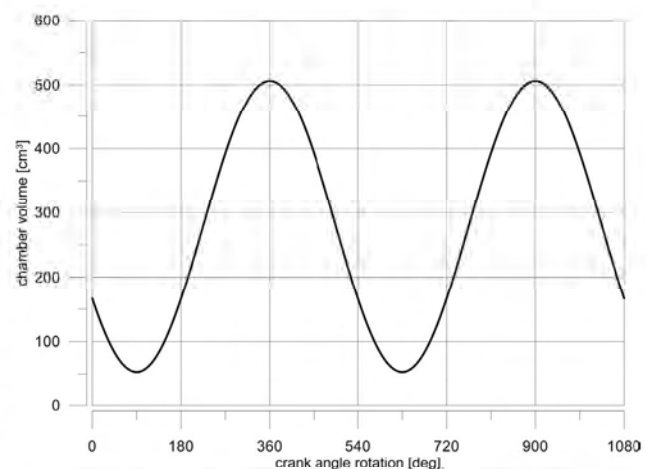


Fig. 2. Change of volume in function of crank rotation angle

Rys. 2. Zmiana objętości komory w funkcji kąta obrotu wykorbienia

The area of every port decides about mass flow rate from the combustion chamber to the exhaust pipe or from the inlet pipe to the combustion chamber.

Mixture inflow to the work chamber takes place as a result of pressure difference between the inlet port p_{in} and the work chamber p_1 :

– for critical inflow when $p_1/p_{in} < 0.528$:

$$\dot{m}_{in} = \varphi_{in} F_{in} p_{in} \sqrt{\frac{k}{RT_{in}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (9)$$

– for subcritical flow when $p_1/p_{in} > 0.528$:

$$\dot{m}_{in} = \varphi_{in} F_{in} p_{in} \sqrt{\frac{2}{RT_{in}} \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_1}{p_{in}} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_{in}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (10)$$

where φ_{in} is flow coefficient taking into account flow losses (normally $\varphi_{in} \approx 0.8$), k is specific heats ratio $k = c_p/c_v$ and R is an individual gas constant.

The inlet port area F_{in} is calculated on an ongoing basis using eq. (1) and defined geometrical parameters d_1 and d_2 where $x = d_1$ or $x = d_2$. For such values we can find the opening and closing angles of the crankshaft concerning the inlet port. The same procedure is done for determination of opening and closing angles for the exhaust port. The opening area is a function of opening length of the port and its width.

Outflow of gases from work chamber to the exhaust pipe occurs when pressure p_1 is bigger than pressure p_{exh} in the exhaust port with. For that case the similar dependencies can be written:

– for critical flow ($p_{exh}/p_1 < 0.528$):

$$\dot{m}_{out} = \varphi_{exh} F_{exh} p_1 \sqrt{\frac{k}{RT_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (11)$$

– for subcritical outflow when $p_2/p_1 > 0.528$ the mass flow rate is obtained from the following formula:

$$\dot{m}_{out} = \varphi_{exh} F_{exh} p_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1} \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_{exh}}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{p_{exh}}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (12)$$

Flow coefficient φ_{exh} has changeable value during opening the exhaust port and that parameter is lower than 1.0.

Pressure p_{in} and p_{exh} in the ports are superposition pressure of reflective and positive pressure waves when nonlinear gas motion in the pipes are considered.

Theoretical timing of opening the ports is shown in Fig. 3 for one working chamber. When one of the apexes is closing the port for one chamber the next chamber is connected with the same port. This phenomenon influences on gas flow in the port. The gas can flow from the working chamber to the next chamber or in reverse direction.

bowego. Przyjęto następujące parametry geometryczne: $R = 89$ mm, $e = 14$ mm, $\rho = 197$ mm, $b = 70$ mm, $a = 2$ mm.

Dla tak przyjętych parametrów geometrycznych silnika Wankla było możliwe wyznaczenie zmiany objętości jednej z trzech komór w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Rysunek 2 przedstawia zmianę objętości komory dla rozważanego silnika. Podczas trzech obrotów wału korbowego objętość komory zmienia się 2 razy, ponieważ stosunek zazębienia kół zębatach (wewnętrznego w wirniku i stałego zazębienia w obudowie) wynosi 3/2.

3. Proces przepłukania w silniku Wankla

Ilość dostarczonego powietrza i paliwa wpływa na wielkość pracy wykonanej przez silnik. Tworzenie mieszanki i przepływ gazu w silniku Wankla były rozważane przez Izweika [10]. Usytuowanie okna wylotowego oraz dolotowego w odniesieniu do osi centralnych obudowy decyduje o parametrach rozrządu (czasoprzekrojach) wylotu i dolotu. Na rysunku 1 wielkości c_1 i c_2 są odległościami między centralną osią y i początkową oraz końcową krawędzią okna wylotowego. Wielkości d_1 i d_2 są natomiast odległościami między centralną osią y a zamykającą oraz początkową krawędzią okna dolotowego.

Pole powierzchni każdej szczeliny wpływa na masowe natężenie przepływu ładunku z komory spalania do kanału wylotowego, albo z przewodu dolotowego do komory spalania. Wlot ładunku do komory spalania występuje w wyniku różnicy ciśnień między szczeliną dolotową p_m i komorą roboczą p_1 :

– dla przepływu krytycznego ($p_1/p_m < 0.528$) – wzór (9),
 – dla przepływu podkrytycznego, kiedy $p_1/p_m > 0.528$ – wzór (10), gdzie φ_{in} jest współczynnikiem przepływu uwzględniającym straty przepływu gazu (zazwyczaj $\varphi_{in} \approx 0.8$), k – stosunkiem ciepł właściwych $k = c_p/c_v$, a R – indywidualną stałą gazową ładunku.

Pole powierzchni szczeliny wlotowej F_{in} jest obliczane na bieżąco przy wykorzystaniu równania (1) oraz założonych wielkości geometrycznych d_1 i d_2 , gdzie $x = d_1$ albo $x = d_2$. Dla takich wartości można znaleźć kąty otwarcia i zamknięcia szczeliny dolotowej w funkcji kąta obrotu wykorbienia. Taka sama procedura jest wykonywana do określenia kątów otwarcia i zamknięcia szczeliny wylotowej. Pole otwarcia każdej ze szczelin jest funkcją długości otwarcia okna i jego szerokości.

Wylot gazów z komory roboczej do układu wylotowego występuje wtedy, gdy ciśnienie p_1 jest większe niż ciśnienie p_{exh} w szczelinie wylotowej. Dla tego przypadku mogą być napisane podobne zależności:

– dla przepływu krytycznego ($p_{exh}/p_1 < 0.528$) – wzór (11),
 – dla przepływu podkrytycznego, kiedy $p_2/p_1 > 0.528$ masowe natężenie przepływu gazu jest otrzymywane z zależności (12).

Współczynnik przepływu φ_{exh} ma zmienną wartość podczas otwarcia szczeliny wylotowej i jest mniejszy niż 1,0. Ciśnienia p_{in} i p_{exh} w szczelinach są superpozycją fali ciśnienia dodatniego i odbitego wtedy, gdy rozważany jest nieustalony przepływ gazu w przewodach.

This figure shows opening port ratio as follows:

$$\psi = \frac{F_{port}}{F_{max}} \quad (13)$$

where F_{port} – current area of the port, F_{max} – maximum of the port area.

4. Energy balance

An increase of mass in the chamber \dot{m}_{ch} occurs during scavenge process (exhaust mass flow rate \dot{m}_{exh} and inlet mass flow rate \dot{m}_{in}) and fuel injection \dot{m}_{inj} . Then in Wankel engine the mass balance can be presented in the following form:

$$\dot{m}_{in} + \dot{m}_{inj} - \dot{m}_{exh} + \dot{m}_{ch} = 0 \quad (14)$$

For single zone model of spark ignition engine rotary engine the first law of thermodynamics can be applied:

$$\frac{dE}{d\theta} = \frac{dQ_s}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} - \frac{dQ_c}{d\theta} - h_{CR} \frac{dm_{CR}}{d\theta} + h_{in} \frac{dm_{in}}{d\theta} - h_{exh} \frac{dm_{exh}}{d\theta} + h_{inj} \frac{dm_{inj}}{d\theta} \quad (15)$$

where: p – pressure, V – volume, E – internal energy, θ – crankshaft angle ($\theta = \omega t$), Q_s – combustion heat release, Q_c – heat transfer losses, h_{CR} – enthalpy of crevices losses, h_{in} – enthalpy of inlet gases, h_{exh} – enthalpy of exhaust gases, h_{inj} – enthalpy of liquid fuel, m_{CR} – crevice mass losses, m_{in} – mass of gas flown through the inlet port, m_{exh} – mass of gas flown through the exhaust port, m_{inj} – injected mass of fuel.

On the basis of gas state equation from the eq. (15) we can determine pressure at every value of crank angle and next temperature in the working chamber.

5. Fuel injection

Mass flow rate of injected fuel depends on type of injector, pressure difference between two medium and fuel density. Mass flow rate is determined from Bernoulli equation concerning balance of pressure at point 1 and 2 [14]:

$$\dot{m}_{inj} = C_D F_{inj} \sqrt{2\rho_f \Delta p} \quad (16)$$

where: C_D – coefficient of flow losses in injector, F_{inj} – fuel flow area in injector, ρ_f – fuel density, Δp – pressure difference between injector rail and gas in the working chamber.

Total mass of injected fuel during time $\Delta t = t_2 - t_1$ is calculated as follows:

$$m_{inj} = \int_{t_1}^{t_2} \dot{m}_{inj} dt \quad (17)$$

Control system of direct hydrogen injection in Wankel engine was considered by Szlachetka et al [6] with CFD simulation of fuel propagation in the working chamber. Performance of a supercharged Wankel engine with fuel

Teoretyczny względny czasoprzekrój okna wylotowego i dolotowego jest przedstawiony na rys. 3 dla jednej komory roboczej. Kiedy jeden z wierzchołków tłoka przymyka okno dla jednej z komór, następna komora jest połączona z tym samym oknem. To zjawisko wpływa na przepływ gazu

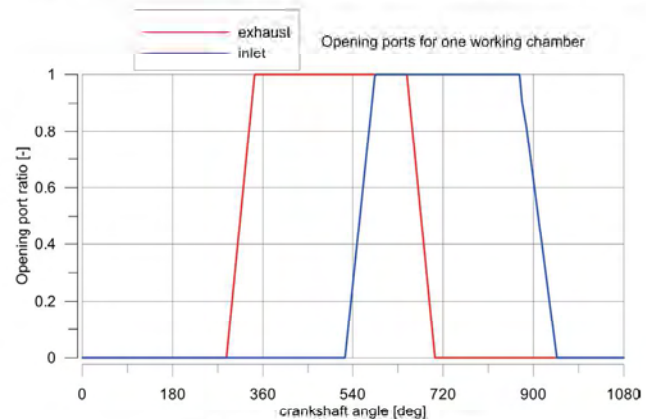


Fig. 3. Port timing in Wankel engine
Rys. 3. Rozrząd szczelinowy w silniku Wankla

w szczelinie. Gaz może przepływać z jednej komory roboczej do drugiej lub w odwrotnym kierunku.

Rysunek 3 przedstawia stopień otwarcia szczelin, jako wyrażenie (13),

gdzie: – bieżące pole otwarcia okna, – maksymalne pole otwarcia okna.

4. Bilans energii

Przyrost masy gazu w komorze \dot{m}_{ch} następuje podczas procesu przepłukania (masowe natężenie przepływu spalin \dot{m}_{exh} oraz masowe natężenie przepływu ładunku na dolocie \dot{m}_{in}) oraz podczas wtrysku paliwa \dot{m}_{inj} . W związku z tym równanie bilansu masy gazu w silniku Wankla może być przedstawione w postaci (14).

Dla jednostrefowego modelu fizycznego silnika z tłokiem obrotowym o zapłonie iskrowym może być zastosowana I zasada termodynamiki – równanie (15),

gdzie: p – ciśnienie, V – objętość komory roboczej, E – energia wewnętrzna, θ – kąt obrotu wykorbienia ($\theta = \omega t$), Q_s – wydzielone ciepło spalania paliwa, Q_c – straty wymiany ciepła, h_{CR} – entalpia strat szczelinowych, h_{in} – entalpia gazów dolotowych, h_{exh} – entalpia gazów wylotowych, h_{inj} – entalpia ciekłego paliwa, m_{CR} – masowe straty szczelinowe, m_{in} – masa gazów wpływająca przez okno dolotowe, m_{exh} – masa gazów przepływająca przez okno wylotowe, m_{inj} – wtrysnięta masa paliwa.

Na podstawie prawa stanu gazu z równania (15) można określić ciśnienie dla każdej wartości kąta obrotu wykorbienia, a następnie temperaturę ładunku w przestrzeni roboczej.

5. Wtrysk paliwa

Masowe natężenie przepływu paliwa zależy od typu wtryskiwacza, różnicy ciśnień między dwoma ośrodkami oraz gęstości paliwa; jest ono wyznaczone z równania

direct injection forming a stratified charge was presented by Bartrand and Willis [5]. Fuel injection follows after closing the inlet port or shortly before that occurrence when injection pressure difference is high. Amount of injected fuel should confirm an assumed air-fuel ratio A/F for different sort of fuel.

Therefore we have to know amount of air m_m delivered air to the working chamber. If the engine is fuelled by liquid fuel then evaporation process should be considered. For hydrogen-air mixture only the mixing and diffusion processes are considered.

Combustion process in Wankel engine like in a spark ignition engine can be treated in single zone model by application of Wiebe function with assumption of combustion period $\Delta\theta_c$. Another conception of ignition of engine was given by Votav [13], who presents a micropilot flame ignition strategy in engine with direct fuel injection in order to obtain a stratified charge.

6. Numerical calculation of thermodynamic processes in Wankel engine

The given above mathematical models of processes taking place in Wankel engine were the source of computer program worked by the author. The calculation program enables simulation of physical processes and determination of different thermodynamic parameters for assumed geometrical engine parameters. One of the first experimental and theoretical analyses was depicted by Keck and Heywood [4].

The program has simple graphical interface enabling observation of main parameters such as: pressure and temperature both in the chamber and connected pipes, gas velocity, pressure waves both in the pipes. The program takes into account non-steady gas flow in the pipe which enables determination of changeable pressure in the exhaust and inlet ports.

The program has sent the data to different text files, which are next used in graphical programs such as Excel or Grapher for preparation of graphical representation of obtained results.

All graphs presented in the paper were elaborated on the basis of results obtained from the simulation program. The program automatically calculates the timing areas of the ports for every step of calculation time or crank angle. The simulation has given initial values of thermodynamic parameters for CFD simulation particularly for analysis of scavenging, fuel injection and combustion processes.

7. Results of calculation

The analyzed rotary Wankel engine has full inlet and exhaust system. The results shown in the paper were obtained for constant geometrical parameters of engine and gas flow systems. One of the main task of the engine is obtaining high volumetric efficiency, which is a result of well scavenge process.

The air flow rate through the inlet port is presented in Fig. 4 for crankshaft rotation speeds: 4000 and 8000 rpm. At the first stage of opening of the inlet port the exhaust

Bernoulliego dotyczącego bilansu energii w punkcie 1 i 2 [14] – wzór (16),

gdzie: C_D – współczynnik strat przepływu we wtryskiwaczu, F_{inj} – przekrój przepływowy paliwa wtryskiwacza, ρ_f – gęstość paliwa, Δp – różnica ciśnień między szyną paliwową i gazem w przestrzeni roboczej.

Całkowita masa wtrysniętego paliwa w czasie $\Delta t = t_2 - t_1$ jest obliczana według równania (17).

System sterowania bezpośrednim wtryskiem wodoru w silniku Wankla był rozważany przez Szlachetkę i in. [6] za pomocą symulacji CFD propagacji w komorze roboczej. Charakterystyki doładowanego mechanicznie silnika Wankla z bezpośrednim wtryskiem paliwa były przedstawione przez Bertranda i Willysa [5]. Wtrysk paliwa następuje po zamknięciu okna dolotowego albo krótko przed jego zamknięciem, co powoduje, że różnica ciśnień dwóch osrodków jest duża. Ilość wtrysniętego paliwa powinna zapewniać założony stosunek A/F dla różnych rodzajów paliw.

Z tego powodu należy znać ilość doprowadzonego powietrza m_m do przestrzeni roboczej silnika. Jeżeli silnik jest zasilany ciekłym paliwem, wówczas należy rozważać proces odparowania. Dla gazowej mieszanki wodorowo-powietrznej rozpatrywany jest tylko proces mieszania i dyfuzji.

Proces spalania w silniku Wankla podobnie jak w innych silnikach o zapłonie iskrowym może być przedstawiony za pomocą modelu jednostrefowego przy zastosowaniu funkcji Wiebe i założeniu okresu spalania $\Delta\theta_c$. Inna koncepcja zapłonu w silniku została zaproponowana przez Votava [14], który przedstawił mikropilotową strategię zapłonu w silniku z bezpośrednim wtryskiem paliwa w celu uzyskania uwarstwionego ładunku.

6. Obliczenia numeryczne procesu termodynamicznego w silniku Wankla

Podany wyżej model matematyczny procesów zachodzących w silniku Wankla był źródłem powstałego programu komputerowego opracowanego przez autora tej pracy. Program obliczeniowy umożliwia symulację procesów fizycznych oraz określenie parametrów termodynamicznych przy założonych parametrach geometrycznych silnika. Jedną z pierwszych doświadczalnych i teoretycznych analiz została dokonana przez Kecka i Heywooda [4].

Program komputerowy ma prosty graficzny interfejs umożliwiający obserwację zmian głównych parametrów, takich jak: ciśnienie i temperatura zarówno w komorze, jak i przewodach, prędkość gazu, ciśnienie fal gazu w obydwu przewodach. Program komputerowy uwzględnia niestacjonarny przepływ gazu w przewodach, co umożliwi określenie zmienności ciśnienia w oknie dolotowym i wylotowym. Program przesyła dane do różnych plików tekstowych, które następnie są wykorzystane w graficznych programach, takich jak Excel czy Grapher, do przygotowania graficznej reprezentacji otrzymanych wyników obliczeń.

Wszystkie rysunki przedstawione w artykule opracowano na podstawie wyników otrzymanych z programu symulacyjnego. Program automatycznie oblicza czasoprzekroje okien dla każdego kroku obliczeń albo kąta obrotu wykorbienia.

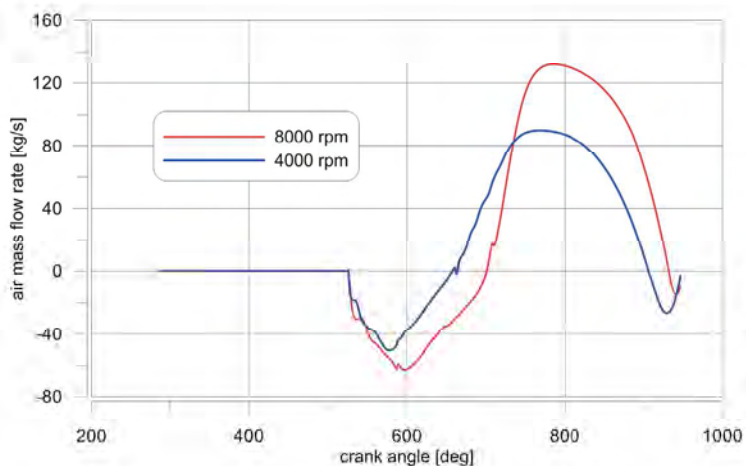


Fig. 4. Air mass flow rate through inlet port at 4000 and 8000 rpm

Rys. 4. Masowe natężenie przepływu powietrza przez okno dolotowe przy prędkości obrotowej 4000 i 8000 obr/min

gases at higher pressure causes an outflow of the air from the port and exhaust gases flow into the inlet duct. Next the compressed charge in the inlet pipe flows into the cylinder with high mass rate. At higher crankshaft rotational speed the higher air mass flow rate occurs. This phenomenon is caused by non-steady gas flow in the pipes. Despite the inlet port is open for a long period the real inflow of air takes place only during a half of this period.

Courses of pressure and gas velocity in the inlet port explain the scavenge process in the rotary Wankel engine. Figure 5 shows variations of pressure and gas velocity in the pipe before the inlet port at crankshaft rotational speed 6000 rpm. In the moment of opening of the port the exhaust gases in the working chamber have higher pressure than in the inlet pipe, which causes also higher pressure in the port. Lowest pressure amounts 0.92 bar at 720 deg CA and for that work point highest gas velocity in the inlet port amounts 60 m/s. During closing of the inlet port by the rotor a strong oscillation of pressure occurs.

Non-steady gas flow in the exhaust port also causes a change of mass of exhaust gases leaving the working chamber. Course of total mass of exhaust gases is shown in Fig. 6 at rotational speeds 4000 and 8000 rpm. A return flow of gases in the exhaust pipe influences on decreasing of total mass of these gases as a result of reflection of pressure waves. Opening of the exhaust port lasts 400 deg CA and total mass of gas leaving the chamber amount 0.3 g and is a little bit less for engine working at higher speed 8000 rpm. Variation of total mass of exhaust gases is almost the same for different rotational speeds for full opening of the air throttle.

Fluctuation of pressure in the exhaust pipe effects on a change of exhaust gas velocity, where the pipe had a short length 0.37 m. Variation of exhaust gas for engine fuelled by gasoline and hydrogen is shown in Fig. 7 at rotational speed 6000 rpm and air excess ratio $\lambda = 1.05$. It can be

Symulacja daje wartości początkowe parametrów termodynamicznych dla symulacji procesów roboczych za pomocą programów CFD, szczególnie do analizy procesów przepływania, wtrysku paliwa i spalania.

7. Wyniki obliczeń

Analizowany obrotowy silnik Wankla uwzględniał pełny układ dolotowy i wylotowy. Wyniki obliczeń przedstawione w artykule otrzymano dla stałych parametrów geometrycznych silnika i układu przepływowego gazu. Jednym z głównych zadań silnika jest uzyskanie dużego stopnia napelnienia, który jest wynikiem dobrego procesu przepływania.

Masowe natężenie przepływu powietrza przez okno dolotowe przedstawiono na rys. 4 dla prędkości obrotowej wykorbienia 4000 i 8000 obr/min. W pierwszym etapie otwarcia okna dolotowego gazy wylotowe w komorze o dużym ciśnieniu powodują wypływ powietrza z okna dolotowego, a gazy spalinowe wlatują do kanału dolotowego. Następnie sprężone powietrze w przewodzie dolotowym wpływa do komory z dużym masowym natężeniem przepływu. Przy większej prędkości obrotowej występuje również większe masowe natężenie przepływu powietrza. To zjawisko jest spowodowane nieustalonym przepływem gazu w przewodach. Pomimo że okno dolotowe jest otwarte przez długi okres, rzeczywisty wlot powietrza występuje tylko w ciągu połowy tego okresu.

Przebieg ciśnienia i prędkości powietrza w oknie wlotowym wyjaśniają proces przepływania w obrotowym silniku Wankla. Rysunek 5 przedstawia zmiany ciśnienia i prędkości gazu w przewodzie dolotowym bezpośrednio przed oknem dolotowym przy prędkości obrotowej wykorbienia 6000 obr/min. W chwili otwarcia okna dolotowego gazy spalinowe w komorze roboczej mają większe ciśnienie niż jest w ukła-

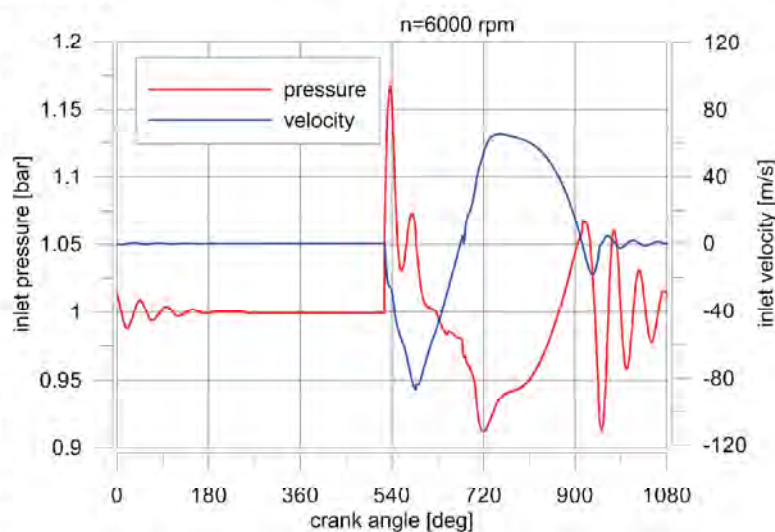


Fig. 5. Variation of pressure and air velocity before inlet port at 6000 rpm

Rys. 5. Zmiana ciśnienia i prędkości gazu przed oknem wlotowym przy prędkości obrotowej 6000 obr/min

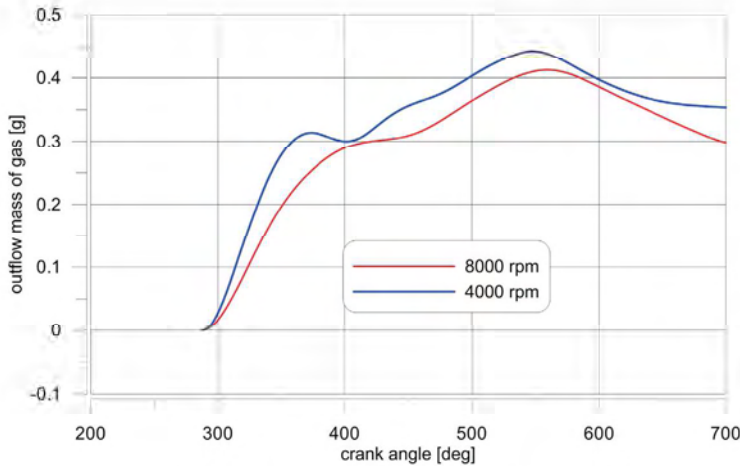


Fig. 6. Mass flow rate of exhaust gases at 4000 and 8000 rpm

Rys. 6. Masowe natężenie przepływu gazów spalinowych przy prędkości obrotowej 4000 i 8000 obr/min

seen that any sort of fuel has no big influence on exhaust gases velocity. At the first period of opening of the exhaust port a big value of velocity about 360 m/s is attained. At the end of opening of the exhaust port there is an inflow of the exhaust gases to the chamber (compare with Fig. 6).

Scavenge process decides about total mass of the charge in the chamber. Quantity of leaving gas to the exhaust port should be the same as quantity of the inflowing air. Variation of charge mass in the working chamber is presented in Fig. 8 for two rotational speed 4000 and 6000 rpm. Minimum of mass takes place at crankshaft location 630 deg CA and amounts 0.019 g. After closing of the inlet port mass of the charge amounts 0.458 g. Variation of the mass in the chamber only slightly changes with crankshaft rotational speed.

During scavenge and combustion processes the quantity of exhaust gases and air changes. At air excess ratio $\lambda > 1$ the exhaust gases contain some air. Mass ratio of air and fuel to total mass of charge is increasing during induction process.

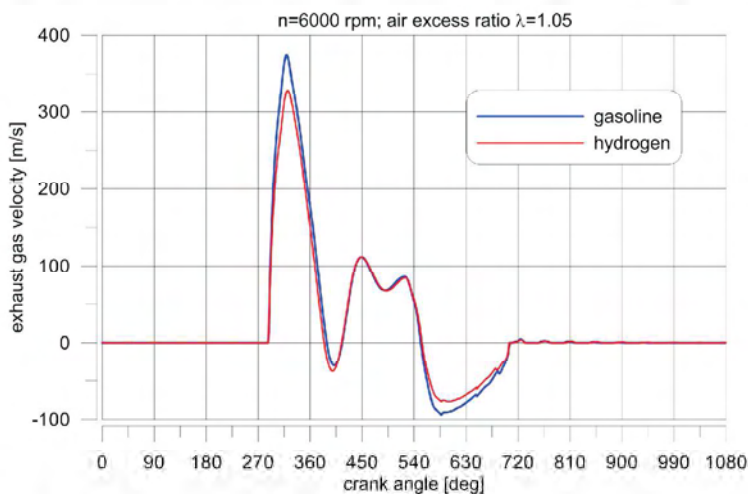


Fig. 7. Exhaust gas velocity behind the exhaust port for gasoline and hydrogen mixtures at 6000 rpm

Rys. 7. Prędkość gazów spalinowych za oknem wylotowym przy mieszance benzynowej i wodorowej oraz przy prędkości obrotowej 6000 obr/min

dzie dolotowym, które wywołuje również większe ciśnienie w oknie dolotowym. Najniższe ciśnienie wynosi 0,92 bar przy kącie obrotu wykorbienia 720° i dla tego punktu pracy największa prędkość gazu w oknie wlotowym wynosi 60 m/s. W czasie przyamykania okna dolotowego przez wirnik występuje silna oscylacja ciśnienia gazu.

Nieustalony przepływ gazu w oknie wylotowym powoduje także zmianę masy gazów opuszczających komorę spalania. Zmiana całkowitej masy gazów spalinowych jest przedstawiona na rys. 6 dla prędkości obrotowych 4000 i 8000 obr/min. Powrotny przepływ gazów w przewodzie wylotowym wpływa na zmniejszenie ogólnej masy tych gazów, jako wynik odbicia fali ciśnienia. Otwarcie okna wylotowego trwa 400° obrotu wykorbienia, a całkowita masa gazów opuszczających komorę roboczą wynosi 0.3 g i jest trochę mniejsza dla silnika pracującego przy większej prędkości obrotowej – 8000 obr/min. Przebieg zmiany całkowitej masy gazów spalinowych jest prawie taki sam dla różnych prędkości obrotowych przy pełnym otwarciu przepustnicy powietrza.

Fluktuacje ciśnienia w przewodzie wylotowym wpływają na zmianę prędkości gazów wylotowych, gdzie przewód ma małą długość 0,37 m. Zmiana prędkości gazów wylotowych w silniku zasilany benzyną i wodorem jest przedstawiona na rys. 7 dla prędkości obrotowej wykorbienia 6000 obr/min i współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,05$. Można zauważyć, że żaden rodzaj paliwa nie ma wpływu na przebieg prędkości gazów wylotowych. W pierwszym okresie otwarcia okna wylotowego jest duża wartość prędkości – około 360 m/s. Podczas przyamykania okna wylotowego występuje wlot gazów do komory (porównaj z rys. 6).

Proces przepłukania decyduje o całkowitej masie ładunku w komorze. Ilość opuszczających komorę gazów spalinowych musi być taka sama jak ilość gazów wpływających do tej komory. Zmiana masy ładunku w komorze roboczej jest przedstawiona na rys. 8 dla dwóch prędkości obrotowych: 4000 i 6000 obr/min. Minimum masy występuje przy położeniu wykorbienia 630° i wynosi 0,019 g. Po zamknięciu okna dolotowego masa ładunku wynosi 0,458 g. Zmiana masy w komorze tylko nieznacznie się zmienia z prędkością wału korbowego

Podczas procesów przepłukania i spalania ilość gazów spalinowych i powietrza zmienia się. Przy współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda > 1$ gazy spalinowe zawierają trochę powietrza. Stosunek masowy powietrza i paliwa w ładunku zwiększa się podczas procesu zasysania, jednakże nigdy nie osiąga wartości równej 1,0. Zmiana stosunku masy gazów spalinowych i świeżego ładunku jest pokazana na rys. 9 dla prędkości obrotowej wykorbienia 8000 obr/min.

Analiza rys. 9 wskazuje, że sprawność wolumetryczna wolnosącego silnika Wankla z obrotowym

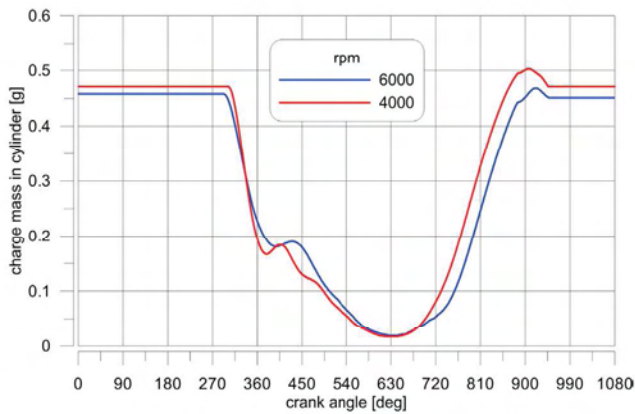


Fig. 8. Variation of total mass in the cylinder at 4000 and 6000 rpm (engine fuelled with gasoline)

Rys. 8. Zmiana całkowitej masy ładunku w komorze przy prędkości obrotowej wykorbienia 4000 i 6000 obr/min (silnik zasilany benzyną)

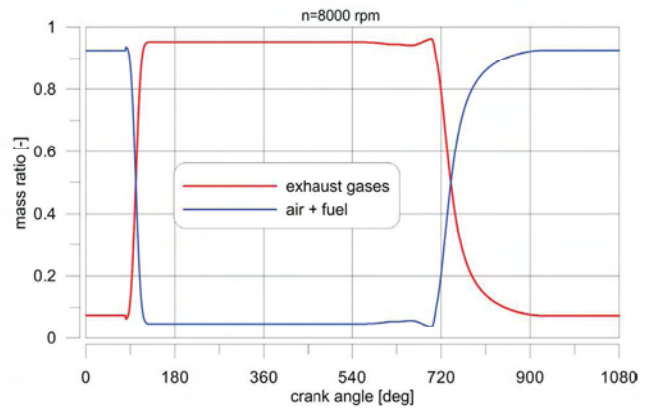


Fig. 9. Mass ratio of exhaust gases and air-fuel mixture of the charge in the cylinder at 8000 rpm

Rys. 9. Stosunek masy gazów spalinowych i mieszanki powietrzno-paliwowej ładunku w komorze przy 8000 obr/min

however, never reaches value equal 1.0. Variation of mass ratio of exhaust gases and fresh charge is shown in Fig. 9 at rotational speed 8000 rpm.

The graph shows that volumetric efficiency for naturally aspirated rotary Wankel engine never exceeds value 1.0. During compression process the working chamber contains mixture with exhaust gases, air and injected fuel.

The rotary Wankel engine as a thermal machine executes an internal work. The current internal work changes during rotation of the crankshaft and piston. Figure 10 presents variation of the internal work in such engine during one piston rotation (1180 deg CA) at 6000 rpm and $\lambda = 1.05$ for two cases: engine fuelled by gasoline and engine fuelled by hydrogen. Because of lower calorific value of hydrogen the engine fed by this fuel indicates lower internal work in comparison to the engine with gasoline system.

The maximum of internal work takes place at 360 deg CA for both fuel. At the end of the working cycle the internal works amounts 500 J and 275 J for engine fuelled by gasoline and hydrogen, respectively. The engine executes

tłokiem nigdy nie przekracza wartości 1,0. Podczas procesu sprężania komora robocza zawiera mieszaninę gazów spalinowych, powietrze i wtrysnięte paliwo. Rotacyjny silnik Wankla jako maszyna cieplna wykonuje pracę wewnętrzną, która zmienia się na bieżąco w czasie obrotu wału korbowego i tłoka. Na rysunku 10 przedstawiono zmienność pracy wewnętrznej w tym silniku dla jednego obrotu tłoka (1180° OWK) przy prędkości obrotowej 6000 obr/min i $\lambda = 1,05$ dla dwóch przypadków: silnik zasilany benzyną i zasilany wodorem. Z powodu małej wartości opalowej wodoru silnik zasilany tym paliwem wykazuje mniejszą pracę wewnętrzną w porównaniu do silnika zasilanego benzyną.

Maksimum pracy wewnętrznej dla jednego cyklu roboczego występuje przy kącie obrotu wykorbienia 360° dla obydwu paliw. Przy końcu cyklu roboczego prace wewnętrzne wynoszą odpowiednio 500 J i 275 J dla silnika zasilanego benzyną i wodorem. Silnik wykonuje ujemną pracę w procesie sprężania, która wynosi około 100 J przy zasilaniu obydwoma paliwami. Praca wykonana przez silnik była wyznaczona dzięki zastosowaniu generalnej formuły stosowanej w termodynamice (18),

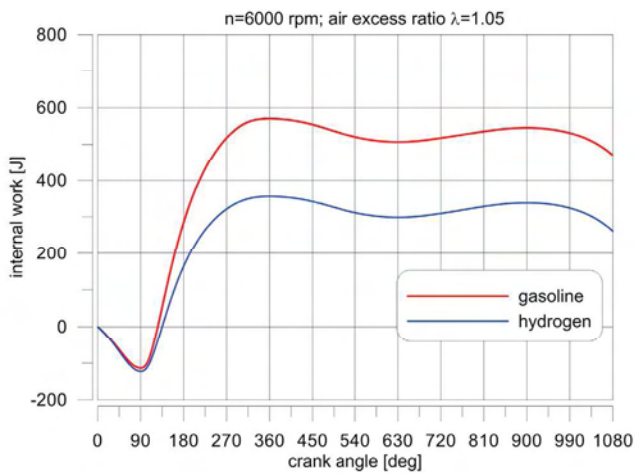


Fig. 10. Internal work of Wankel engine fuelled by gasoline and hydrogen

Rys. 10. Praca wewnętrzna silnika Wankla zasilanego benzyną i wodorem

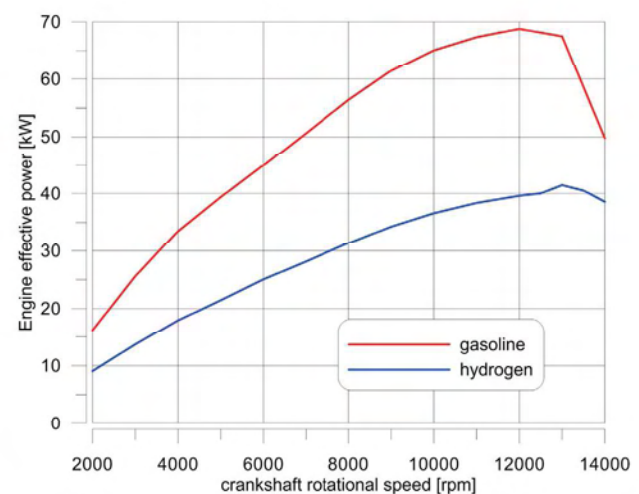


Fig. 11. Power performance of engine fuelled with gasoline and hydrogen

Rys. 11. Charakterystyka mocy silnika zasilanego benzyną i wodorem

a negative internal work during compression process, which amounts 100 J equal for both fuels. The work done by engine was determined by using the general form used in thermodynamics:

$$L = \int_0^{\alpha=180} p dV \quad (18)$$

where dV is an increment of volume at crankshaft position α .

The computer program enables calculation of rotary Wankel engine working parameters. The engine power is a sum of power of three working chambers and this machine works as two-stroke engine. Knowing an internal work and assuming a certain value of mechanical losses, the power of the engine can be determined for every rotational speed (time is known). Figure 11 presents foreseen engine performance of power in the range 2000 and 15000 rpm for engine fuelled by gasoline and hydrogen. The picture shows the engine power for three working chambers.

The engine with hydrogen fuelling system has almost twice lower power than engine with gasoline system. For both engines maximum of power occurs at rotational speed 12000 rpm and amounts 70 kW for gasoline engine and 40 kW for hydrogen engine. The air excess ratio for both engines amounted 1.05, while the engine operated at full throttle opening.

8. Conclusions

The work contains the information concerning the main thermodynamic processes in the rotary Wankel engine. This engine is still attractive for transportation particularly for aviation, where smoothness of the work, high power density, lack of vibration and small dimensions are more taken into account than other working parameters. The work was connected with elaboration of computer program supported on physical phenomena with given 0-D and 1-D mathematical models.

The simulation process enabled to determine thermodynamic parameters of the processes. One of the important factors was a determination of changeable engine geometry in a function of crankshaft rotation angle. At assumed engine geometry the work presents results of scavenge process and final working parameters such as power and internal work.

On the basis of presented mathematical model and results received from simulation of scavenge process and combustion process the following remarks can be drawn:

1. During opening the inlet port only small time period is used for filling the working chamber by fresh air. Outflow of exhaust gases lasts a long time due to high pressure. It depends obviously on the exhaust port area, but for well sealing the contact apexes of rotor should be short as possible.
2. For natural aspirated rotary Wankel engine volumetric efficiency is still below 1.0, because the exhaust gases restrain the flow of air into the working chamber.
3. Fuel injection should take place during compression process in order to decrease the fuel losses.

gdzie dV jest przyrostem objętości przy położeniu wykorbienia α .

Program komputerowy umożliwia obliczenie parametrów roboczych silnika Wankla. Moc silnika jest sumą mocy trzech komór roboczych, przy czym silnik pracuje w trybie dwusuwowym. Znając pracę wewnętrzną i zakładając pewne wartości strat mechanicznych, moc silnika może być określona dla każdej prędkości obrotowej (znany jest czas). Na rysunku 11 przedstawiono przewidywaną charakterystykę mocy silnika w zakresie prędkości obrotowych wału korbowego od 2000 do 15 000 obr/min dla silnika zasilanego benzyną i wodorem – przedstawiono moc silnika dla trzech komór roboczych.

Silnik z systemem zasilania wodorem wykazuje prawie dwukrotnie mniejszą moc niż silnik z systemem zasilania benzyną. Dla obydwu silników maksimum mocy występuje przy prędkości obrotowej 12 000 obr/min i wynosi 70 kW dla silnika benzynowego, a 40 kW dla silnika wodorowego. Współczynnik nadmiaru powietrza dla obydwu silników wynosił 1,05, przy czym silnik pracował przy pełnym otwarciu przepustnicy powietrza.

8. Wnioski

Niniejsza praca zawiera informacje dotyczące głównych procesów termodynamicznych w silniku Wankla z tlokiem obrotowym. Ten silnik jest ciągle atrakcyjny dla transportu, szczególnie dla lotnictwa, gdzie równomierność pracy, duża jednostkowa moc, brak drgań oraz małe wymiary są brane bardziej pod uwagę niż inne parametry robocze. Praca była połączona z opracowaniem programu komputerowego opartego na zjawiskach fizycznych opisanych modelami matematycznymi 0-D i 1-D.

Proces symulacyjny umożliwił określenie parametrów termodynamicznych procesów silnikowych. Jednym z ważniejszych aspektów było określenie zmienności geometrii silnika w funkcji kąta obrotu wykorbienia. Przy założonych głównych wymiarach silnika praca przedstawia wyniki procesu przepływania oraz parametry finalne, takie jak moc oraz praca wewnętrzna. Na podstawie podanego modelu matematycznego oraz wyników otrzymanych z symulacji procesu przepływania i spalania podano następujące spostrzeżenia:

1. Podczas otwarcia okna dolotowego tylko mała część tego okresu jest wykorzystana do napełnienia komory świeżym powietrzem. Wypływ gazów spalinowych trwa przez długi okres z powodu dużego ciśnienia w komorze. Zależy to oczywiście od pola powierzchni okna wylotowego, lecz dla dobrego uszczelnienia kontakt wierzchołków rotora z oknem powinien być jak najkrótszy.
2. Dla wolnossącego silnika Wankla stopień napełnienia jest w dalszym ciągu poniżej wartości 1,0, ponieważ gazy spalinowe powstrzymują napływ świeżego powietrza do komory.
3. Wtrysk paliwa powinien występować podczas procesu sprężania, aby nie dopuścić do strat paliwa.
4. Silnik zasilany jednorodną mieszanką benzynowo-powietrzną wykazuje większą pracę wewnętrzną (także moc) niż silnik z mieszanką wodorowo-powietrzną z powodu

4. Engine working with gasoline homogenous mixture indicates higher internal work (also power) than the engine with hydrogen mixture due to higher caloric value of gasoline at the same regulation parameters.
5. Mass of charge in the naturally aspirated Wankel engine changes slightly for different rotational speeds.
6. Exhaust pressure in the port is almost independent from the fuel at the same rotational speed.
7. Rotary engine indicates maximum of power at high rotational speed, in the considered case at 12000 rpm.
8. For higher total efficiency engine should be equipped with direct fuel injection system in order to obtain a stratified charge.

The work presents only some specific parameters for such engine in regards to scavenge process, which is very important for ported engine. The literature has not contained such information obtained from simulation and experimental works.

większej wartości opalowej benzyny przy tych samych parametrach regulacyjnych.

5. Masa ładunku w wolnossącym silniku Wankla zmienia się nieznacznie z prędkością obrotową wykorbienia.
6. Ciśnienie gazu w oknie wylotowym jest prawie niezależne od rodzaju paliwa przy tej samej prędkości obrotowej wykorbienia.
7. Silnik z tłokiem obrotowym wykazuje maksimum mocy przy dużych prędkościach obrotowych, w rozważanym przypadku przy 12 000 obr/min.
8. Do uzyskania dużej sprawności ogólnej silnik powinien być wyposażony w system bezpośredniego wtrysku paliwa w celu otrzymania uwarstwionego ładunku.

Artykuł przedstawia tylko niektóre wybrane parametry dla tego silnika w odniesieniu do procesu przepłukania, który jest bardzo ważny dla silników z rozrzędem szczelinowym. Literatura nie zawiera takich informacji otrzymanych na drodze symulacji oraz badań eksperymentalnych.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

DISC Direct Injection Stratified Charge/wtrysk bezpośredni tworzący uwarstwiony ładunek
CA Crank Angle/kąt obrotu wału korbowego

CR crevice/szczelina
 λ Air Excess Ratio/współczynnik nadmiaru powietrza

Bibliography/Literatura

- [1] Ramos J.I. Internal combustion engine modelling, Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- [2] Wankel F. Rotary piston machines, classification of design principles for engine, pumps and compressors, London Life Books, London 1963.
- [3] Okhubo M., Tashima S., Shimizu R., Fuse S., Ebino H. Developed technology of the new rotary engine, SAE Paper 2004-01-1790, Warrendale, 2004.
- [4] Keck J.C., Heywood J.B. Experimental and theoretical analysis of Wankel engine performance. SAE Paper 780416. Warrendale, 1978.
- [5] Bartrand T., Willis E. Performance of a supercharged direct injection stratified charge rotary combustion engine, NASA Technical Memorandum 103105, Ocean City, NJ 1990.
- [6] Szlachetka M., Wendeker M., Czarnigowski J., Jaklinski P., Grabowski L. A simulation research of a hydrogen injection system for a Wankel engine, Combustion Engines, PTNSS-2010-SS2-214, No. 2/2010 (141) pp. 114-122, Bielsko-Biala 2010.
- [7] Rannacher R., Heuveline V. A numerical tool for flow simulation in a Wankel motor, Institut für Angewandte Mathematik, Universität Heidelberg, 2000.
- [8] Yamamoto K., Rotary engine, Toyo Kogyo Co, Ltd, Tokyo 1981.
- [9] Drogosz P. Trajectory of the apex seals of the Wankel rotary engine, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No 2, Warszawa 2011.
- [10] Izweik H.T. Mixture formation, flow and combustion for multi-fuel rotary engine, Doctor Thesis, Brandenburgischen Technischen Universität Cottbus 2009.
- [11] Warren S.E. New rotary engine designs by deviation function method, Doctor Dissertation, University of California, Los Angeles 2012.
- [12] Ma H., Kuo C., Chen C. Chamber contour design and compression flow calculations of rotary engine, Journal of C.C.I.T., Vol.39, No.1, May, 2010.
- [13] Votaw Z.S. Computational Study on micropilot flame ignition strategy for a direct injection stratified charge rotary engine, MSc Thesis, Wright State University, 2012.
- [14] Mitianiec W. Wtrysk paliwa w silnikach dwusuwowych małej mocy. Polska Akademia Nauk, ISDN-83-87854-31-X, Kraków 1999.
- [15] Zhao Y. et al. CFD simulation of a pump with Wankel engine geometry, The 11th Asian International Conference on Fluid Machinery and the 3rd Fluid Power Technology Exhibition, Madras, Chennai, India, 2011.

Mitianiec Władysław, DSc., DEng. – Professor of Cracow University of Technology in the Faculty of Mechanical Engineering at CUT.

Dr hab. inż. Władysław Mitianiec – Profesor nadzwyczajny na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.

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



Distribution of ring pressure over a worn cylinder liner surface

A trial to define the effect of changes in cylinder geometry on compression ring pressure distribution has been presented in this paper which refers to the earlier papers of the authors. The analysis encompasses these cylinders where both circumferential and axial deformations occurred, relative to constructional and assembly errors but above all to engine operation. The conclusions withdrawn from these analyses were applied to exemplary calculations that try to evaluate the effect of cylinder deformation on correct collaboration of ring and liner and particularly on possibility of circumferential gaps leading to blow-by.

The drafts presented in the paper show exemplary results of ring pressure distribution for a complete ring path between the dead centers and selected engine operational data. Moreover, such areas of cylinder surface were shown where slots between compression ring and cylinder liner might occur with high probability.

Key words: marine combustion engine, piston ring, ring pressure

Rozkład nacisków pierścienia tłokowego na zużytą powierzchnię gładzi cylindra

W niniejszym opracowaniu, wiążącym się tematycznie z wcześniejszymi publikacjami autorów, dokonano próby określenia wpływu zmian geometrii cylindra na rozkład nacisku uszczelniającego pierścienia tłokowego. Analizami objęto cylindry, w których wystąpiły zarówno obwodowe, jak i osiowe zmiany kształtu, spowodowane np. błędami konstrukcyjnymi i montażowymi, ale przede wszystkim związane z eksploatacją silnika. Wynikające z tych analiz wnioski wykorzystano do przykładowych obliczeń, obejmujących ocenę wpływu deformacji cylindra na poprawność współpracy pierścienia z gładzią cylindra, a w szczególności na możliwość pojawienia się szczelin obwodowych, ułatwiających wystąpienie przedmuchów gazów.

Na zamieszczonych w opracowaniu wykresach pokazano przykładowe wyniki obliczeń rozkładu nacisku pierścienia na gładź cylindra, obejmujące całą drogę pierścienia pomiędzy punktami zwrotnymi, dla wybranych parametrów pracy silnika spalinowego o ZS. Wskazano również obszary położone na gładzi cylindra, w których występuje duże prawdopodobieństwo pojawienia się szczelin pomiędzy gładzią cylindra a powierzchnią ślizgową pierścienia uszczelniającego.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, pierścień tłokowy, nacisk pierścienia

1. Introduction

The piston ring as an element of the piston-cylinder system takes part in providing tightness of combustion chamber during the whole cycle of engine operation. It is widely believed that the ideal tightness occurs when the piston ring touches cylinder liner with its entire circumference (over the oil film). However it is an idealized case possible in initial phase of engine run when collaborating surfaces are still not worn. Along with the period of engine operation these parts are subjected to deformations and wear which eventually lead to the lack of full contact and consequently to loss of combustion chamber tightness and exhaust blow-by.

The position of ring relative to cylinder surface should be determined among others when evaluating phenomena accompanying the ring operation. Forces responsible for ring pressure against the liner, namely ring elasticity force F_s (Fig. 1) and F_g force caused by exhaust gases as well as reaction F_r resulting from oil film pressure should be taken into consideration when defining the ring position.

Deformation and wear of piston-cylinder system parts, as well as the change in their materials properties (loss of ring elasticity, for example) happen during engine run. The form of deformation and its size decisively affect the combustion chamber tightness. Earlier studies of the authors assumed typical

1. Wprowadzenie

Pierścień uszczelniający jest elementem układu tłokowo-cylindrowego, który współuczestniczy w zapewnieniu szczelności komory spalania podczas całego cyklu pracy silnika spalinowego. Uważa się, że idealne uszczelnienie występuje wtedy, gdy pierścień osadzony w rowkach tłoka na całym swym obwodzie ma kontakt z gładzią cylindra (poprzez warstwę filmu olejowego). Jest to jednak sytuacja wyidealizowana i ewentualnie możliwa tylko w początkowym okresie eksploatacji silnika, gdy powierzchnie współpracujących elementów nie są jeszcze zużyte. Wraz z eksploatacją silnika elementy ulegają różnego typu odkształceniom i zużyciom, czego efektem może być brak pełnego kontaktu ich powierzchni roboczych, a w rezultacie spadek szczelności komory spalania i wystąpienie przedmuchów gazów spalinowych.

Podczas oceny zjawisk towarzyszących pracy pierścienia określa się m.in. jego położenie względem gładzi cylindra. W trakcie jego wyznaczania bierze się pod uwagę siły powodujące docisk pierścienia do gładzi, a mianowicie siłę sprężystości własnej pierścienia F_s (rys. 1) oraz siłę F_g wywołaną działaniem gazów spalinowych, a także siłę reakcji F_r wynikającą z działania ciśnienia w filmie olejowym.

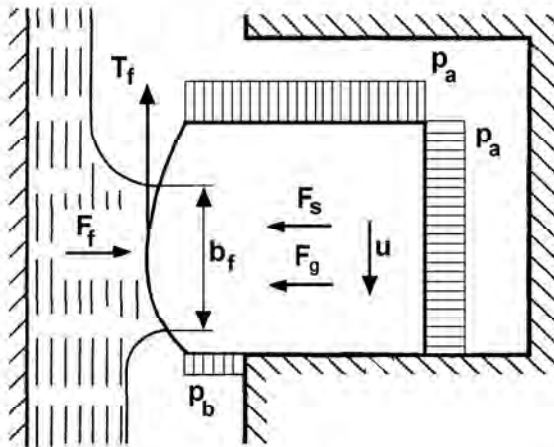


Fig. 1. A sketch of compression ring moving along the cylinder bore: p_a , p_b – external pressure, F_s – ring elasticity force, F_g – force equivalent to gas force affecting a ring, F_r – oil layer reaction force, T_f – friction force of ring on oil layer, u – speed of ring movement, b_f – ring axial width covered with oil film

Rys. 1. Szkic tłokowego pierścienia uszczelniającego przemieszczającego się względem gładzi cylindra: p_a , p_b – ciśnienie zewnętrzne, F_s – siła sprężystości własnej, F_g – siła równoważna działaniu gazów spalinyowych na pierścień, F_r – siła reakcji warstwy oleju, T_f – siła tarcia pierścienia o warstwę oleju, u – prędkość przemieszczania się pierścienia, b_f – wysokość ostywa pierścienia pokryta filmem olejowym

distribution of cylinder wear, namely the maximum value of wear occurs at the upper part of cylinder within the area of ring contact with cylinder at TDC. This phenomenon results from high temperature, high ring pressure and rupture of oil film.

However, beside typical forms of deformation changes in cylinder geometry happen characteristic only for the individual engine. It is commonly believed that individual constructional, materials, technological and assembly properties affect the diversity of cylinder geometry to the greatest extent [3].

The wear of piston rings accompanies the wear of cylinder liner. Due to its own elasticity assisted by external gas forces and thanks to oil film layer the compression ring is able to adjust itself to deformed cylinder and level minor unevenness. Nevertheless, when deviations from cylinder form are too big the circumferential slots occur and eventually exhaust blow-by, and an increased local stress followed by ring breaks [1].

These subjects were analyzed by the authors in their earlier papers, beginning from the case of pure elastic ring pressure against ideally circular and deformed cylinder ending with studies taking into consideration the effect of gas forces as well [8, 9]. Calculations presented in this paper take into account phenomena accompanying the ring wear process. As in the above mentioned investigations this paper also omits the effect of oil layer over the cylinder surface which means that conclusions require an experimental verification.

2. Ring contact pressure as a result of elastic and gas forces

As presented in [9], the circumferential distribution of ring pressure $p_m(\varphi)$ against the worn and deformed liner can be calculated using following formula:

Pracy układu tłokowo-cylindrowego towarzyszą deformacje i zużycie jego elementów, a także zmiana ich właściwości materiałowych (np. spadek sprężystości pierścienia). Forma odkształcenia oraz jej wielkość mają decydujący wpływ na utrzymanie szczelności komory spalania. We wcześniejszych badaniach autorów tej publikacji przyjmowano typowe rozkłady zużycia gładzi, zakładając, że jego maksymalna wartość pojawia się w górnej części cylindra, w obszarze styku pierwszego pierścienia uszczelniającego z gładzią cylindra w ZZ. Zjawisko to spowodowane jest działaniem w tym obszarze wysokiej temperatury, występowaniem dużych nacisków pierścienia oraz zanikiem filmu olejowego.

Jednak poza typowymi postaciami zużycia pojawiają się zmiany geometrii cylindra charakterystyczne tylko dla danego silnika. Uważa się, że najważniejszy wpływ na zróżnicowanie geometrii cylindra (szczególnie obwodowe) mają indywidualne różnice konstrukcyjne, materiałowe, technologiczne i montażowe [3].

Zużyciu gładzi cylindra towarzyszy zużycie pierścieni tłokowych. Pierścień uszczelniający, w wyniku sprężystości własnej wspomaganą siłami zewnętrznymi (gazowymi) oraz dzięki istnieniu warstwy filmu olejowego, może niwelować niewielkie odkształcenia i dopasowywać się do zmienionego kształtu gładzi. Jeżeli jednak odstępstwa od cylindrycznego kształtu będą zbyt duże, pojawiają się szczeliny obwodowe, co prowadzi do zjawiska przedmuchu gazów spalinowych, a także do wzrostu naprężeń lokalnych i pęknięcia pierścienia [1].

Wymienionymi problemami autorzy zajmowali się już w swych wcześniejszych pracach, poczynając od przypadku wyłącznie sprężystego nacisku pierścienia na gładź idealnie kołowego oraz zdeformowanego cylindra [6, 7], aż po prace, w których uwzględniano również wpływ sił gazowych [8, 9]. W obliczeniach prezentowanych w tym opracowaniu uwzględniono także zjawiska towarzyszące zużyciu pierścienia. Podobnie jak we wcześniej opisanych badaniach, pominięto wpływ warstwy oleju smarowego pokrywającego gładź cylindra, co powoduje, że wynikające z badań wnioski wymagają doświadczalnej weryfikacji.

2. Nacisk pierścienia na gładź cylindra pod wpływem sił sprężystych i gazowych

W pracy [9] wykazano, że obwodowy rozkład nacisku $p_m(\varphi)$ pierścienia na zużytej i zdeformowaną powierzchnię gładzi cylindra można obliczyć ze wzoru (1),

gdzie, zgodnie z oznaczeniami na rys. 2: E – moduł Younga, I – moment bezwładności przekroju pierścienia, r_m – promień warstwy obojętnej pierścienia osadzonego w cylindrze, h_p – wysokość osiowa pierścienia, z_p – zużycie gładzi cylindra, $z_p(\varphi)$ – deformacja powierzchni cylindra, zmienna wzdłuż obwodu cylindra (oraz jej druga i czwarta pochodna), $K_z(\alpha)$ – dynamiczny współczynnik charakterystyczny pierścienia.

Próba oceny rozkładu nacisku na całej drodze pierścienia pomiędzy punktami zwrotnymi, z uwzględnieniem zmian profilu cylindra, wymaga modyfikacji wzoru (1). W wybranej

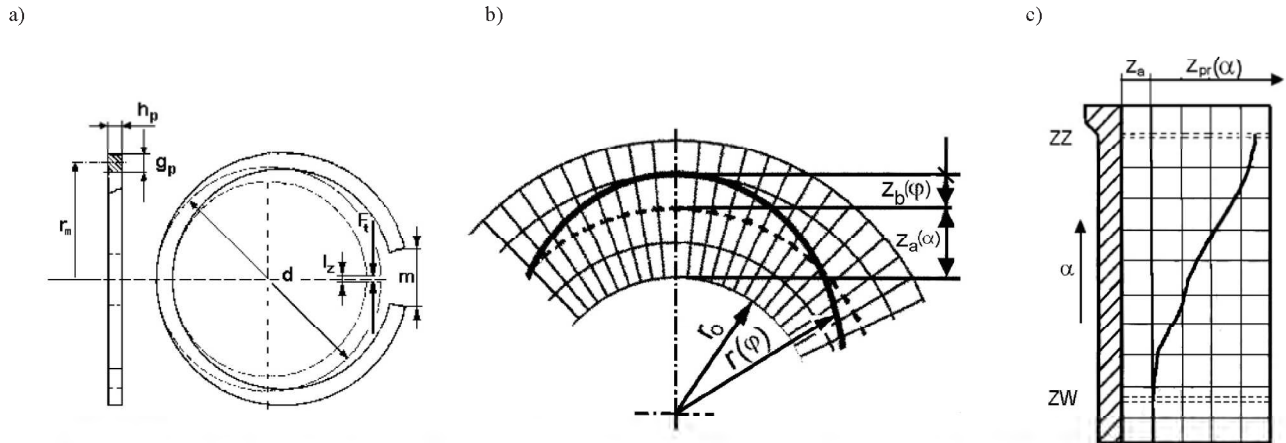


Fig. 2. Sketches of compression ring (a), cylinder segment (b) and cylinder bore profile (c) designated with symbols used in the paper

Rys. 2. Szkice pierścienia uszczelniającego (a) fragmentu cylindra (b) oraz profilu cylindra (c) z oznaczonymi symbolami wielkościami stosowanymi w opracowaniu.

$$p_m(\varphi) = \frac{E \cdot I}{h_p \cdot r_m^3} \quad (1)$$

$$[K_z(\alpha) \cdot r_m - (z_a + z_b(\varphi) + 2 \cdot z_b''(\varphi) + z_b^{IV}(\varphi))]$$

where, as in Fig. 2, E – Young's modulus, I – ring cross section moment of inertia, r_m – neutral layer radius of ring put into cylinder, h_p – axial width of ring, z_a – wear of cylinder surface, $z_b(\varphi)$ – deformation of cylinder surface, variable along cylinder circumference (and its second and fourth derivative), $K_z(\alpha)$ – characteristic dynamic coefficient of ring.

A trial to evaluate the ring pressure over the entire stroke, taking into consideration the variations of cylinder profile, requires a modification of Eq. 1. At the selected plane of cylinder cross section (its location is defined by the crank angle α) the variations of cylinder radius can be expressed as the difference between initial r_0 and actual $r(\varphi)$ radius, or the sum of wear $z_a(\alpha)$ and $z_b(\varphi)$ (Fig. 2b)

$$\Delta r(\varphi) = z_a(\alpha) + z_b(\varphi) \quad (2)$$

where element $z_a(\alpha)$ means the wear measured at selected plane of cylinder axial cross section, while the element $z_b(\varphi)$ – its deformation (variation of profile relative to the average line measured along the cylinder circumference).

Deformation of cylinder surface can be expressed as the sum of Fourier series harmonics

$$z_b(\varphi) = \sum_{h=1}^n A_h \cos(h\varphi + \delta_h) \quad (3)$$

where quantities A_h and δ_h are amplitude and phase shift of series consecutive harmonics, respectively. The course of 2nd, 4th and 6th order harmonics (for exemplary values of harmonics) and their sum was presented in Fig. 3.

The $z_a(\alpha)$ wear at certain cross section can be expressed as a sum

plaszczynie przekroju cylindra (której położenie określone jest kątem α obrotu wału korbowego), zmiany promienia cylindra $\Delta r(\varphi)$ można wyrazić jako różnicę promieni: rzeczywistego $r(\varphi)$ i początkowego r_0 , względnie jako sumę zużycia $z_a(\alpha)$ i $z_b(\varphi)$ (rys. 2b) – równanie (2),

gdzie składnik $z_a(\alpha)$ wyraża zużycie mierzone w wybranej płaszczynie przekroju osiowego cylindra, natomiast składnik $z_b(\varphi)$ jego deformację (tak nazwano zmieniając się odchylenie profilu od linii średniej mierzone wzdłuż obwodu cylindra).

Deformację gładzi cylindra można przedstawić jako sumę harmonicznych szeregu Fouriera – równanie (3), gdzie wielkości A_h i δ_h to odpowiednio amplituda i przesunięcie fazowe kolejnych harmonicznych szeregu. Przebiegi harmonicznych 2., 4. i 6. rzędu (dla przykładowych wartości amplitud) oraz ich sumę przedstawiono na rys. 3.

Zużycie $z_a(\alpha)$ w wybranej płaszczynie przekroju można wyrazić jako sumę określoną za pomocą równania (4) przy czym z_a oznacza składnik zużycia o stałej wartości, natomiast $z_{pr}(\alpha)$ to składnik zużycia wynikający z przebiegu profilu osiowego cylindra dany wzorem (5)

gdzie z_{ZZ} i z_{ZW} to odpowiednio zużycie gładzi w obszarze górnego i dolnego punktu zwrotnego, $x(\alpha)$ – przemieszczenie pierścienia odpowiadające kątowi α , a S to skok tłoka (rys. 4). Choć równanie (5) profilu osiowego cylindra jest tylko przybliżeniem profilu rzeczywistego, to jednak pozwala oszacować wpływ jego przebiegu na rozkład nacisków pierścienia. Podczas wykreślania krzywych przyjęto, że spełniony jest warunek $z_{ZZ}/z_{ZW} > 10$.

Współczynnik $K_z(\alpha)$, nazywany dalej dynamicznym współczynnikiem charakterystycznym pierścienia, dany jest wyrażeniem (wg [2]) (6),

gdzie, z niewyjaśnionych wcześniej symboli: $p_g(\alpha)$ – ciśnienie gazów dociskające pierścień uszczelniający do gładzi cylindra (o wartości zależnej od ciśnienia panującego nad i pod badanym pierścieniem), zmieniające swą wartość w zależności od kąt obrotu wału korbowego α , $K_g(\alpha)$ – gazowy współczynnik charakterystyczny pierścienia zależny od obciążenia silnika, K – konstrukcyjny współczynnik

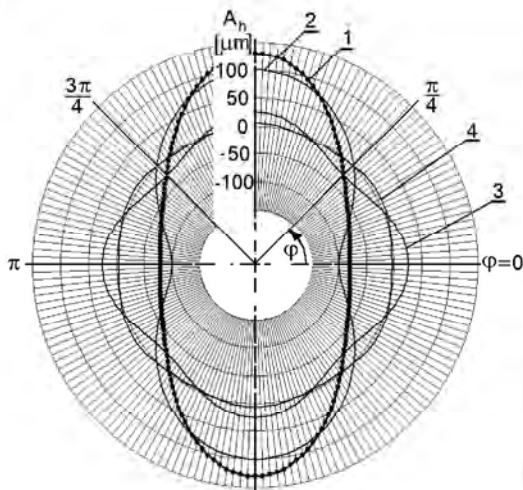


Fig. 3. Course of cylinder circumferential line deviation $z_p(\phi)$ from a mean line (curve 1) expressed as a sum of 2nd (2), 4th (3) and 6th (4) order harmonics drawn for amplitude exemplary values A_n ($\delta_n = 0$)

Rys. 3. Przebieg odchylenia linii obwodowej cylindra $z_p(\phi)$ od linii średniej (krzywa 1) wyrażonej jako suma harmonicznych 2. rzędu (2), 4. rzędu (3) i 6. rzędu (4), wykreślonej dla przykładowych wartości amplitud A_n ($\delta_n = 0$)

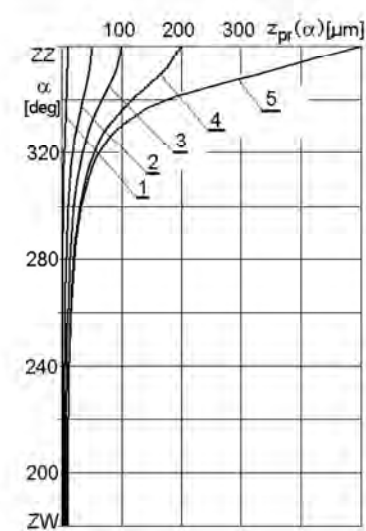


Fig. 4. Courses of cylinder profile $z_{pr}(\alpha)$ drawn for selected values of bore wear z_{zz} : 1 - 20 μm, 2 - 50 μm, 3 - 100 μm, 4 - 200 μm, 5 - 500 μm

Rys. 4. Przebiegi linii profilu cylindra $z_{pr}(\alpha)$ wykreślone dla wybranych wartości zużycia gładzi z_{zz} : 1 - 20 μm, 2 - 50 μm, 3 - 100 μm, 4 - 200 μm, 5 - 500 μm

$$z_a(\alpha) = z_{pr}(\alpha) + z_a \quad (4)$$

when z_a denominates the wear component of constant value, where as $z_{pr}(\alpha)$ is a wear component resulting from the course of cylinder axial profile given by

$$z_{pr}(\alpha) = \frac{z_{ZZ} \cdot z_{ZW} \cdot S}{(z_{ZZ} - z_{ZW}) \cdot x(\alpha) + z_{ZW} \cdot S} \quad (5)$$

where z_{ZZ} and z_{ZW} are values of wear at top and bottom dead centers, respectively, $x(\alpha)$ denotes displacement of ring relative to crank angle α , while S is the piston stroke. Though the formula of cylinder axial profile (5) is just an approximation of real profile, it allows estimating the effect of its course on ring pressure distribution. When drawing the curves it was assumed that the condition $z_{ZZ}/z_{ZW} > 10$ is satisfied.

The $K_z(\alpha)$ coefficient, further called the dynamic characteristic coefficient of ring, is given by [2]

$$K_z(\alpha) = K + \frac{p_g(\alpha) \cdot h_p \cdot r_m^3}{E \cdot I} = K + K_g(\alpha) \quad (6)$$

where $p_g(\alpha)$ – gas pressure pressing the compression ring on cylinder face (its value depends on gas pressure over and below the ring), changing its value relative to the crank angle α , $K_g(\alpha)$ – gaseous characteristic coefficient of ring, dependent on engine load, K – constructional characteristic coefficient of ring

$$K = \frac{p_m \cdot h_p \cdot r_m^3}{E \cdot I} \quad (7)$$

characteristic coefficient of ring – equation (7).

whose value depends on dimensions of the new ring and its material properties, but not on the changes in its properties caused by wear, such as wear, loading, heating, etc. The course of the dynamic coefficient of the ring, calculated for selected values of the load of the example engine, is shown in Fig. 5.

If we take into account the properties of the elastic ring, the normal force F_t (it is the force that acts at the ends of the free ends of the ring) causes its deformation and provides clearance l_z – Fig. 2a), so the coefficient K can be written [5] in the form of equation (8).

Considering the connection of the coefficient K with the distance m between the free ends of the ring (Fig. 2a), which has the form of equation (9),

we obtain the expression given by Goetze [4] in the form of equation (10),

where C – constant, whose value for rings with diameters close to 100 mm is equal to 14,14.

In earlier researches it was assumed that the value of the coefficient K does not change and corresponds to the value calculated for the new ring. From equations (8) and (10) it results that during the engine operation its value will decrease. For example, the decrease of the ring's radial thickness g_p , caused by wear of its sliding surface, will lead to a decrease in the normal force F_t , and thus in the coefficient K . To estimate the influence of this phenomenon on the pressure distribution, in the further calculations the coefficient K is replaced by $K(t)$, symbolizing the influence of the operating time of the ring (at the beginning of the engine operation, for $t = 0$, $K(t) = K$).

Finally, after taking into account the changes described earlier, equations (1) and (5) take the form of equations (11) and (12).

The calculation of the circumferential pressure distribution of the ring allows us to evaluate whether the ring is in contact with the sliding surface of the cylinder (as in Fig. 6a) or whether the contact is incomplete (Fig. 6b).

Repeating the calculations for different positions of the ring, we can obtain the image of the circumferential pressure distribution as a function of the crank angle (also called the image of the cooperation). On it, we can see areas of uneven pressure, in which full contact

value of which depends on dimensions of new ring and its materials properties, whereas it does not reflect the variations of elastic properties caused by wear, thermal load etc. The course of ring dynamic characteristic coefficient, calculated for chosen values of engine load, has been presented in Fig. 5.

If the tangential force F_t (force acting on ring free ends brings about their contact and get the clearance l_g – see Fig. 2a) would be assumed as the measure of ring elastic properties, the coefficient could be written as follows [5]

$$K = \frac{F_t \cdot r_m^2}{E \cdot I} \quad (8)$$

Taking into consideration relation between the K coefficient and distance between ring free ends m (see Fig. 2a)

$$K = \frac{m}{3 \cdot \pi \cdot r_m} \quad (9)$$

one obtains the formula proposed by the Federal Mogul Goetze company [4]

$$F_t = \frac{E \cdot m \cdot h_p}{C \cdot \left(\frac{d}{g_p} - 1 \right)^3} \quad (10)$$

where C is a constant equal to 14.14 for rings of 100 mm diameter.

In the earlier studies of the authors it was assumed that the value of K coefficient does not changes and corresponds to the value calculated for a new ring. However, the equations (8) and (10) show that during engine run its value will decrease. For example, a decrease in ring radial thickness g_p caused by the wear of its sliding surface for instance will be accompanied by the decrease in tangential force F_t value, and parallel the coefficient K . In order to estimate the effect of this phenomenon on pressure distribution the K coefficient was substituted by the $K(t)$ coefficient in further calculations, which takes into account the influence of operational time (at the beginning of engine run $K(t) = K$ for $t = 0$).

Finally, with the respect for earlier described changes, Eq. (1) and (5) will take the form:

$$K_z(\alpha) = K(t) + K_g(\alpha) \quad (11)$$

$$p_m(\varphi) = \frac{E \cdot I}{h_p \cdot r_m^4} \cdot [K_z(\alpha) \cdot r_m - (z_a(\alpha) + z_b(\varphi) + 2 \cdot z_b''(\varphi) + z_b^{IV}(\varphi))] \quad (12)$$

Calculation of the ring circumferential pressure distribution allows to evaluate if touches the liner surface with its entire circumference (as in Fig. 6a) or this contact is not full (Fig. 6b).

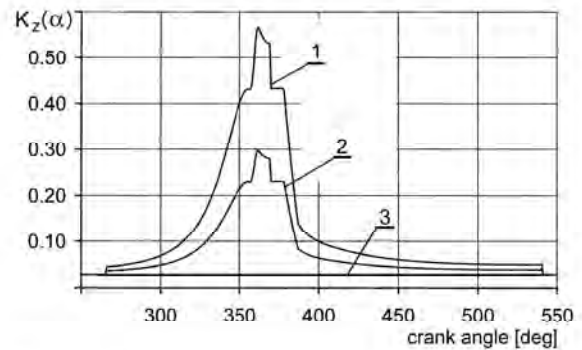


Fig. 5. Course of ring characteristic dynamic coefficient value $K_z(\alpha)$ vs. α angle calculated for $K_g(\alpha) = 100\%$ (1), 50% (2) and 0% (3) load [6]

Rys. 5. Przebieg wartości dynamicznego współczynnika charakterystycznego pierścienia $K(\alpha)$ w funkcji kąta α wyznaczony dla pełnego $K_g(\alpha) = 100\%$ (1), 50% (2) i 0% (3) obciążeniu silnika [6]

takt współpracujących elementów oraz takie, w których tego kontaktu brakuje (gdy $p_m(\varphi) < 0$). Do ilościowego opisu tego zjawiska wprowadzono wielkość P , którą nazwano współczynnikiem poprawności współpracy pierścienia z gładzią cylindra – równanie (13),

gdzie: P_c – powierzchnia równa powierzchni gładzi cylindra, położona pomiędzy punktami zwrotnymi (pominięto obszar zamka pierścienia), P_b – powierzchnia, na której brak jest kontaktu pierścienia z gładzią cylindra.

Wartość współczynnika P mniejsza od 100% oznacza, że istnieją obszary (obszar) na gładzi cylindra, w których w wyniku brak kontaktu powstają szczeliny, przez które mogą wystąpić przedmuchy gazów. Chociaż w opisanych dalej obliczeniach nie wyznaczano geometrii szczeliny, to orientacyjnie można przyjąć, że wielkość przedmuchów będzie wzrastała wraz z obniżaniem się wartości współczynnika P .

3. Wyznaczanie nacisku pierścienia uszczelniającego na gładź odkształconego cylindra

3.1. Wprowadzenie

Realizacja opisanych dalej badań miała na celu uzyskanie informacji o wpływie wybranych wielkości, charakteryzujących geometrię pierścienia i cylindra oraz warunki ich pracy, na rozkład nacisków pierścienia na gładź na całej drodze jego przemieszczania się między punktami zwrotnymi. W obliczeniach uwzględniono:

- zużycie gładzi $z_a(\alpha)$ mierzone wzdłuż obwodu i profilu cylindra,
- deformacje gładzi $z_b(\varphi)$, opisane harmonicznymi 2., 4. i 6. rzędu

Poza zmianami geometrii cylindra uwzględniono także:

- zmiany wartości sił gazowych, charakteryzowane przez współczynnik $K_g(\alpha)$,
- zmiany właściwości sprężystych pierścienia, charakteryzowane przez współczynnik $K(t)$.

Duża liczba uwzględnionych w badaniach wielkości i różnicowanie przyjmowanych przez nie wartości spowo-

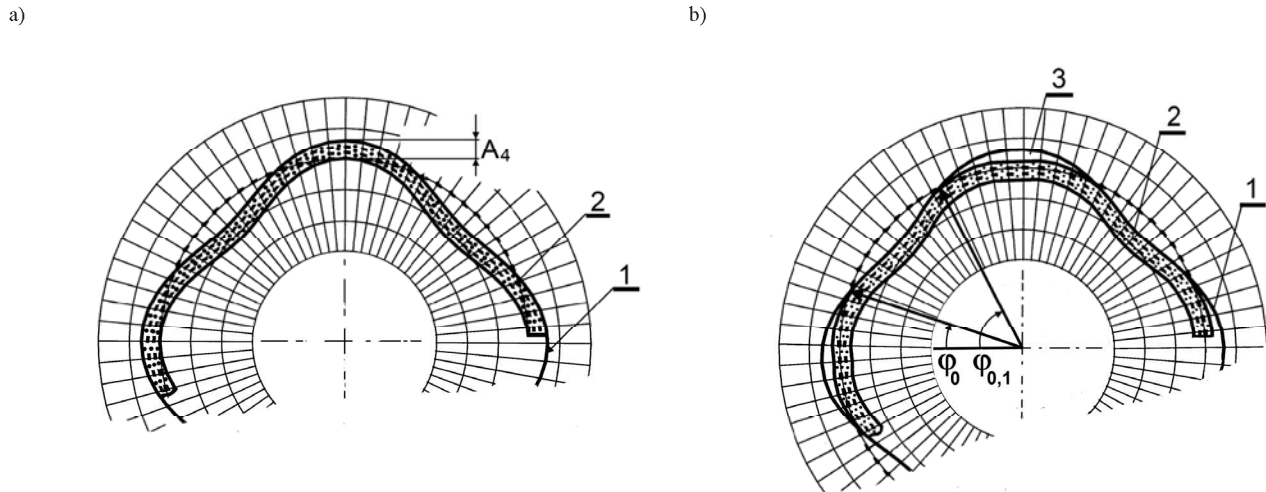


Fig. 6. A sketch illustrating possible positions of ring in deformed bore; 1 – cylinder bore, 2 – ring running face, 3 – slot

Rys. 6. Szkic obrazujący możliwe ułożenia pierścienia w zdeformowanym cylindrze: 1 – powierzchnia cylindra, 2 – powierzchnia ślizgowa pierścienia, 3 – szczelina

Repeating these calculations for consecutive positions of ring one can obtain an image of pressure circumferential distribution vs. crank angle (called further the image of collaboration). Areas of diverse pressure are visible where full contact of collaborating parts takes place and other where this contact does not occurs (where $p_m(\varphi) < 0$).

In order to describe quantitatively this phenomenon a parameter P was proposed, called coefficient of correct collaboration between ring and cylinder bore surface

$$P = \frac{P_c - P_b}{P_c} \cdot 100\% \quad (13)$$

where P_c – entire area of cylinder bore between dead centers (except the area of ring gap), P_b – area of no contact between ring and cylinder bore.

If the value of coefficient P is lower than 100% it means that there is an area over cylinder bore where slots can emerge and eventual blow by occurs. Though slot geometry has not been established in calculations described further, it can be assumed approximately that the blow by will increase along with decrease of the P coefficient.

3. Determination of compression ring pressure on deformed bore

3.1. Introduction

Implementation of further described research effect of selected quantities characterizing the ring and bore geometry as well as conditions of their collaboration on distribution of ring pressure on bore within entire stroke between dead centers. Calculation took into account:

- bore wear $z_s(\alpha)$ measured along the bore circumference and profile,
- bore deformation $z_b(\varphi)$, described with the harmonics of 2nd, 4th and 6th order.

In addition to changes in bore geometry following quantities have been taken into account:

– dowel, że w miejscu kompletnego planu badań wybrano plan monoselekcyjny. Mimo tego ograniczenia wygenerowano dużą liczbę wyników, trudną do pełnego zaprezentowania w tym opracowaniu – przedstawiono jedynie najważniejsze z nich. Chociaż obliczenia wykonano dla pełnego cyklu pracy silnika, zaprezentowane wyniki obejmują jedynie fragment gładzi cylindra (zawarty pomiędzy kątami φ od $0,25\pi$ do $0,75\pi$) i dotyczą tylko suwu sprężania.

Obliczenia wykonano, wykorzystując dane techniczne wysokoprężnego silnika spalinowego pracującego w maszynie roboczej. Tego samego silnika dotyczyły obliczenia zawarte w kilku innych publikacjach autorów, np. [7–9].

Najważniejsze wyniki i ich krótkie omówienie zawarto w dwóch kolejnych podrozdziałach, przy czym oddzielnie przedstawiono wpływ wielkości związanych z cylindrem i z tłokowym pierścieniem uszczelniającym.

3.2. Wpływ zużycia gładzi cylindra na rozkład nacisku pierścienia

W pierwszym etapie prezentowanych tu badań obliczono rozkład nacisku wywierany na gładź przez nowy pierścień uszczelniający ($K(t) = K$) przy założeniu, że nie działają nań siły gazowe ($K_g(\alpha) = 0$). Podczas obliczeń zmieniano wartości wielkości charakteryzujących zużycia cylindra, tj. $z_s(\alpha)$ i $z_b(\varphi)$. Poza rozkładem nacisku obliczono także parametr P.

Obrazy rozkładu nacisku, pokazane na rys. 7, dotyczą przypadku współpracy nowego pierścienia z cylindrem o zdeformowanej powierzchni, którego linię obwodową można opisać harmoniczną 6. rzędu. Chociaż początkowo deformacja ta nie pogarsza w widoczny sposób poprawności tej współpracy (rys. 7a), to wraz ze wzrostem zużycia gładzi, zarówno obwodowego, jak i osiowego, powiększają się obszary, w których pierścień nie przylega na całym swoim obwodzie do gładzi (rys. 7b–d). Widoczna jest prawidłowość, że wraz ze wzrostem zużycia gładzi, zarówno promieniowego, jak i osiowego, zmniejsza się nacisk pierścienia na gładź, powodując zmniejszanie się

- changes in gas force values, characterized by the $K_g(\alpha)$ coefficient.
- changes in ring elastic properties, characterized by the $K(t)$ coefficient.

A high number of quantities taken into consideration and variety of their values made that instead of a complete plan of investigations the authors decided to use a monoselective plan. Despite this limitation a high number of results have been generated, impossible to be presented in one paper. This have made authors to present only the most important of them. Although the computations have been carried out for a full cycle of engine operation, the results presented here encompass only a section of cylinder bore (for φ angle between $0,25\pi$ and $0,75\pi$ – compression stroke).

Computations have been carried out using technical data of work machine driving diesel. Calculations presented in the earlier papers of the authors [for example 8, 9] concerned the same engine.

The most important results and their brief comment will be presented in successive chapters, where the effects connected with cylinder bore and compression ring would be presented separately.

3.2. Cylinder bore wear effect on ring pressure distribution

At the first stage of research a new ring pressure distribution ($K(t) = K$) on cylinder bore have been calculated, assuming that there is no gas force ($K_g(\alpha) = 0$). Values characteristic for cylinder wear, i.e. $z_a(\alpha)$ and $z_b(\beta)$ were changed during calculations. Beside pressure distribution the P parameter was calculated as well.

Pressure distribution images seen in Fig. 7 concern the case of new ring collaboration with cylinder bore of deformed surface, illustrated by the circumferential line described with the harmonic of 6th order. Though initially this deformation does not make visibly such collaboration worse (Fig. 7a), but with the increase in bore wear, both axial and circumferential, areas where ring losses its contact with bore along the entire circumference become greater (Fig. 7b–d).

A regularity can be noticed that along with the increased wear of bore at the same time the ring pressure decreases

obszarów o prawidłowej współpracy, co znajduje odbicie w zmniejszaniu się wartości współczynnika P.

Wyniki obliczeń wpływu rzędu harmonicznej i jej amplitudy na zmiany wartości współczynnika P pokazują wykresy na rys. 8. Im wyższego rzędu jest analizowana harmoniczna, tym przy mniejszej wartości jej amplitudy następuje odebranie się pierścienia od gładzi cylindra. Efekt ten wzrasta wraz z narastającym zużyciem gładzi (co wynika z przebiegu krzywych rys. 8b uzyskanych dla gładzi cylindra opisanej harmoniczną 4. rzędu).

Table 1. Technical data of engine and compression ring

Tablica 1. Dane techniczne silnika i pierścienia uszczelniającego

Quantity/wielkość	Value/wartość
Cylinder diameter/średnica cylindra d [m]	0.109
Ring neutral radius/promień pierścienia r_m [m]	0.0522
Asial width/wysokość osiowa h_p [m]	0.003
Radial thickness/grubość promieniowa g_p [m]	0.0046
Young's modulus/moduł Younga E [Pa]	112.109
Mean pressure/cisnienie srednie p_a [MPa]	0.178
Tangential force/siła styczna F_t [N]	27.6
Stiffness/sztynność E_1 [N·m ²]	2.65
Parameter/parametr K [-]	0.0286
Parameter/parametr λ [-]	0.25
Radius/promień R [m]	0.068

Jak wynika z wcześniejszych rozważań, oddziaływanie sił gazowych powinno powodować pełniejszy obwody kontakt pierścienia z odkształconą gładzią cylindra. Aby sprawdzić tą współzależność, w drugim etapie badań powtórzone prezentowane wcześniej obliczenia, jednak z uwzględnieniem sił gazowych odpowiadających pracy silnika przy jego pełnym obciążeniu (krzywa 1 na

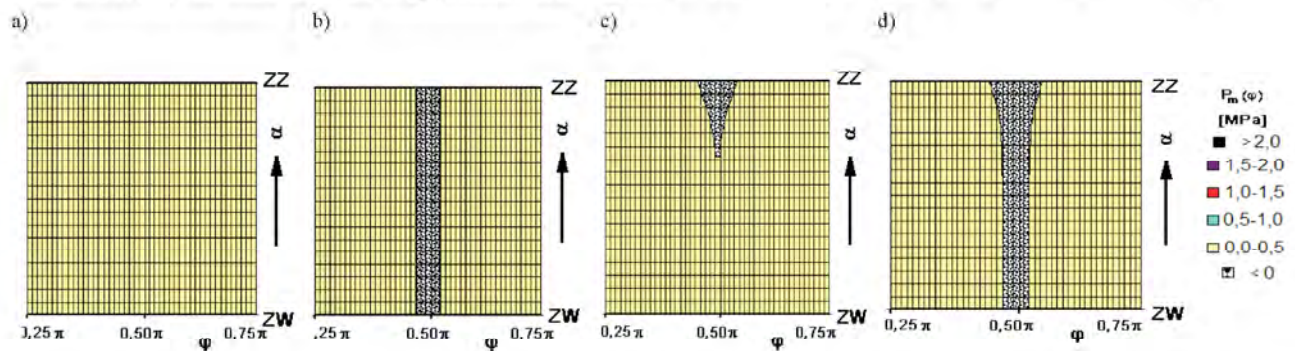


Fig. 7. Images of ring contact pressure distribution during piston move towards TDC, calculated for $K_g(\alpha) = 0$, $z_b(\varphi) \neq 0$ ($A_0 = 1.2 \mu\text{m}$), when: Rys. 7. Obrazy rozkładu nacisku pierścienia na gładź cylindra podczas ruchu tłoka w kierunku ZZ, wyznaczone dla $K_g(\alpha) = 0$, $z_b(\varphi) \neq 0$ ($A_0 = 1.2 \mu\text{m}$), gdy:

- a) $z_a = 0 \mu\text{m}$, $z_{pr}(\alpha) = 0$, P = 100%, b) $z_a = 200 \mu\text{m}$, $z_{pr}(\alpha) = 0$, P = 91%, c) $z_a = 0 \mu\text{m}$, $z_{pr}(\alpha) \neq 0$ ($z_0 = 500 \mu\text{m}$), P = 98%, d) $z_a = 200 \mu\text{m}$, $z_{pr}(\alpha) \neq 0$ ($z_0 = 500 \mu\text{m}$), P = 89%

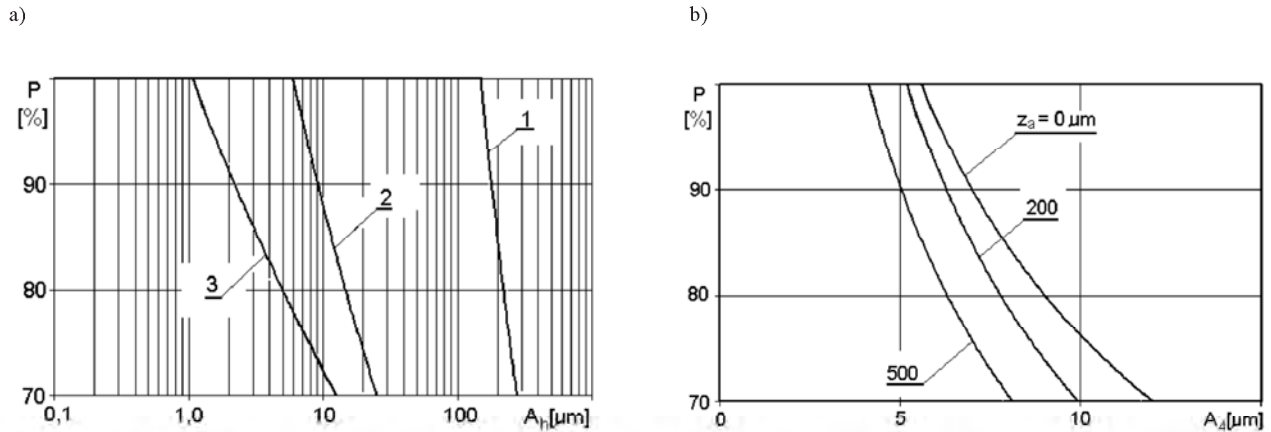


Fig. 8. Changes in coefficient P value relative to the size of cylinder deformation described with the 2nd order (curve 1), 4th order (curve 2) and 6th order (curve 3) harmonic, calculated for $K_g(\alpha) = 0$ (a) and relative to the bore circumferential wear value z_a (for deformation described with the 4th order harmonic) (b)

Rys. 8. Zmiany wartości współczynnika P w zależności od wielkości deformacji cylindra opisanej harmonijną 2 rzędu (krzywa 1), 4 rzędu (krzywa 2) i 6 rzędu (krzywa 3), wyznaczone dla $K_g(\alpha) = 0$ (a) oraz w zależności od wartości zużycia obwodowego gładzi z_a (dla odkształcenia opisanego harmonijną 4 rzędu) (b)

which leads to decrease in areas of correct collaboration that means lower value of the P coefficient.

Graphs in Fig. 8 show the effect of harmonic's order and amplitude on the P coefficient values. Higher order of analyzed harmonic the loss of contact between ring and bore occurs at lower value of harmonic's amplitude. This effect increases along with increasing wear of bore (it results from the course of curves in Fig. 8b obtained for the cylinder bore profile described with the 4th order harmonic).

The earlier analyses suggest that the effect of gas forces should cause a more complete circumferential contact of ring and deformed cylinder bore. At the second stage of investigations the earlier presented calculations were repeated, but taking into account the gas forces corresponding to the engine operation at full load (curve 1 in Fig. 5), in order to verify this interdependence. Fig. 9 shows the achieved images of collaboration and values of the P coefficient. As one could anticipate the influence of gas forces improves the ability of ring to bore contact, however the negative effect is an increase in pressure differentiation, which could result in ring breaking when the bore deformations are significant (Fig. 10).

rys. 5). Na rysunku 9 przedstawiono uzyskane obrazy współpracy i zestawiono wartości współczynnika P. Jak należało się spodziewać, oddziaływanie sił gazowych poprawia zdolność przylegania pierścienia do gładzi cylindra, jednak ujemnym skutkiem ich działania jest wzrost zróżnicowania nacisku, co przy dużych amplitudach odkształcenia gładzi może prowadzić do pęknięcia pierścienia (rys. 10).

Zbiórce zestawienie krzywych, uwzględniające wpływ rzędu harmonicznej deformacji i jej amplitudy na wartość współczynnika P, opracowane dla braku oraz pełnego obciążeniu silnika, pokazano na rys. 11a. Z ich przebiegu wynika, że we wszystkich analizowanych przypadkach działanie gazów spalinowych wpływa na powiększenie obszaru poprawnej współpracy pierścienia z gładzią cylindra, natomiast zużycie gładzi ten obszar zmniejsza (rys. 11b). Powiększeniu ulega także wartość amplitudy harmonicznej, zapewniającej jeszcze poprawny przebieg współpracy tych elementów.

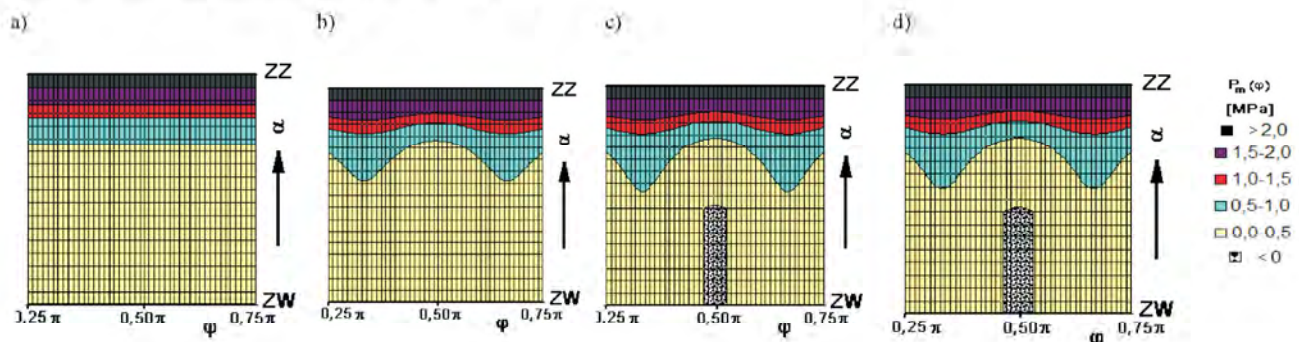


Fig. 9. Images of ring contact pressure distribution during piston move towards TDC, calculated for $K_g(\alpha) = 100\%$, when:

Rys. 9. Obrazy rozkładu nacisku pierścienia na gładzi cylindra podczas ruchu tłoka w kierunku ZZ, wyznaczone dla $K_g(\alpha) = 100\%$, dla:

- a) $z_a = 0 \mu\text{m}$, $z_b(\varphi) = 0 \mu\text{m}$, $z_{pr}(\alpha) = 0$, $P = 100\%$, b) $z_a = 200 \mu\text{m}$, $z_b(\varphi) \neq 0$ ($A_b = 1.2 \mu\text{m}$), $z_{pr}(\alpha) = 0$, $P = 100\%$, c) $z_a = 0 \mu\text{m}$, $z_b(\varphi) \neq 0$ ($A_b = 1.2 \mu\text{m}$), $z_{pr}(\alpha) \neq 0$ ($z_{zz} = 500 \mu\text{m}$), $P = 97\%$, d) $z_a = 200 \mu\text{m}$, $z_b(\varphi) \neq 0$ ($A_b = 1.2 \mu\text{m}$), $z_{pr}(\alpha) \neq 0$ ($z_{zz} = 500 \mu\text{m}$), $P = 92\%$

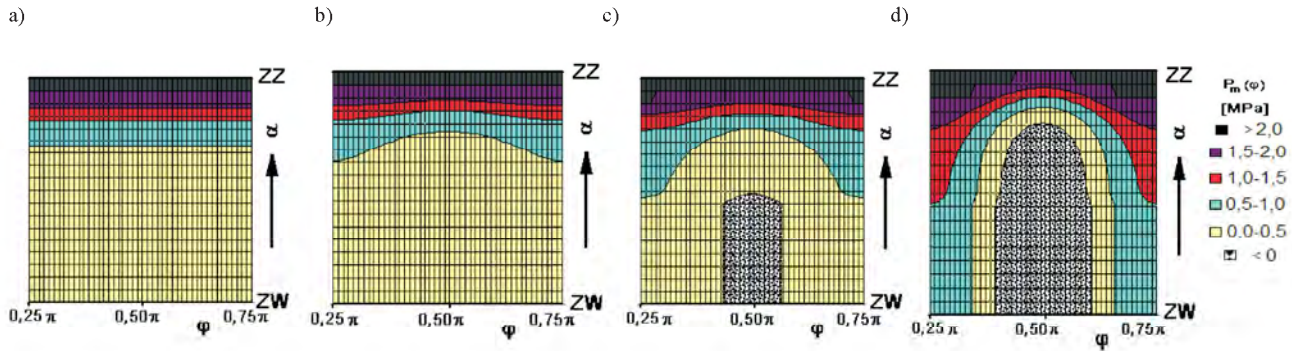


Fig. 10. Images of ring contact pressure distribution during piston move towards TDC, calculated for $K_g(\alpha) = 100\%$, $z_a = 0 \mu\text{m}$, $z_{ps}(\alpha) = 0$, when:
 Rys. 10. Obrazy rozkładu nacisku pierścienia na gładź cylindra podczas ruchu tłoka w kierunku ZZ, wyznaczone dla $K_g(\alpha) = 100\%$, $z_a = 0 \mu\text{m}$, $z_{ps}(\alpha) = 0$, dla:

a) $z_b(\varphi) = 0 \mu\text{m}$, $P = 100\%$, b) $z_b(\varphi) \neq 0$ ($A_b = 5 \mu\text{m}$), $P = 100\%$, c) $z_b(\varphi) \neq 0$ ($A_b = 10 \mu\text{m}$), $P = 88\%$, d) $z_b(\varphi) \neq 0$ ($A_b = 30 \mu\text{m}$), $P = 67\%$

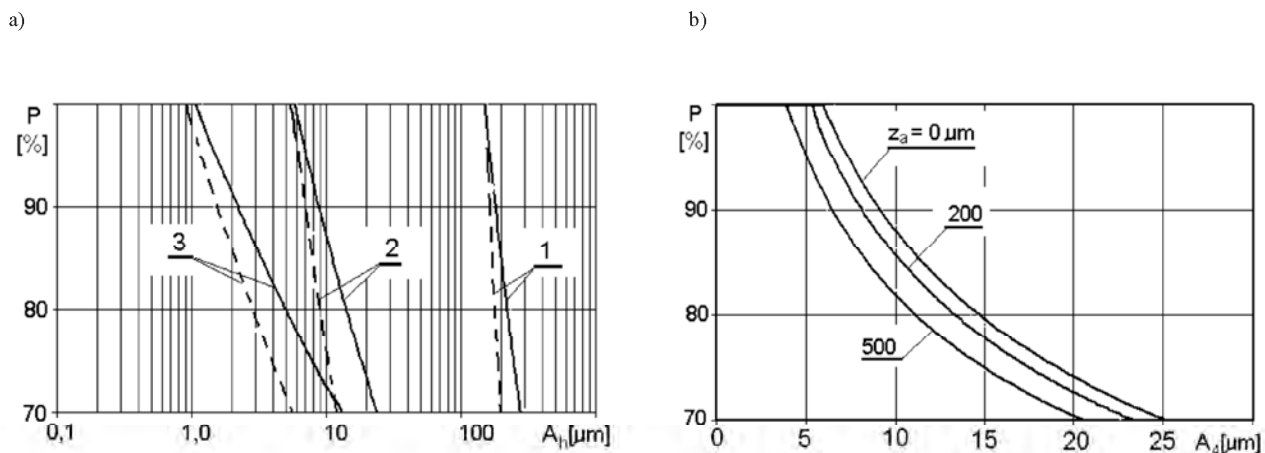


Fig. 11. Changes in coefficient P value relative to: a – bore deformation size described with 2nd order (curve 1), 4th order (curve 2) and 6th order harmonic (curve 3), calculated for $K_g(\alpha) = 100\%$ (continuous line) and for $K_g(\alpha) = 0$ (dashed line), b – bore circumferential wear described by 4th order harmonic

Rys. 11. Zmiany wartości współczynnika P w zależności od: a – wartości deformacji cylindra opisanej harmoniczną 2 rzędu (krzywa 1), 4 rzędu (krzywa 2) i 6 rzędu (krzywa 3), wyznaczone dla $K_g(\alpha) = 100\%$ (linia ciągła) oraz dla $K_g(\alpha) = 0$ (linia kreskowa), b – wartości zużycia obwodowego gładzi cylindra opisaną harmoniczną 4 rzędu

A comparison of curves, taking into account the effect of deformation harmonic order and amplitude on the value of P coefficient, prepared for cases of engine idle run and full load are presented in Fig. 11a. Their course shows that in each presented case operation of exhaust gases increases the area of correct collaboration of ring and bore, while the degree of bore wear makes this area smaller (Fig. 11b).

Their course shows that in each presented case operation of exhaust gases increases the area of correct collaboration of ring and bore, while the degree of bore wear makes this area smaller (Fig. 11b). The value of harmonic amplitude which still provides a correct collaboration of parts increases as well.

3.3. The effect of compression ring wear

As it follows from the Eq. (10) the wear of ring face and deterioration of its materials properties leads to the decrease in tangential force F_t and simultaneously to the decrease in ring pressure against the bore. Independently on the cause of this phenomenon, the coefficient $K(t)$ was adopted as the

3.3. Wpływ zużycia pierścienia uszczelniającego

Jak wynika ze wzoru (10), zużycie powierzchni roboczych pierścienia oraz pogorszenie jego właściwości materiałowych powoduje zmniejszenie wartości siły stycznej F_t i tym samym zmniejszenie docisku pierścienia do gładzi cylindra. Za miarę utraty właściwości sprężystych pierścienia, niezależnie od przyczyny tego zjawiska, przyjęto współczynnik $K(t)$. W tym etapie badań dokonano próby oceny wpływu obniżenia wartości tego współczynnika na zdolność przylegania pierścienia do gładzi, zmniejszając jego wartość o odpowiednio 10% i 20%. Niektóre z uzyskanych wyników podano na rys. 12 i 13.

Porównanie obrazów współpracy (rys. 7 i 12) oraz wartości współczynnika P umożliwia stwierdzenie, że wraz z pogorszeniem właściwości sprężystych pierścienia zmniejsza się obszar poprawnej współpracy pierścienia z gładzią cylindra.

Pełniejszą ocenę tej współzależności umożliwia analiza przebiegów zestawionych na wykresie rys. 13. Wynika

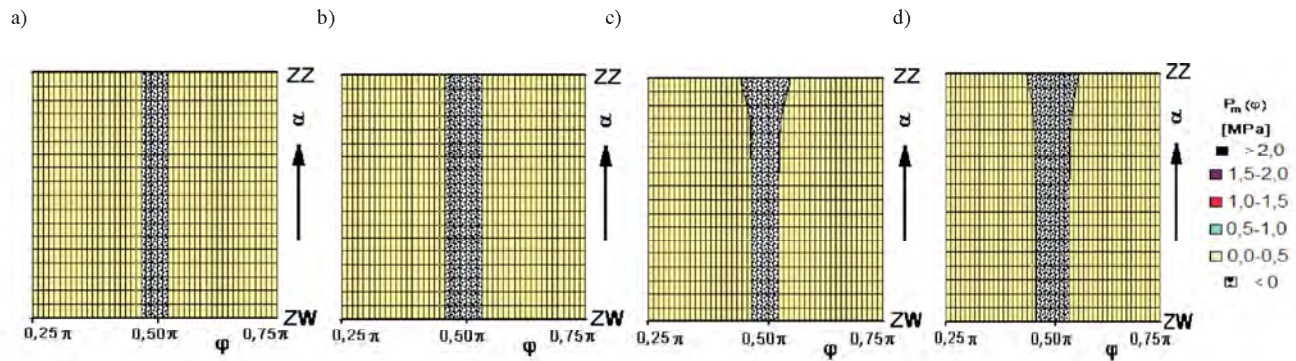


Fig. 12. Images of ring contact pressure distribution during piston move towards TDC, calculated for $K_z(\alpha) = 0$, $z_v(\varphi) \neq 0$ ($A_s = 1.2 \mu\text{m}$), and the value of coefficient $K(t)$ reduced by 10%, when:

Rys. 12. Obrazy rozkładu nacisku pierścienia na gładź cylindra podczas ruchu tłoka w kierunku ZZ, wyznaczone dla $K_z(\alpha) = 0$, $z_v(\varphi) \neq 0$ ($A_s = 1.2 \mu\text{m}$), i zmniejszonej o 10% wartości współczynnika $K(t)$, dla:

- a) $z_s = 0 \mu\text{m}$, $z_p(\alpha) = 0$, $P = 96\%$, b) $z_s = 200 \mu\text{m}$, $z_p(\alpha) = 0$, $P = 91\%$, c) $z_s = 0 \mu\text{m}$, $z_p(\alpha) \neq 0$ ($z_{zz} = 500 \mu\text{m}$), $P = 93\%$, d) $z_s = 200 \mu\text{m}$, $z_p(\alpha) \neq 0$ ($z_{zz} = 500 \mu\text{m}$), $P = 85\%$

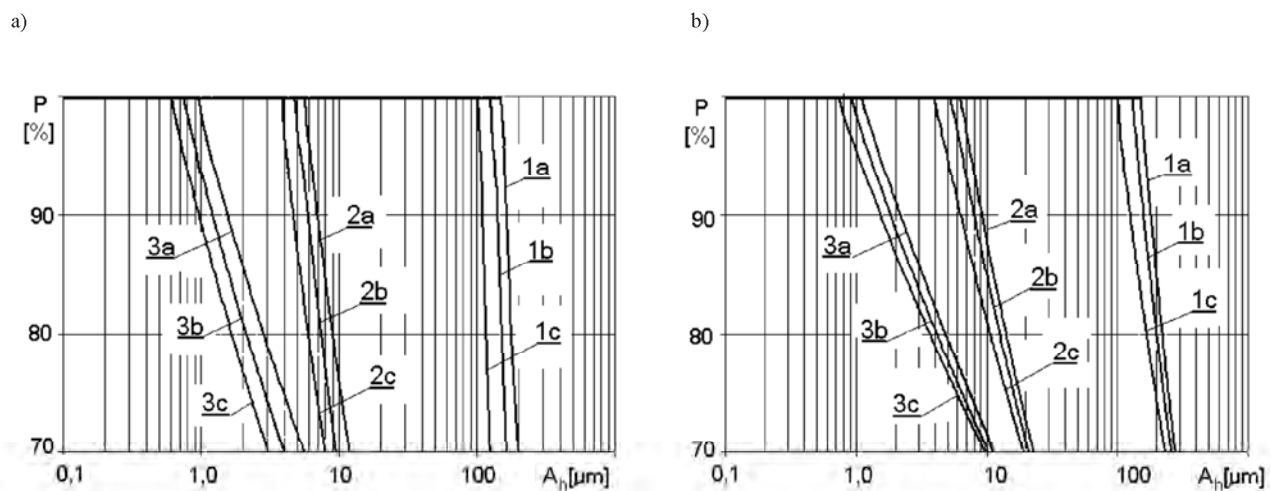


Fig. 13. Changes in coefficient P value relative to amplitude of bore deformation described with 2nd order (curve 1), 4th order (curve 2) and 6th order (curve 3) harmonic, calculated: a - for $K_z(\alpha) = 0$ and $K(t) = K$ (a), $K(t) = 0.9 K$ (b) and $K(t) = 0.8 K$ (c), b - for $K_z(\alpha) = 100\%$ and $K(t) = K$ (a), $K(t) = 0.9 K$ (b) and $K(t) = 0.8 K$ (c)

Rys. 13. Zmiany wartości współczynnika P w zależności od amplitudy deformacji cylindra opisanej harmoniczną 2 (krzywa 1), 4 (krzywa 2) i 6 (krzywa 3) rzędu, wyznaczone przy: a - dla $K_z(\alpha) = 0$ i $K(t) = K$ (a), $K(t) = 0,9 K$ (b) i $K(t) = 0,8 K$ (c), b - dla $K_z(\alpha) = 100\%$ i $K(t) = K$ (a), $K(t) = 0,9 K$ (b) i $K(t) = 0,8 K$ (c)

measure of the loss of ring elastic properties. At this stage of research a trial to evaluate the effect of this coefficient decrease on ring contact ability was performed, decreasing its value by 10% and 20%, respectively. Some of achieved results are presented in Figs. 12 and 13.

The comparison of collaboration images (Fig. 7 and 11) and values of the P coefficient allows to conclude that together with the deterioration of ring elastic properties an area of correct collaboration of ring face and cylinder bore diminishes as well.

The analysis of courses summarized in Fig. 13 allows to evaluate this interdependence more completely. This analysis shows that independently on the order of harmonic describing the form of bore deformation as well as its amplitude, the deterioration of ring elastic properties always is accompanied by the decrease in the P coefficient.

z niej, że niezależnie od rzędu harmonicznego opisującej postać deformacji cylindra jak i jej amplitudy pogorszeniu właściwości sprężystych pierścienia zawsze towarzyszy spadek wartości współczynnika P .

4. Podsumowanie i wnioski

Wyniki przykładowych obliczeń wskazują na silne powiązanie kształtu otworu cylindra i sprężystości pierścienia z rozkładem nacisków. W szczególności stwierdzono, że:

- deformacje cylindra mają duży wpływ na rozkład nacisku, przy czym im wyższy jest rząd harmonicznego opisującej deformację, tym mniejsza wartość amplitudy powoduje powstanie dużego zróżnicowania nacisku,
- zarówno wzrost promieniowego, jak i osiowego zużycia gładzi powodują spadek nacisku pierścienia, jednak nawet

4. Summary and conclusions

The results of exemplary calculations show a close relation between cylinder bore shape and ring elasticity with distribution of ring pressure. Following observations were done:

- deformations of cylinder bore affect to the far extent a pressure distribution, while higher order of harmonic describing deformation lower value of amplitude causes a significant diversity of pressure,
- increase of both radial and axial wear lead to the reduction in ring pressure, however even high values of wear give relatively low fall in pressure,
- an increase in gas forces causes the increase in ring to bore pressure,
- a decrease in ring elasticity results in reduction of ring pressure.

In extreme case the pressure drop leads to a lack of contact between ring and bore, i.e. possibility of formation of circumferential slots occurs. The method described in this paper allows forecasting such situation because of calculating favorable conditions. Nevertheless one should remember that the presented investigations were carried out assuming the lack of lubricating oil layer (oil film) separating collaborating ring face and cylinder bore. On an operating engine the oil film separates these surfaces eliminating or at least reducing the effect of deformations and micro unevenness. This means that when analyzing the compression ring pressure distribution the influence of microscopic deformations can be neglected, whereas research should take into consideration the deformations of high grade (given by the harmonics of lower order).

jego duże wartości wywołują względnie mały spadek nacisku,

- wzrost wartości sił gazowych powoduje wzrost docisk pierścienia do gładzi cylindra,
- pogorszenie właściwości sprężystych pierścienia zmniejsza jego nacisk na gładź cylindra.

Zmniejszenie nacisku w skrajnym przypadku prowadzi do braku kontaktu pierścienia z gładzią cylindra, powodując możliwość powstania szczelin obwodowych. Opisana tu metoda umożliwia obliczenie warunków, przy których sytuacja taka może się pojawić. Należy jednak pamiętać, że przedstawione badania przeprowadzono przy założeniu braku warstwy oleju (filmu olejowego) rozdzielającej współpracujące powierzchnie robocze pierścienia i cylindra. W pracującym silniku film olejowy, tworząc warstwę nośną o grubości od ułamka do nawet kilkunastu mikrometrów, rozdziela te powierzchnie, eliminując lub znacznie ograniczając wpływ mikronierówności i deformacji. Oznacza to, że przy analizie rozkładu nacisku pierścienia uszczelniającego na gładź cylindra wpływ tych niewielkich odkształceń może być pominięty, natomiast badania powinny obejmować wpływ odkształceń o dużej wartości (danych harmonicznymi niższego rzędu).

Bibliography/Literatura

- [1] Bardzimashvili T., Kell J., Romelashvili E. Distortion inside a piston bore. Michigan State University MTH 844, 2004.
- [2] Mittler R., Mierbach A., Richardson D. Understanding the Fundamentals of piston ring axial motion and twist and the effects on blow-by. Proceedings of the Internal Combustion Engine Division ASME, ICES2009-76080.
- [3] Piaseczny L. Technologia naprawy okrętowych silników spalinowych. Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 1992.
- [4] Piston Ring Manual. Published by Goetze.
- [5] Serdecki W. Analysis of relations between the compression ring characteristic parameters. Journal of POLISH CIMAC. Energetic aspects, Gdańsk 2011, Vol. 6, No. 2.
- [6] Serdecki W., Krzymień P. How the wear of cylinder liner affects the cooperation of piston-cylinder assembly of ic engine. Journal of Kones, Warsaw 2012.
- [7] Serdecki W., Krzymień P. An analysis of phenomena accompanying ring collaboration with worn cylinder surface. Combustion Engines, No. 2/2013.
- [8] Serdecki W. Variability of compression ring pressure against the deformed cylinder wall during engine operation. Journal of POLISH CIMAC Energetic aspects, Gdańsk 2013, Vol. 8.
- [9] Serdecki W., Krzymień P. Analysis of parameters variability of compression ring and cylinder collaboration during engine operation. Journal of POLISH CIMAC Energetic aspects, Gdańsk 2014, Vol. 9.

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

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

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



Piotr Krzymień, DEng. – Assistant professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Poznań University of Technology.

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

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



Improving spark-ignited engines efficiency by heat energy recovery system

The current trends in regulations changes focus more and more on emissions reduction. Earlier environment protection mechanisms covering emissions limits of particulates, nitrogen oxides, sulphur oxides and carbon monoxide were recently extended also to cover carbon dioxide emissions. One way to reduce carbon dioxide emission is the improvement of the efficiency of a powertrain system or main driver efficiency. This paper explains main limitations for efficiency improvement when conventional methods are used. The effective heat energy recovery system principles and its technical specification are described including its control principles. System was initially tested in the engine laboratory and experience from the laboratory tests is included in the paper. After successful and promising laboratory tests the solution was transferred to commercial operation which covered already period of more than 2 years. Statistics and operational data from commercial operation is shown with relevant examples of various operational modes. At the end of the paper simple feasibility study is shown. Alternative applications with basic evaluation of their feasibility and efficiency improvement potential are included in this paper as well.

Key words: *heat recovery system, turbo-compound*

1. Introduction

Since first emission norm were introduced there is continuous global process to create and manufacture internal combustion engines which will emit less and less emissions. Process is handled on many different levels: from parliament decisions to local harbours regulations. The form how it is passed on engine makers can also differ: from fiscal benefits to encourage users having environment friendly vehicles or vessels, to very strict rules about permits for registration or zone entry given only to the clean ones. This is main driving factor for various R&D activities which result with technologies that provide fewer emissions for exactly same daily use of the engine as before.

Recently very common procedure for shipping and ferry lines is to convert engine and fuel system to use LNG (liquefied natural gas) instead of much cheaper typical marine HFO (heavy fuel oil). By this modification there is less NO_x , SO_x , particulates and finally also CO_2 emitted by the vessel. Other example are methods to improve engine efficiency, so for the same work delivered by engine less fuel will be required and then less combustion products will be created. It can be observed for automotive engines as downsizing. Older naturally aspirated engines with high displacement volume are replaced with modern turbocharged or supercharged engines that can deliver same power using much smaller displacement, some of them with the cylinder-on-demand – the system that can instantly switch on or off any cylinder accordingly to current engine power demand. Additionally, these modern engines have much better torque distribution over their speed range. The opposite development direction can be observed for stationary and marine engines. These engines are getting bigger and the efficiency improvement can be gained thanks to more optimal and colder combustion process as well as by higher engine boost. Change of BMEP (break mean effective pressure) from 10 bar to 20 bar will result with engine efficiency change from about 38% to about 46% [1, 2, 4].

There is however limit for efficiency that can be reached. For the theoretical spark-ignited engine the efficiency η

depends only on its compression ratio ϵ and working fluid properties – adiabatic coefficient k :

$$\eta = 1 - (1/(\epsilon^{k-1})) \quad (1)$$

The real engine is not that efficient due to many deviations from ideal cycle. First of all real fluid has lower k -coefficient, then there is unburnt fuel, friction losses, heat losses from flame to surrounding walls, flow losses and finally slow and unstable combustion. Additionally knock combustion phenomenon is strongly limiting engine compression ratio ϵ . Modern technologies allow to reduce impact of many of listed factors but still there will be a gap between theoretical efficiency and real efficiency. Knock combustion can be avoided with modern high-pressure direct-injection fuel systems but only part of gained improvements will be utilised as such solutions result in less stable combustion and higher amount of unburnt fuel. Other possible improvements are listed in the Table 1, together with their potential impact on engine efficiency.

2. Heat energy recovery system

Quite a big amount of fuel energy is not used for effective work and remains as a heat in exhaust gas. For typical automotive naturally aspirated engines about 33% of fuel energy escapes through the exhaust system. Part of that energy can be recovered by turbocharger to increase engine power but even for big high-boosted stationary engine unused part of fuel energy will be still over 25%. In cogeneration applications exhaust heat is very valuable source of energy which can be used to generate hot water or steam. Steam then can be utilised to generate electricity or mechanical power with a steam turbine. There are available many different examples of combined cycle power plants having total efficiency of electricity production close even to 60%. Unfortunately such solutions are possible only for power generation or marine applications, leaving automotive engines again with low efficiency. Another solution known for decades is turbo-compound system where there

Table 1. Possible improvements with their influence on spark-ignited gas engine efficiency increase [1]

Engine efficiency at starting point	45.7%
Miller cycle	+1 point
Larger bore & combustion chamber insulation	+1 point
Reduced friction	+1 point
Fast, complete and stable combustion	+1 point
Turbocharging and air-flow optimisation	+0.2 points
Engine efficiency after all improvements	49.9%

is an exhaust gas driven turbine which can then deliver recovered power to the engine shaft. Recently introduced new regulations in Formula 1 motorsport require all engine suppliers to include turbo-compound system. In Formula 1 applied solution the exhaust gas is first passing turbocharger turbine and then is fed to turbo-compound system. Energy recovered from exhaust can be stored in electrical form and can be used during car acceleration, if needed.

Turbo-compound systems can be applied also for regular automotive engines, truck engines, marine engines and engines used for power generation. In this last application ETC (electric turbo-compound) is most commonly used as there is no need to feed turbo-compound power to engine shaft and ETC power can be directly used as electricity. The typical ETC system is very similar to automotive solutions with its own additional turbine after the turbocharger to recover a portion of the still available waste heat energy from the engine exhaust stream. The turbine uses fixed nozzle guide vanes which can be altered to optimise the match to each application. The turbine is directly coupled to a high speed and high efficiency alternator and the combined unit is usually termed a TG (turbo-generator). The TG in ETC system has its own self-contained oil system, providing both lubrication and cooling. The existing turbocharger is replaced with a new high efficiency model that is correctly matched to the TG downstream to optimise energy recovery. A separate Power Electronics panel provides all required control functions and conversion of the alternator output to electrical grid quality 3 phase power with frequency of 50 Hz or 60 Hz, as required by local electrical grid. The ETC system can be integrated on both open and containerised engines, it has a compact footprint and system maintenance intervals are designed to align with engine maintenance schedules. The ETC working principle is shown on Fig. 1.

3. Technology benefits

The typical ETC system is primarily for use on continuous engine load applications, both diesel and gas fuelled engines ranging from 0.2 MW to 4 MW. The system delivers more power using the same quantity of fuel; gives an average 4–6% improvement on fuel efficiency and about 10% more power. Alternatively, the ETC system can maintain a fixed power output using less fuel and reducing carbon emissions; fuel consumption is typically reduced by 6–9%. Results of

performance comparison for engine with and without the ETC system is shown on Fig. 2.

4. The ETC system for Wärtsilä spark-ignited engine

As supplier of the ETC system for Wärtsilä the British Bowman Power Group was chosen. The main reason was huge experience of Bowman Power Group with the technology. The group has more than 600 systems installed in 11 countries worldwide. All systems have generated in total more than 300 GW·h accumulating as a fleet all together over 10 million running hours. The only challenges were to find the matching for Wärtsilä spark-ignited engines in range from 4.5 MW to 18.8 MW [3, 4] and to build new control functions, so even in case of problems with the ETC system Wärtsilä engine will continue its operation. In 2011 extensive tests were carried on with the Wärtsilä 16V34SG engine having rated power of 8 MW and located at Wärtsilä Validation Power Plant in Bermeo, Spain. Together with the engine the 60 kW ETC system was used, the most powerful unit from Bowman Power Group portfolio on that time. During tests the ETC system showed very good response at various operation conditions with excellent start-up and stop behaviour. The system additionally had no influence on engine operation – engine itself kept its typical loading

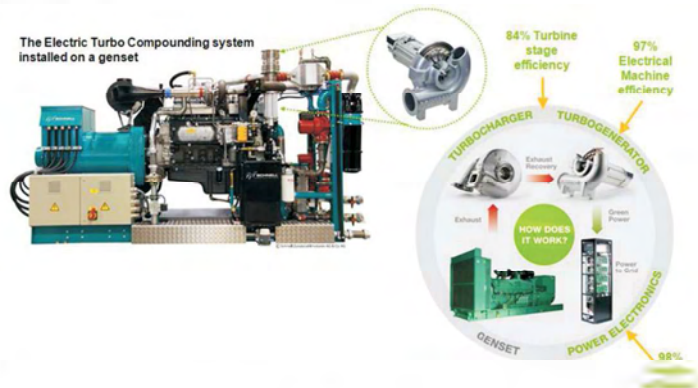


Fig. 1. The ETC system working principle

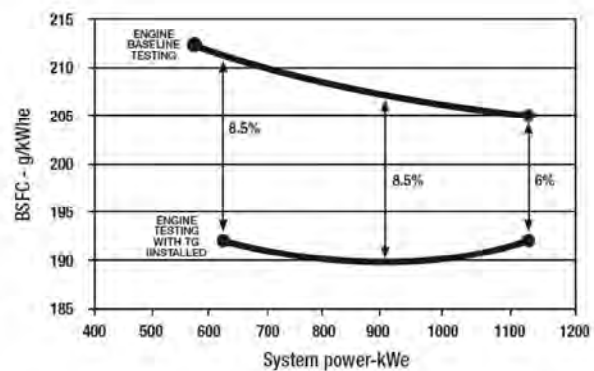


Fig. 2. An example of the brake specific fuel consumption of a Cummins KTA-50 G3 engine, compared to the performance with the ETC system. Test performed at Cummins' Ramsgate facility, UK

capability, efficiency and available power. The test arrangements showed that there is a potential for combining ETC system with Wärtsilä engines with ability to keep normal reliability and operational functionality of the engine and with improving plant overall efficiency and output. The efficiency improvement measured during tests was minor, only 0.3 points, but the main reason for this was known in advance big mismatch between engine and ETC power capacity. The basic results of tests are given in Table 2.

The next step was the engine-ETC matching for higher performance improvements. Firstly The Bowman Power Group modified their bigger system to increase power to 65 kW, and then based on this unit new 130 kW system was created and finally, after about two years of development project brand new 270 kW system was built and tested at Bowman Power Group facility. Additional focus was on control functions for each of the systems, which was successfully tested at the factory. Both new systems were then installed in power plants delivered by Wärtsilä for long term performance and validation field tests. Changes to the system arrangement required by new control functions are shown in Fig. 3.

Table 2. Operational data measured during Wärtsilä 16V34SG with Bowman ETC tests in Bermeo, Spain

ETC loading 0–100% (engine cold)	3 minutes
ETC loading 0–100% (engine hot)	5 seconds
Engine exhaust temperature drop after ETC	up to 3 °C
Minimum engine load for ETC power generation	2900 kW = ~36% of nominal power
Engine load when ETC maximum capacity reached	4700 kW = ~59% of nominal power

The first installation was selected for testing the 130 kW ETC system with the Wärtsilä 20V34SG engine, the engine rated power is 10 MW. The selected Tirenda power plant is located near Izmir in Turkey. Tests started in March 2013 and at the beginning of April 2015 system had accumulated over 6500 hours and generated over 425 MW·h of additional electricity. The efficiency improvement is at the level of 0.6 points. Later this year there will be new tuning for ETC turbine nozzles ring, which will help to increase efficiency gain at plant part load – plant is running currently as frequency control support, so power is varying from 40% to 80% load with average around 65% load. The original field test program was successfully completed in the autumn 2014 and since then the ETC system is at commercial operation. Customer’s opinion about the ETC system installed and tested at his power plant was very positive from very beginning and still is [5].

The second installation was selected for testing the new 270 kW ETC system with the Wärtsilä

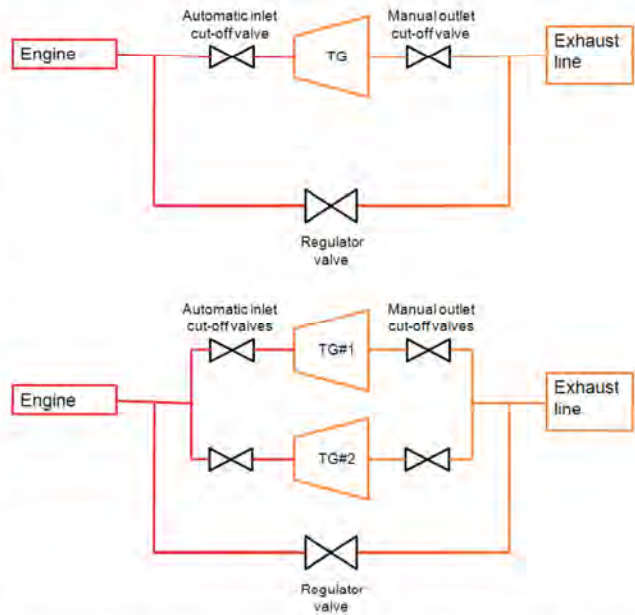


Fig.3. Flow diagrams for arrangements used during ETC testing: set-up from Bermeo tests applied later for 270 kW unit field test (top) and set-up for 130 kW unit field test (bottom)

18V50SG engine, nominally rated at 18.8 MW. The selected Odas power plant is also located in Turkey, near town Urfa. Field tests started in January 2014 and will probably be completed around end of May. At the beginning of April 2015 system accumulated close to 4000 hours and generated in total around 570 MW·h of additional electricity. The efficiency improvement in this case is at the level of 0.8 points. The 270 kW ETC system can be also coupled with the Wärtsilä 20V34SG and then the efficiency improvement will reach 1.5 points.

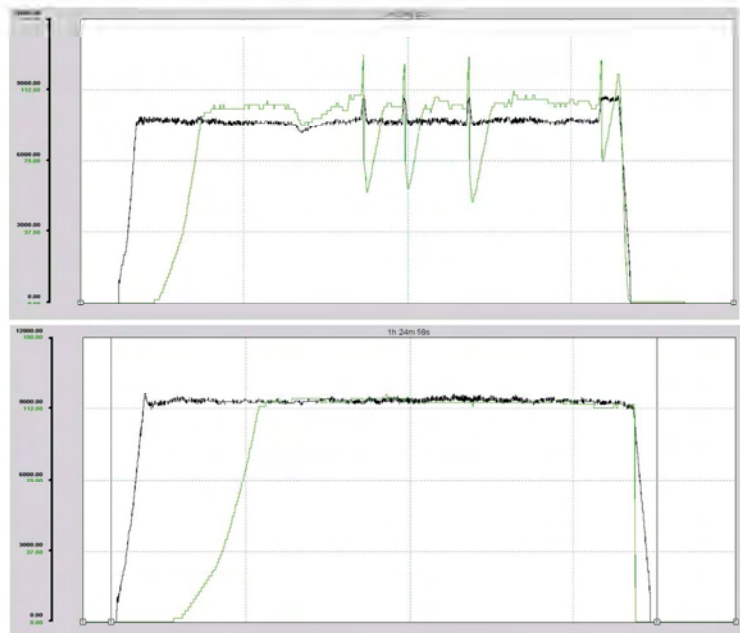


Fig.4. Screenshots from Wärtsilä Operator's Interface System (WOIS) from Tirenda power plant operation on 22.12.2014 (top) and 29.12.2014 (bottom); engine power (black), ETC power (green); both in kW

In all mentioned test cases the side effect of heat energy recovery was a visible drop of exhaust gas temperature ranging from around 3 °C during tests in Bermeo up to 10 °C observed few times in Odas plant.

5. Summary

The efficiency improvement numbers may seem to be very small but at the beginning of the paper it was shown how challenging it is to gain 1 efficiency point on technology improvement of already high efficient spark-ignited gas engines. It looks much better if one takes a look at the value of additional power generated for free. The power generated for free at both test sites together is worth more than 60 000 € so far. For Wärtsilä Power Plants business ETC addition can reduce plant payback time even by 1 year, and for smaller engines (0.2 MW to 4 MW) typical payback time of ETC system alone is from 15 to 20 months.

The following step of Wärtsilä is further optimisation of ETC systems, so they can better fit various requirements from customers. The extension of this application for other Wärtsilä engines is not decided yet. The best results are possible to be achieved exactly for spark-ignited engines due to their very sophisticated control system and typically very good turbo matching. System is now dedicated only for the Wärtsilä 34SG family and the Wärtsilä 50SG engine. The dual-fuel engines don't have such great potential. The compromised design for engine able to run either as typical diesel or as Otto principle based engine with ignition initiated by pilot oil injection makes optimal turbo matching very difficult and requires from control system to be able to find optimal settings for both operating modes. Recent portfolio updates include dual-fuel engines that are liquid fuel operation optimised or able to switch to HFO operation. Wärtsilä diesel engines, especially those able to operate on HFO, crude oil or associated gas bring another

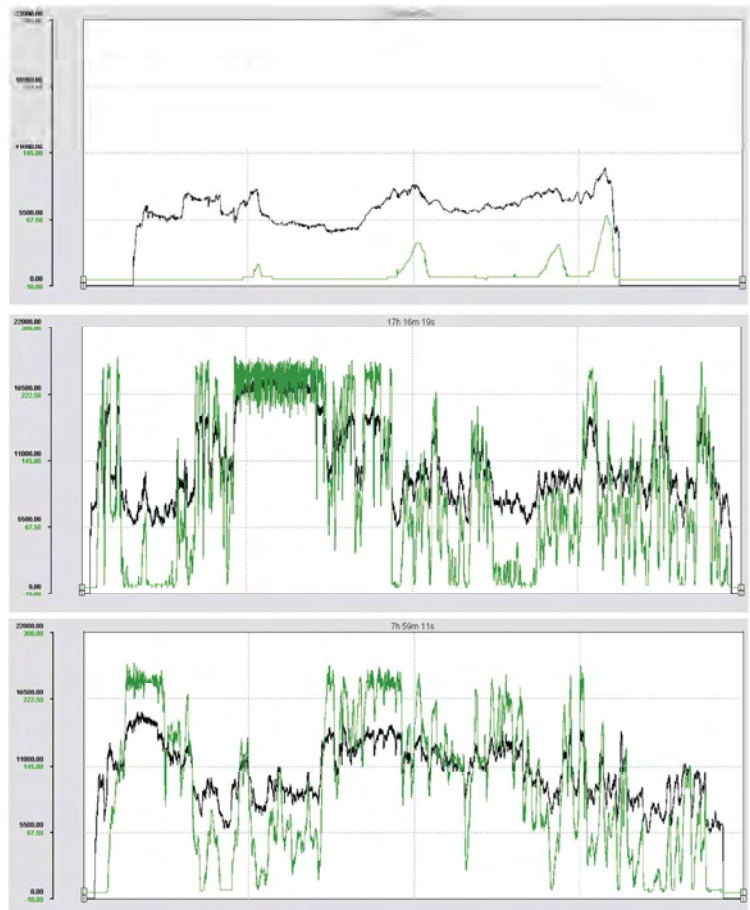


Fig. 5. Screenshots from Wärtsilä Operator's Interface System (WOIS) from Odas Urfa power plant operation on 29.12.2014 (top), 29/30.12.2014 night (middle) and 9/10.3.2015 night (bottom); engine power (black), ETC power (green); both in kW

challenge for ETC systems: need to clean ETC turbine from solid deposits coming from fuel.

The ETC system doesn't create any limitations for typical Wärtsilä solutions. It can perfectly work with fast starting grid stability power plants, highly effective CHP plants or Wärtsilä Flexicycle plants combining gas engine operation with steam turbine one.

Bibliography/Literatura

- [1] Klimstra J. The road to obtaining ultimate performance of gas engines – opportunities and challenges, 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz proceedings, Dessau, pp. 119-125, 2007.
- [2] Portin K., Hellen J. Gas engine control based on integrated cylinder pressure measurement, 6. Dessauer Gasmotoren-Konferenz proceedings, Dessau, pp. 208-219, 2009.
- [3] Sutkowski M., Latvasalo T. The 20V34SG – a high-efficiency lean-burn gas engine for highly efficient Wärtsilä gas power plants, Combustion Engines, Bielsko-Biala, No. 2007-SCI, pp. 27-38, ISSN 0138-0346, 2007.
- [4] Sutkowski M. The Wärtsilä 18V50SG – the world's biggest four-stroke spark ignited gas engine, 4th PTNSS International Congress on Combustion Engines Proceedings, 2011.
- [5] Sutkowski M., Tyska U. Auxiliary turbo-generator works, Twentyfour7 magazine, 1/2014, pp. 39-42, 2014.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

- LNG Liquidified Natural Gas /skroplony gaz ziemny
 HFO Heavy Fuel Oil /olej napędowy o dużej lepkości
 BMEP Break Mean Effective Pressure/średnie ciśnienie efektywne
 ETC Electric Turbo-Compound/elektryczny turbo-compound
 TG Turbo-Generator/turbo-generator

Marek Sutkowski, DEng. – Senior Development Manager in Engine Portfolio team within Technology & Solutions, Wärtsilä Finland Oy.

Dr inż. Marek Sutkowski – Senior Development Manager w grupie Engine Portfolio działu Technology & Solutions w firmie Wärtsilä Finland Oy.

e-mail: marek.sutkowski@wartsila.com



Thermodynamic simulation comparison of AVL BOOST and Ricardo WAVE for HCCI and SI engines optimisation

The aim of this paper is to compare two simulation software platforms, AVL BOOST™ and Ricardo WAVE™ as used to simulate HCCI and SI GDI engines with the intention of maximising the engine's efficiency and minimising the emissions. This paper compares these platforms in an experimentally validated model to analyse a spark ignition and a Homogeneous Compression Ignition Charge (HCCI) single cylinder 4 valve gasoline engines with multiple configurations and running parameters in order to find the most optimal set-up for the engine, with the prospect of allowing an optimum engine to be built and tested in real world conditions without the need for multiple expensive prototypes and long delays.

Key words: HCCI, SI, numerical simulation, software platforms, AVL BOOST, Ricardo WAVE

1. Introduction

Modern software allows for accurate prediction of engine performance without the need to build a physical model. One-dimensional engine and gas dynamics simulation software packages such as Ricardo WAVE or AVL BOOST are relatively inexpensive tools for the engineering and design of modern engines. Using these programs changes the system of engine development resulting in a process that is far less reliant on building costly prototype engines and allows for various design parameters to be explored and optimised before any prototyping begins, vastly reducing research and development costs for new engine technologies.

This paper investigates the use of modelling software platforms Ricardo WAVE and AVL BOOST to generate a model of a 1-cylinder engine operating under various conditions and to determine the accuracy of the software by comparison with experimental results. The software can then be used to predict improvements that can be made to the model, and reduce the emissions of the engine.

1.1. Aims of the paper

The objectives of this paper are as follows:

Build a model of an existing engine using known geometries and valve timings.

Determine combustion profiles using experimental pressure data to complete the model.

Calibrate and validate the model by comparing the Ricardo WAVE and AVL BOOST model output to existing experimental data.

Change certain engine parameters to investigate and suggest improvements using data from the model.

1.2. Hypothesis

Emission reductions can be achieved by changing the inlet and exhaust valve opening and closing times. As the geometries are kept near identical for all the investigated cases (1 to 7), it is expected that changes due to mode of combustion will be observed. The model will show the advantages of HCCI over SI and is likely to display an improvement in pollution emissions over the SI cases. In this work cases 1-3 refer to HCCI mode, cases 4-7 represent the SI mode.

2. Technical review

2.1. Ricardo WAVE review

Ricardo WAVE™ is an industry standard 1-dimensional engine thermodynamics and gas dynamics simulation software. Ricardo WAVE software is used worldwide in engine industries and enables automotive manufacturers to perform gas simulation on the intake, combustion and exhaust system configurations [1].

2.2. AVL BOOST review

AVL BOOST™ is a very powerful engine and emission modelling software which has fairly intuitive user features. In this study BOOST added-in calculations such as Wiebe functions add a lot of ease to the simulation of combustion. The resulting analysis is useful however its inability to export data to other software such as MS Excel is a downfall. Overall it is on par with Ricardo WAVE; however the lack of user assistance within the program is an issue [2].

3. Ricardo WAVE and AVL BOOST setup

3.1. Spark ignition (SI) engine

A spark ignition engine uses gasoline as a fuel with a stoichiometric gravimetric air-fuel mixture (14.7:1) and spark plugs to initiate the combustion. It works on four strokes; intake, compression, expansion and exhaust.

3.2. Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine

The HCCI engine is a mix between the SI and CI engine; it allows the engine to have high diesel-like efficiency without the need to deal with the expensive removal of NO_x and particulate emissions [3].

The exhaust and inlet were modelled as a combination of orifices, "Y" junctions and ducts in Ricardo WAVE and restriction in AVL BOOST, from the experimental data and junctions, plena and connections in AVL BOOST. The discretisation lengths, heat transfers, temperatures of the piston walls and cylinder were calculated from equations in WAVE Help or from figures used in the tutorials [4]. The fuel Indolene was chosen as it is the closest representation to gasoline that is available in the software. A constant table was created so

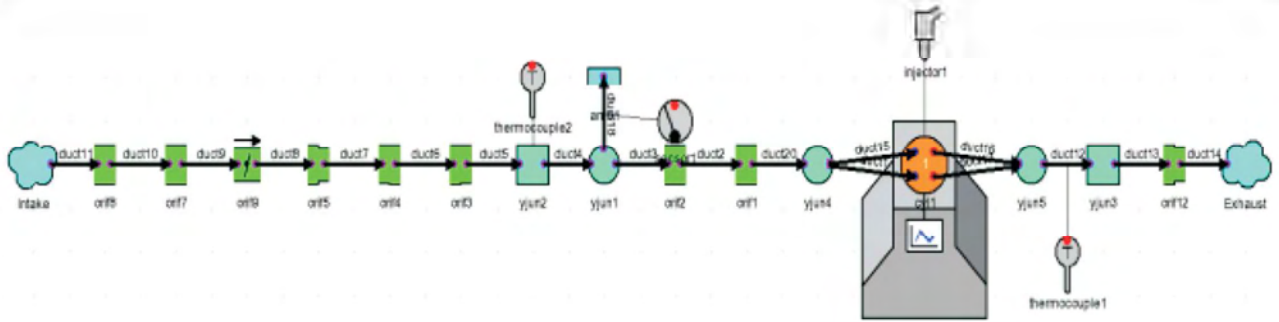


Fig. 1. Ricardo WAVE set up of the SI GDI model

that it is easy to change the variables. The model was set to run for 30 engine cycles to allow for convergence of the results in the simulation. The fuel is directly injected into the cylinder for HCCI and due to the similarity of the intake and exhaust systems the same fuel injector has been used for the SI model, as many Gasoline cars now use direct injection.

The SI engine system as modelled in Ricardo WAVE can be seen in Figure 1 and as modelled in AVL Boost can be seen in Fig. 2. The main difference between the SI model and the HCCI model is that the throttle and the two ducts that are connected to it have been removed and replaced by one duct. The spark timing has been removed as HCCI auto ignites during compression.

3.3 Inputting calculated data to Ricardo WAVE

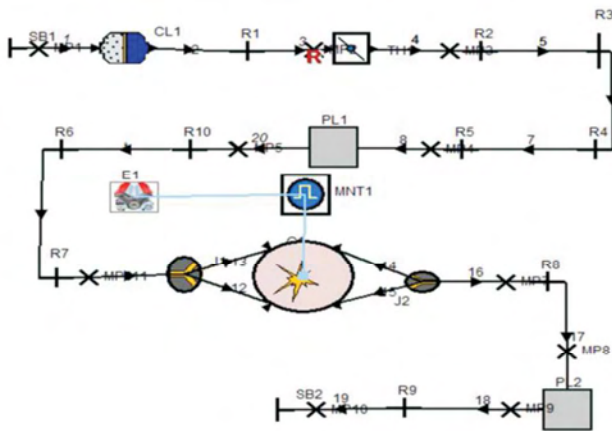


Fig. 2. AVL BOOST set up of the SI GDI model

To calculate the input data for the model from the experimental engine data, first of all the stroke volume was calculated from the bore (90 mm) and the crank offset (88.9 mm). Secondly the clearance volume was calculated by dividing the clearance volume by the compression ratio (11.5:1). Then the clearance height was calculated (8.47 mm). The polytropic constant, k , was calculated by plotting the logarithm of the fired cylinder pressure against the logarithm of the instantaneous volume. The k values were taken from the linear equations on the Excel graph (Figs 3 and 4), the expansion (green line) and compression stroke (red line) are summated and divided by 2 to get an average k value (the instantaneous volume is the clearance volume with the addition of the volume created by the positioning of

the crank). This is a simplified method which nevertheless yields reasonable results.

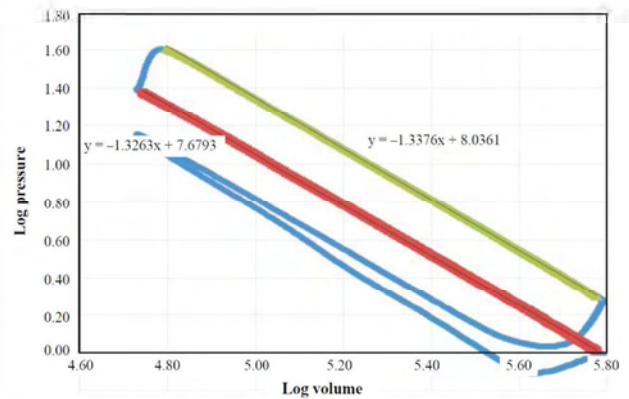


Fig. 3. Log P vs. log V for case 3 (HCCI)

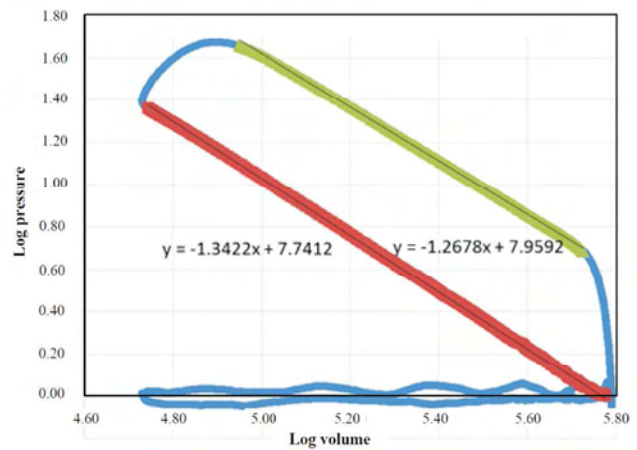


Fig. 4. Log P vs. log V for case 4 (SI)

The k value is then input into equation 1 to calculate the heat release rate (J/deg) for each instantaneous crank angle. Using Equations 2 and 3 the pressure change due to the combustion of the fuel can be calculated. From this the Mass Fraction Burned (MFB) was calculated using Equation 4. The MFB so calculated was plotted against the MFB calculated independently from experimental data. It can be seen from Fig. 4 that the cumulative MFB profile matches both the SI and HCCI models showing the calculations used were correct.

$$Q = \frac{k}{k-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} V \frac{dp}{d\theta} \quad [5] \quad (1)$$

$$\Delta p_c = p_{i+1} - p_i \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^k \quad (2)$$

$$\Delta p_c^* = \Delta p_c V_i / V_c \quad (3)$$

$$MFB = \sum_0^i \Delta p_c^* / \sum_0^N \Delta p_c^* \quad (4)$$

Comparing the cumulative mass fraction burned of HCCI mode against SI (Fig. 5) it can be seen that the gradient is much steeper in HCCI hence the fuel is burnt quicker giving a larger pressure increase rate. Also when comparing pressure change (Fig. 6) for SI against HCCI it can be seen that the mass fuel burn duration is shorter for HCCI.

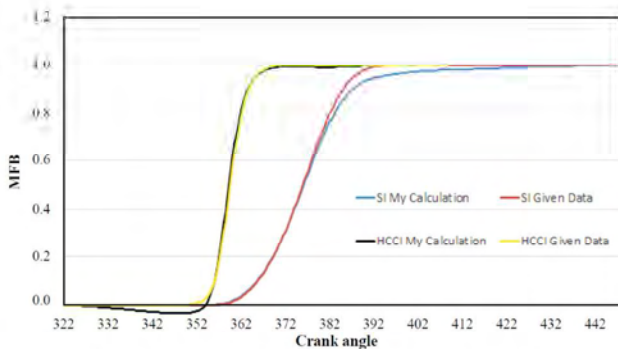


Fig. 5. MFB vs crank angle for case 3 (HCCI) and case 4 (SI)

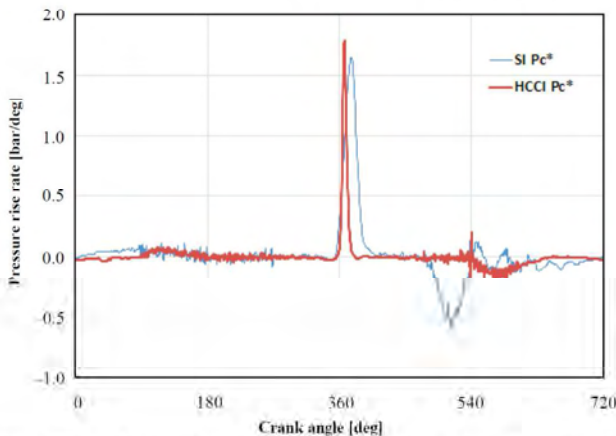


Fig. 6. Rate of pressure rise due to combustion vs crank angle for case 3 (HCCI) and case 4 (SI)

This process has been recalculated case by case for each data set. Their individual polytropic constant k value have been individually calculated from the pressure vs. volume graphs, similarly their mass fraction burned data have been calculated and verified by plotting it on a graph against the experimental data. The cumulative mass fraction burned can now be put into combustion model in WAVE.

3.4 Model calibration and validation in WAVE

3.4.1. SI model calibration

To calibrate the model, after the model has ran, Ricardo WAVE Post has been used to export the pressure vs. CAD

graph into MS Excel. Next the graph was compared against the experimental data by plotting it on the same graph, Figure 7. If the pressure profiles do not trace one another perfectly i.e. the pressure peak is at a different crank angle one would modify the start of combustion till they are aligned. Secondly if the magnitude of the pressure peak is different, one can alter the throttle setting until the magnitude is the same. This calibration is an iterative process where one has to keep exporting the data from WAVE Post and manipulating these parameters until the pressure profile from WAVE traces the profile from the experimental data.

To be better assured that the pressure profiles align, one can use the “.out” file and see exactly at what crank angle the maximum pressure occurred in the data (TH_PMax angle) and compare this against the experimental data. Similarly with comparing the PMax pressure against the pressure magnitude from the experimental data.

To validate this model the next data case set was imported, without changing any model variables other than the throttle and the start of combustion, with the obtained results matching the pressure profiles from the experimental data, hence validating the model.

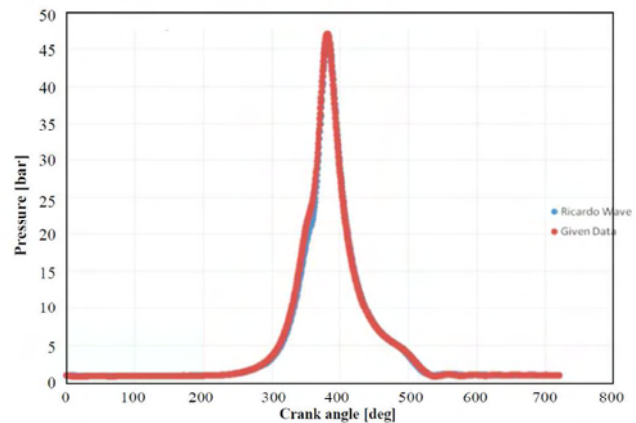


Fig. 7. Pressure from experimental data against the pressure from Ricardo WAVE SI model

3.4.2. HCCI model

To calibrate the model it is imperative to match the crank angle at which the pressure peaked with the pressure peak from the experimental data by modifying the start of combustion. To achieve the same pressure magnitude, as there was no throttle, the heat transfer figures, the head and piston area multipliers were changed. The heat transfer coefficients when the valves were opened and closed were decreased by 33% (from 1.2 to 0.8) and the piston surface multiplier was reduced from 1.6 to 1.5. This was an iterative process. This was exported from WAVE and checked against the experimental data, Figure 8. The pressure magnitude and the crank angle that this occurs at in the first model are exactly as those given in the experimental data, showing that the model is calibrated.

To validate the model the same parameters; heat loss transfers, surface area multipliers etc. are kept constant in the next HCCI cases. For case 2 and 3 the start of combustion is modified to align pressure peak from WAVE with the given

data's pressure peaks crank angle. The cases are exported to Excel and compared against the experimental data, the pressure profiles trace one another for both other cases, hence the model is considered validated. As in the SI case, the ".out" file was used to increase the precision.

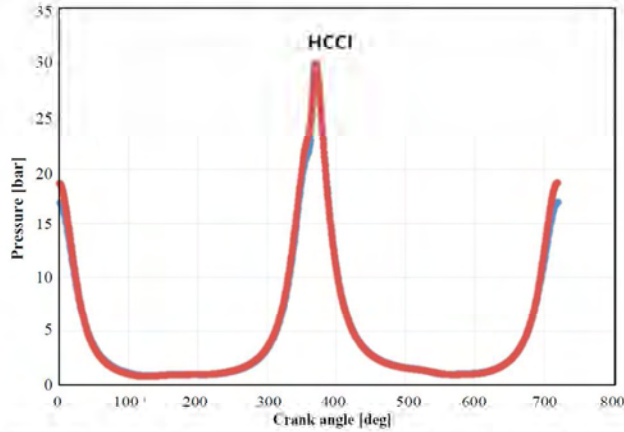


Fig. 8. Pressure from experimental data against the pressure from HCCI model

4. Results and improvements in the engine cycle

4.1. Results

4.1.1. SI

The maximum pressure (PMax (bar)) and the crank angle of maximum pressure (PMax (CAD)) occur at exactly the same pressure and crank angle as the experimental data, this gave an IMEP value with an accuracy of + 4.2% for the 4 models experimental data, validating the SI model. For the SI and HCCI cases the PMax (CAD), PMax (bar) and IMEP (bar) values are shown in Table 1.

Table 1. Experimental data (Given) vs. Ricardo WAVE and AVL BOOST models data

	Case number.	Data source	IMEP [bar]	PMax [bar]	PMax CAD [deg]
HCCI	Case 1	Given	1.81	29.82	371.00
		Boost	2.60	29.74	11.00
		Wave	2.00	29.68	11.00
	Case 2	Given	2.80	38.32	369.50
		Boost	3.27	38.08	9.50
		Wave	2.91	37.91	9.50
	Case 3	Given	3.48	40.25	372.00
		Wave	3.70	40.26	12.00
	SI	Case 4	Given	10.04	47.19
Boost			9.42	40.32	22.00
Wave			10.24	47.19	22.00
Case 5		Given	1.73	14.86	372.50
		Boost	1.58	14.64	12.50
		Wave	1.66	14.86	12.50
Case 6		Given	2.58	21.13	371.50
		Wave	2.58	21.13	11.50
Case 7		Given	3.25	27.62	369.50
		Wave	3.25	27.62	9.5

4.1.2. HCCI

The pressure (PMax (bar)) and the crank angle (PMax (CAD)) are exactly the same as the given data and the IMEP is within +10%, validating the model.

4.2. Emissions improvements predicted by Ricardo WAVE model

To increase the efficiency of the engine several parameters can be changed; firstly the compression ratio can be increased. To allow for the extra compression it is advised to use a higher octane fuel as the engine can develop knocking if combustion does not happen at the optimum piston position [6]. Secondly having the injection timings as a variable rather than at a fixed point would allow to manipulate when the combustion cycle starts, this could lead to more power being produced and to reduced emissions.

For the 2 cases, SI and HCCI, one of the parameters has been changed (EVO, IVO, air fuel ratio, fuel type and engine speed) and compared to a validated model, to see the effect it would have on the emissions, as calculated in the software platform models. This is discussed below in more detail for the 2 models.

4.2.1. SI engine

Case 7 was chosen as all the IMEP, PMax (CAD) and PMax (bar) are the same as the given data. The largest decrease in predicted emissions was caused by changing the fuel type from Indolene to Ethanol, reducing the NO_x by 96%, HC by 41% and the CO by 100%. Advancing the inlet valve 5 deg CA and retarding the exhaust by 5 deg CA (increasing the valve overlap) decreased the emissions; this can be seen in Table 2.

Table 2. Predicted reduction in emission for the SI model in Ricardo WAVE

	EVO (+5°)	IVO (-5°)	Ethanol
NO _x [ppm]	-12%	-11%	-96%
HC [ppm]	-2%	-2%	-41%
CO [ppm]	-24%	-15%	-100%

4.2.2. HCCI engine

The type of fuel could be changed so that it does not contain any aromatic hydrocarbons such as biofuel. This would decrease the particulate emissions as aromatic HC's are difficult to burn. Also due to the higher octane number of biogas it would allow a higher compression ratio resulting in a higher thermal efficiency.

Advancing the inlet valve, retarding the exhaust and changing the fuel to ethanol improved the emissions as shown in Table 3.

Table 3. Reduction in predicted emissions for the HCCI model in Ricardo WAVE

	IVO (-20°)	EVO (+20°)	Ethanol
NO _x [ppm]	-18%	-2%	-86%
HC [ppm]	-25%	-4%	-44%
CO [ppm]	-12%	-1%	-94%

5. Comparison of WAVE and BOOST

5.1. Ricardo WAVE™

Ricardo WAVE™ seems easier to learn, provides fully understandable help and tutorials, easier troubleshooting when there is an error in the result and less data is required to get the model running in the first place.

5.2. AVL BOOST™

This platform provides possibility to do more complicated and advanced engine simulation in terms of engine design and cycle simulations, beneficial possibility of performing co-simulation with other simulation software and possibility of relatively easy implementation of user-defined models and algorithms.

6. Conclusion

To conclude, the two engines have been modelled successfully both in Ricardo WAVE and AVL BOOST and have been validated by calibrating the initial model and tuning the following cases to match the given data from experiments

with good levels of accuracy. All models could be used to easily predict improved emissions.

Both software platforms give a good representation of a 1D cylinder, the results for the SI and the HCCI engine have given exact pressure magnitudes and the crank angles that they occur at when compared to the experimental data, with the IMEP value being within +10% of the given data. The reasons for the software not producing exactly the same results as the model are due to factors such as the fact that the software does not provide predictive means of modelling combustion or take into account the 3d turbulence that would be occurring in the cylinder, also the heat loss values are not necessarily the same as in an actual engine.

Whilst using AVL BOOST it has been a more difficult program to use, the error messages are counter intuitive to fix and it is time consuming to produce initial working models. However when a working model is obtained, it is easy to change the variables as they are all in one constant table.

The main benefit of using 1d software is that the calculations are fast.

Nomenclature

CI Compression ignition
EVO Exhaust valve open
HCCI Homogenous charge compression ignition
IMEP Indicated mean effective pressure

IVO Intake valve open
MFB Mass fraction burned
SI Spark ignition
TDC Top dead centre

Bibliography

- [1] Ricardo plc, 2014, Ricardo Software, www.ricardo.com/Page-Files/864/WAVE%20Flyer%20A4_4PP.pdf
- [2] AVL BOOST plc, 2013, AVL Software, www.avl.com/BOOST
- [3] alternativefuels.about.com/od/researchdevelopment/a/HCCI-basics.htm
- [4] Ricardo plc, 2013, WAVE 2013 Help System.
- [5] Stone R. Introduction to internal combustion engines. 3rd ed. Basingstoke: Macmillan 1999.
- [6] auto.howstuffworks.com/compression-ratio-fuel-economy.htm

Ali AliQahtani, MEng. – Research Student in the School of Mechanical Engineering at University of Birmingham.
e-mail: AMA374@bham.ac.uk



Farzad Shokrollah Hassanbarough, MEng. – Research Student in the School of Mechanical Engineering at University of Birmingham.
e-mail: fxs931@bham.ac.uk



Mirosław L. Wyszynski, MEng, PhD, MIDGTE, MSAE, MSIMP – Professor in the School of Mechanical Engineering at University of Birmingham.
e-mail: m.l.wyszynski@bham.ac.uk



Effects of spark assist on HCCI combustion

HCCI (homogeneous charge compression ignition) combustion is initiated by compression temperature and is independent of spark discharge. However, spark discharge can be applied under certain conditions to achieve hybrid combustion, where combustion by flame propagation is followed by auto-ignition of the unburned mixture. Spark assist can be applied to improve combustion stability at low loads or to reduce pressure rise rates under high load regime. In the current study variable spark ignition timing was applied for stoichiometric HCCI combustion, achieved using negative valve overlap technique. Under investigated conditions increase of nitrogen oxides emissions, due to flame propagation, was not observed. To provide more insight into combustion evolution, double Wiebe function was fitted to experimental heat release rates. It was found that only less than 10% of mixture was burned by flame propagation, even for very advanced spark discharge.

Key words: HCCI, spark assist, double Wiebe

1. Introduction

Homogeneous charge compression ignition (HCCI) is an innovative combustion system, which can be applied in piston engines. Air-fuel mixture is prepared early, thus is well premixed before combustion occurs. The combustion is initiated by temperature during the compression process. Auto-ignition is spontaneous and appears in multiple sites within the combustion chamber. It results in low temperature combustion, as unburned and burned mixture zones, typical for other combustion systems, do not appear [6, 9, 13]. Volumetric combustion of premixed charge produces extremely low concentrations of nitrogen oxides as well as particulates. In principle, there is no necessity to use advanced exhaust aftertreatment systems, such as selective catalytic reduction or particulate filters [5]. HCCI engines can be equipped with standard three-way catalytic converters, despite lean combustion. Additionally, HCCI engines offer higher thermal efficiency than current spark ignition engines [13].

Conversion of spark ignition engines into HCCI requires introduction of additional energy into the cylinder, to enable auto-ignition of high octane number fuels. This can be achieved by: (i) increasing of compression ratio, (ii) increasing of intake temperature, or (iii) using the exhaust energy [13]. It should be noted, that HCCI combustion at high load regime results in unacceptable pressure rise rates (PRRs). Thus, gasoline engines have to be operated as spark ignition under high load regimes. The need for switching between two combustion modes limits compression ratio [5]. Thus, utilizing exhaust energy to invoke combustion under low compression ratios appears to be the most attractive from the point of view of practical implementations. Exhaust energy can be introduced into the cylinder via exhaust gas retention, using negative valve overlap (NVO) [5, 16]. Engine operated in the NVO mode develops a specific cycle. Exhaust gas is trapped in the cylinder via early exhaust valve closing (EVC). Afterwards, residuals are re-compressed during the NVO period. Intake valve opening (IVO) is delayed as well. High amounts of trapped residuals increase mixture enthalpy, and thus enable auto-ignition of gasoline at low compression ratios.

However, in residual affected HCCI engines stable combustion can be achieved only in a narrow range of loads [4]. Low loads are limited by high fuel dilution, as under low exhaust temperature, internal EGR must be increased [2]. To achieve high loads it is necessary to increase volumetric efficiency. It implies reduction of the amount of trapped residuals, thus resulting in insufficient heating of the charge [11].

Urushihara et al. [10] proposed a combined spark ignition and HCCI concept, where the additional energy required for gasoline auto-ignition was provided by the combustion of some portion of a stratified mixture ignited by spark discharge. The obtained SACI (spark assisted compression ignition) combustion widened the high load limit of an engine, however excessive NO_x emissions were observed. Xie et al. [12] and Yun et al. [15] applied variable valve timings to control both the PRR and emissions under spark assisted HCCI combustion. The use of high positive valve overlap provided an EGR rate sufficient for reducing combustion rates. Additionally, high volumetric efficiency was also achieved. Yun et al. [15] achieved 1 MPa in indicated mean effective pressure (IMEP) while maintaining acceptable levels of PRR and emissions. Olesky et al. [8] demonstrated that advanced spark discharge reduces NO_x emissions despite increasing the fuel fraction burned by flame propagation. The experiments were performed for a stoichiometric mixture, and the reduction in NO_x emissions was attributed to a decrease in peak in-cylinder temperature.

The purpose of the current study is identification of the effects of spark discharge on HCCI combustion. In particular original procedure for fitting experimental heat release rates with double Wiebe function was applied. This approach enabled us to split combustion model between flame propagation and volumetric combustion.

2. Experimental test stand

A single-cylinder research engine was installed on a test bed equipped with a direct current dynamometer. The test stand is shown in Fig. 1. The engine was equipped with a mechanical variable valvetrain to enable the control of valve lifts and

timings. The cams provided maximum valve lifts of 9.4 mm and valve opening durations of 235 °CA. The valve lifts were adjusted using the hydraulic mechanism, described in detail in [3]. The effect of reduction of valve lifts was similar to the effect which could be achieved by increasing the clearance between the cam and the valve tappet. Thus, this mechanism varied both the valve lift and opening duration. Additionally, the valvetrain was equipped with mechanical timing adjusters, which enabled rotation of the camshaft sprockets in relation to camshafts.

The research engine had a bowl-shaped combustion chamber located in the engine head. The piston face was protruding on its perimeter and it approached the cylinder head closely at top dead center (TDC), which generated a certain amount of squish. Fuel was applied into the cylinder using a side-mounted single-stream swirl-type injector. The main parameters of the engine are specified in Table 1.

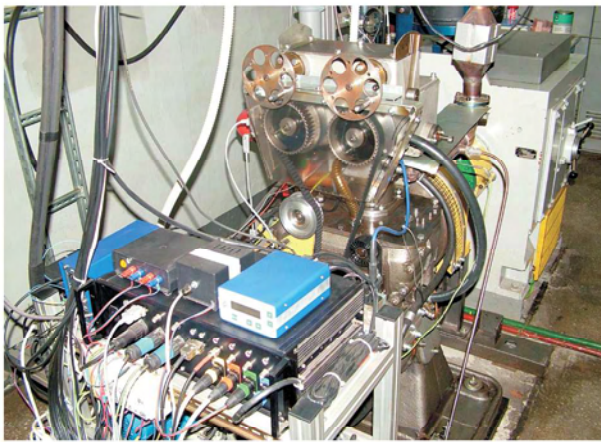


Fig. 1. Test stand used in the experiments

The engine control system was based on in-house PC software connected with a real-time timing module which governed not only injection timings and durations, but also spark generation.

The engine test bench was equipped with all necessary measurement and control instruments. Fuel consumption was measured using a fuel balance and intake airflow was measured with a thermal mass flow meter. The engine was also equipped with a set of pressure and temperature transducers in order to control the thermodynamic conditions of all media, intake, exhaust, cooling liquid etc. In-cylinder pressure was measured with the use of a miniature pressure transducer that was installed directly in the engine head. The pressure and other crank angle (CA) based parameters were recorded with a constant angular resolution of 0.1 °CA.

Table 1. Single cylinder research engine specifications

Displaced volume	498.5 cm ³
Cylinder diameter	84 mm
Piston stroke	90 mm
Compression ratio	11.7
No of valves	2
Fuel injector	Solenoid actuated swirl-type
Fuel-rail pressure	11 MPa max.

3. Experimental conditions and procedure

The engine was fuelled with pump-grade European commercial gasoline from a single batch. The experiments were conducted at a constant crankshaft rotational speed of 1500 rev/min. The cooling liquid temperature at the engine outlet was maintained at 90 °C ± 1. The engine was naturally aspirated and the intake air temperature was approx. 40 °C. The valvetrain was strategically set to achieve negative valve overlap and internal EGR. Valve timings and lifts are provided in Table 2. In order to simplify imaging of the valve timings, all values are provided in crank angle degrees after TDC, where zero is during NVO. Fuel was introduced into the cylinder during NVO to provide homogeneous charge. Fuel rail pressure was set to 10 MPa. The experiments were performed at stoichiometric mixture. Under investigated conditions engine load expressed by IMEP was approximately 0.4 MPa. The engine was run as autonomous HCCI, without spark discharge, and with spark discharge applied at variable timing.

The recorded pressure data were analyzed with the use of in-house software, where the measured pressure traces were utilized as boundary conditions for zero-dimensional models of gas exchange and combustion. The aim of modeling was to provide cycle-by-cycle composition of in-cylinder fluid and, thus, a more detailed analysis of combustion evolution. Detailed description of the engine model can be found in [3].

Table 2. Valvetrain settings

Intake valve opening (IVO)	83 °CA
Intake valve closing (IVC)	213 °CA
Intake valve lift	3.6 mm
Exhaust valve opening (EVO)	521 °CA
Exhaust valve closing (EVC)	640 °CA
Exhaust valve lift	2.9 mm

Combustion evolution was analyzed using net heat release rate (HRR) traces, computed on the basis of the first law of thermodynamics in the following form:

$$\text{HRR} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p dV + \frac{1}{\gamma-1} V dp \quad (1)$$

where p is in-cylinder pressure, V is volume, and the ratio of specific heats γ was calculated according to the instantaneous temperature and mixture composition in the cylinder.

The metrics representing the combustion timing were expressed as crank angle at the characteristic percentage values of standardized cumulative heat release, which is conventionally equated with the mass fraction burned (MFB) of fuel. All traces shown in this study are ensemble average computed from 100 consecutive engine cycles.

4. Experimental results

In-cylinder pressure curves shown in Fig. 2 reveal effects of spark discharge on combustion timing. Obviously, early spark discharge resulted in earlier start of combustion. Additionally, ignition advance resulted in increase of peak pressures, as their locations approached TDC. To provide

more insight into combustion evolution, Fig. 3 shows net heat release curves for investigated conditions. It should be noted that peak heat release rates are not monotonic versus spark advance. The highest values were observed for moderate spark timings. It is plausible, as auto-ignition was advanced, whereas high fraction of slow flame propagation combustion could not be observed. It has been already demonstrated by Wang et al. [11] that at conditions where auto-ignition is attainable, spark assist had a little effect on combustion. Nevertheless, application of spark could extend operation range of the engine. In the current study the engine was operated close to the misfire limit where auto-ignition appeared near TDC. It is plausible, that further reduction of internal EGR would be applicable, which would extend high load limit. It was demonstrated already by Olesky et al. [7] that effect of spark ignition is increasing for reduced EGR rates.

Reduction of peak HRRs at early ignition did not provide reduction of PRRs, as shown in Fig. 4. As combustion was developing during compression stroke, the effect of compression additionally increased PRR. Furthermore, early start of combustion increased specific fuel consumption, as shown in Fig. 5.

It should be noted that NO_x emissions were found to be affected by spark discharge to a very small extent, as shown in Fig. 5. Ignition advance from TDC to 40 °CA before TDC

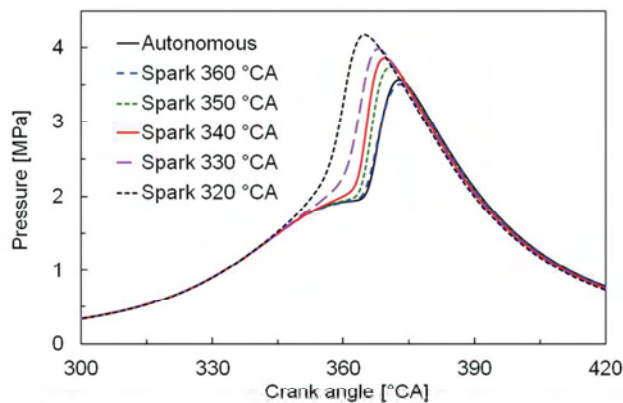


Fig. 2. In-cylinder pressure for autonomous HCCI and variable spark ignition timings

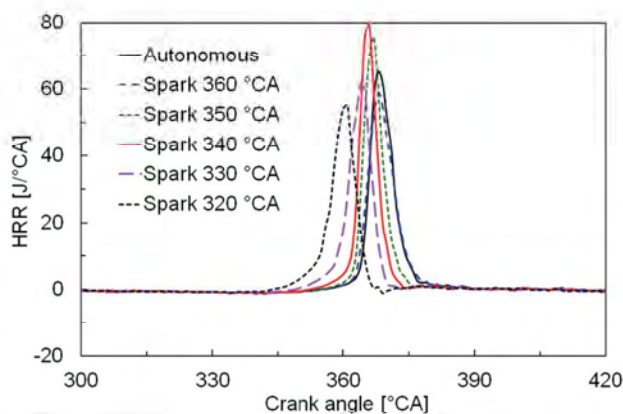


Fig. 3. Heat release rates for autonomous HCCI and variable spark ignition timings

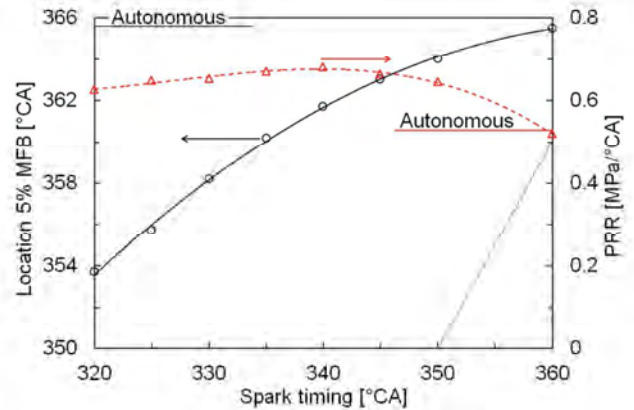


Fig. 4. Locations of 5% MFB and PRRs with respect to spark ignition timing

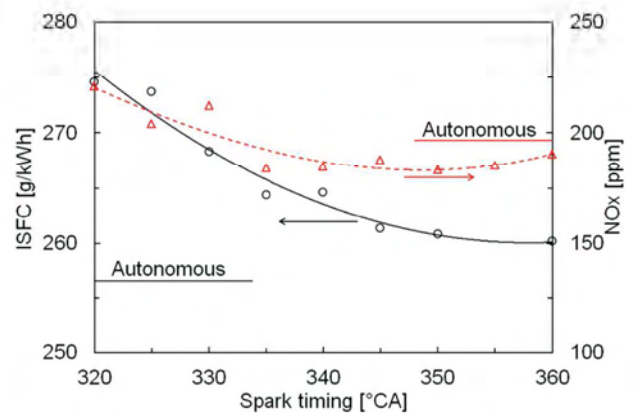


Fig. 5. ISFC and concentrations of NO_x with respect to spark ignition timing

increased emissions less than 20%. Comparison of Fig. 2 and Fig. 5 reveals good agreement between peak pressures and NO_x concentrations. This observation suggests that there is no effect of flame propagation on NO_x production. Instead, NO_x production appears to be controlled by peak temperatures during HCCI combustion phase. Plausible explanation of this phenomenon would be small fraction of fuel burned by flame propagation. Net HRR traces shown in Fig. 3 confirm this presumption. Double stage combustion could be observed solely for 40 °CA spark advance. However, experimental traces cannot provide quantitative data, how combustion is split between flame propagation and volumetric process. In order to estimate flame propagation fractions, in the next section, double Wiebe functions were fitted to experimental MFB curves.

5. Estimation of combustion model

A dedicated algorithm was elaborated to fit experimental MFB traces with double Wiebe model. MFB as a function of crank angle ϕ was computed using the following Wiebe formula:

$$\text{MFB} = 1 - \exp \left[-6.908 \left(\frac{\phi - \text{SOC}}{\text{EOC} - \text{SOC}} \right)^{m+1} \right] \quad (2)$$

where SOC and EOC are crank angles at start and at end of combustion, respectively and m is shape parameter. Double Wiebe function was computed as weighted sum of two independent MFB traces using spark ignition fraction as a parameter, which distinguished between fuel consumption by flame propagation and by volumetric combustion. Thus, it was necessary to estimate seven combustion parameters. Despite SACI, this approach is common for stratified compression ignition combustion [1] or dual-fuel spark ignition combustion [14].

During the estimation of parameters, start of combustion and end of combustion locations were identified on the basis of experimental MFB traces. For estimation of remaining parameters heuristic successive approximation algorithm was implemented. The algorithm compared combustion models, which incorporated all combinations of the parameters, with experimental data. The selected representative combustion model was one, which exhibited the smallest mean square error.

For autonomous HCCI combustion (without spark assist) experimental MFB was fitted with single Wiebe function, shown in Fig. 6a. Combustion duration was 17°CA and shape parameter m was 2.6. It can be noted that fitting experimental data with single Wiebe function was not accurate at the beginning stage of combustion as well as at the end of the process.

It was already shown in Fig. 3 that for spark assisted combustion double-stage processes were not clearly revealed by HRR curves. However, transition from flame propagation to volumetric combustion can be observed as points with the narrowest bent of MFB curves. Fitting experimental data with double Wiebe provided very good accuracy, as shown in Figs. 6b and 6c. However, for both spark ignition timings of 340°CA and 320°CA estimated values of mass fraction burned by flame propagation were the same and amounted to 9%. These observations explain negligible effect of spark assist on NO_x emissions. Obtained results are consistent with findings of Zigler et al. [17]. Using combustion imaging they demonstrated that the initial formation of the reaction fronts are not significant sources of heat release. Nevertheless, spark ignition controls HCCI combustion timing.

It should be noted that HCCI heat release profiles shown in Figs. 6b and 6c differ. For ignition timing 340°CA start of HCCI combustion is very steep. It is plausible, as auto-ignition was triggered near TDC, where both high temperature and pressure appeared. In contrast, for earlier spark ignition (Fig. 6c) HCCI combustion started slowly, similarly to the profile observed for autonomous operation. In this case, auto-ignition was triggered as a result of heating by flame front, much earlier, before conditions for auto-ignition appeared in whole combustion chamber. In other words HCCI combustion could start locally, in the area heated by the flame front. It is worth notice, that the identified combustion parameters are consistent with experimental PRR trends, shown in Fig. 4.

6. Conclusions

A gasoline engine with a fully variable valvetrain and direct fuel injection was used for the analysis of spark

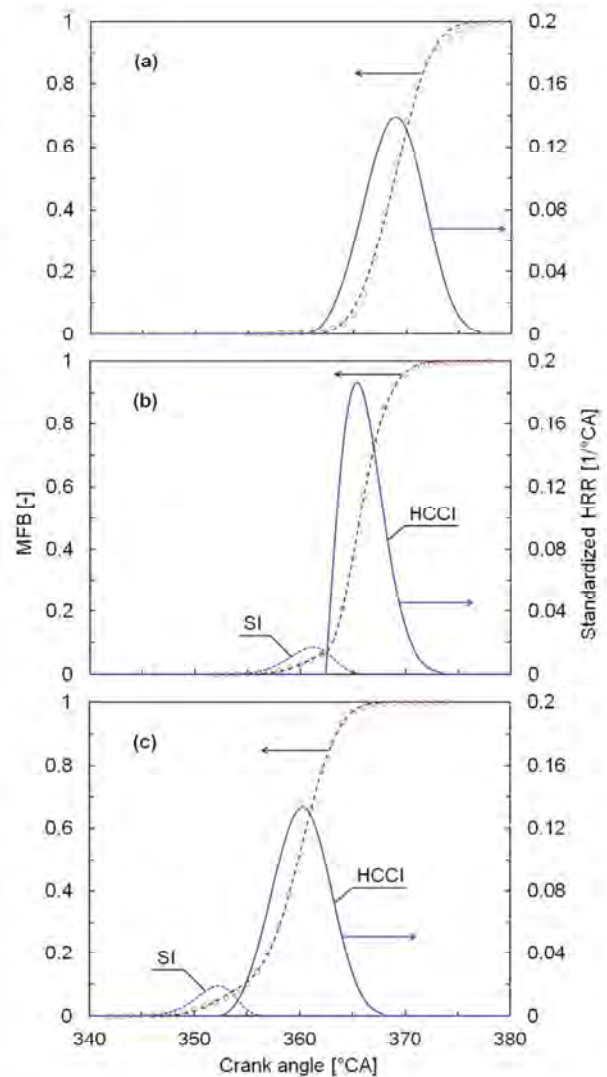


Fig. 6. Experimental MFB traces with fitted combustion models: a) autonomous HCCI, b) spark ignition timing 340°CA , c) spark ignition timing 320°CA . Circles show experimental data.

ignition effects on residual effected HCCI combustion. An investigation was carried out under stoichiometric conditions. The engine was run as autonomous HCCI and spark assisted HCCI with variable spark timings. The findings of this study can be summarized as follows:

1. Application of spark assist to HCCI engine can be used for controlling combustion timing. Heat release by flame propagation triggers HCCI combustion of the unburned mixture, thus engine operation could be extended to regimes, where heat introduced with trapped residuals is insufficient to achieve autonomous HCCI combustion.
2. It was found that under investigated conditions spark ignition advance had negligible effect on NO_x emissions. Instead, the emissions were correlated with peak pressures. Thus, NO_x were created mainly during HCCI combustion stage.
3. Fitting experimental heat release traces with double Wiebe models showed that only up to 10% of heat is released by flame propagation. Early stage of combustion was not a source of NO_x emissions.

4. It was found that HCCI heat release was not changing monotonically with spark advance. Peak HRR values were obtained for moderate spark advance, where HCCI combustion was triggered near TDC.

Acknowledgements

The research was funded by the Polish National Science Centre under grant 2012/05/B/ST8/00077. Authors also acknowledge financial support from MINECO (Spain) under grant ENE2013-40644-R.

Bibliography

- [1] Denis-Vidal L., Cherfi Z., Talon V., Brahm H. Parameter identifiability and parameter estimation of a diesel engine combustion model. *Journal of Applied Mathematics and Physics*, 2014;2131–137.
- [2] Hunicz J. An experimental study of negative valve overlap injection effects and their impact on combustion in a gasoline HCCI engine. *Fuel* 2014;117:236–250.
- [3] Hunicz J. On cyclic variability in a residual effected HCCI engine with direct gasoline injection during negative valve overlap. *Mathematical Problems in Engineering* 2014, Article ID 359230.
- [4] Hunicz J., Medina A., Litak G., Curto-Risso P.L., Guzmán-Vargas L. Effects of direct fuel injection strategies on cycle-by-cycle variability in a gasoline homogeneous charge compression ignition engine: sample entropy analysis. *Entropy* 2015;17:539–559.
- [5] Lavy J., Dabadie J.Ch., Angelberger Ch., Duret P. et al. Innovative ultra-low NO_x controlled auto-ignition combustion process for gasoline engines: the 4-SPACE project. SAE Technical Paper 2000-01-1837; 2000.
- [6] Najt P.M., Foster D.E. Compression-ignited homogeneous charge combustion. SAE Technical Paper 830264; 1983.
- [7] Olesky L.M., Lavoie G.A., Assanis D.N., Wooldridge M.S., Martz J.B. The effects of diluent composition on the rates of HCCI and spark assisted compression ignition combustion. *Applied Energy* 2014;124:186–198.
- [8] Olesky L.M., Martz J.B., Lavoie G.A., Vavra J., Assanis D.N., Babajimopoulos A. The effects of spark timing, unburned gas temperature, and negative valve overlap on the rates of stoichiometric spark assisted compression ignition combustion. *Applied Energy* 2013;105:407–417.
- [9] Onishi S., Jo S., Shoda K., Jo P., Kato S. Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) – a new combustion process for internal combustion engines. SAE Technical Paper 790501; 1979.
- [10] Urushihara T., Yamaguchi K., Yoshizawa K., Itoh T. A study of a gasoline-fueled compression ignition engine. Expansion of HCCI operation range using SI combustion as a trigger of compression ignition. SAE Technical Paper 2005-01-0180; 2005.
- [11] Wang Z., Wang J-X., Shuai S-J., Tian G-H., An X., Ma Q-J. Study of the effect of spark ignition on gasoline HCCI combustion. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 2006;220:817–825.
- [12] Xie H., Li L., Chen T., Yu W., Wang X., Zhao H. Study on spark assisted compression ignition (SACI) combustion with positive valve overlap at medium-high load. *Applied Energy* 2013;101:622–633.
- [13] Yao M., Zheng Z., Liu H. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. *Progress in Energy and Combustion Science* 2009;35:398-437.
- [14] Yeliana, Cooney C., Worm J., Michalek D., Naber J. Wiebe function parameter determination for mass fraction burn calculation in an ethanol-gasoline fuelled SI engine. *Journal of KONES Powertrain and Transport* 2008;15:567–574.
- [15] Yun H., Wermuth N., Najt P. High load HCCI operation using different valving strategies in a naturally-aspirated gasoline HCCI engine. SAE International Journal of Engines 2011;4:1190–1201.
- [16] 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.
- [17] Zigler B.T., Keros P.E., Helleberg K.B., Fatouraie M., Assanis D., Wooldridge M.S. An experimental investigation of the sensitivity of the ignition and combustion properties of a single-cylinder research engine to spark-assisted HCCI. *International Journal of Engine Research* 2011;12:353–375.

Nomenclature

CA	Crank angle
EGR	Exhaust gas re-circulation
HCCI	Homogeneous charge compression ignition
HRR	Heat release rate
ISFC	Indicated specific fuel consumption
MFB	Mass fraction burned
NVO	Negative valve overlap
PRR	Pressure rise rate
SACI	Spark assisted compression ignition
TDC	(Piston) top dead center

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

e-mail: j.hunicz@pollub.pl



Michał Gęca, MEng. – PhD student in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

e-mail: michal.geca@pollub.pl



Paweł Kordos, DEng. – Doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

e-mail: p.kordos@pollub.pl



Alejandro Medina, PhD. – Professor in the Department of Applied Physics at University of Salamanca.

e-mail: amd385@usal.es



The influence of natural gas additive on the smoke level generated by diesel engines

The paper presents the results of investigations performed on a Fiat 1.3 MultiJet engine fueled with natural gas (CNG) and diesel oil. The primary aim was to determine the influence of a small additive of natural gas on the exhaust gas opacity under variable engine operating conditions. The tests were performed for the engine work points n-Mo (engine speed-torque) reproducing the NEDC cycle. The selection of the work points was carried out according to the criterion of greatest share in the NEDC homologation test, covering the entire engine field of work used in the realization of the test on a chassis dynamometer. In the tests, the authors applied different energy shares of natural gas in the range 15–35,6%. The smoke opacity was analyzed in the FSN and mass scales [mg/m³]. The results of the investigations may be used in the design of electronic controllers for natural gas engines and in the adaptation engines to CNG fueling.

Keywords: dual fueling, natural gas, natural gas share, opacity

Wpływ dodatku gazu ziemnego na zadymienie spalin samochodowego silnika ZS

W pracy przedstawiono wyniki badań silnika Fiat 1.3 MultiJet zasilanego dwupaliwowo – gazem ziemnym CNG i olejem napędowym. Podstawowym celem badań było określenie wpływu niewielkiego dodatku gazu ziemnego na zadymienie spalin w zmiennych warunkach pracy silnika. Badania przeprowadzono w punktach pracy silnika n-Mo (prędkość obrotowa – moment obrotowy) odwzorowujących test jazdy NEDC. Doboru punktów pomiarowych dokonano według kryterium największego udziału w teście homologacyjnym NEDC, obejmujących całe pole pracy silnika wykorzystywane przy realizacji testu wykonywanego na hamowni podwozowej. W badaniach stosowano różne udziały energetyczne gazu w zakresie 15–35,6%. Analizowano zadymienie spalin w skali FSN i masowej [mg/m³]. Wyniki badań mogą być wykorzystane przy budowie elektronicznych sterowników silników gazowych i adaptacjach silnika do zasilania CNG.

Słowa kluczowe: dwupaliwowe zasilanie, gaz ziemny, udział gazu, zadymienie spalin

1. Introduction

Modern diesel engines are state-of-the-art supercharged units fitted with hi-tech fuel and control systems. The injection of fuel is most frequently realized with a common rail system with multiple injection and variable injection pressure. This allows realization of a controlled course of combustion optimized according to a variety of criteria, the most important of which are the emission level and fuel economy. Despite the application of modern technical design solutions and electronic control, the designers of modern diesel engines still struggle with the problem of exhaust emissions. This is particularly the case for nitrogen oxides (NO_x) and particulate matter (PM). These factors limit further development of diesel engines and their maximum operating parameters, particularly those of small displacement. It is noteworthy that the need to meet the Euro VI emission requirements significantly increases the costs of engine production and maintenance, which has an adverse effect on the sales figures. It is a common belief that diesel engines are a good solution only if high annual mileage and extra urban operation is planned.

A recent problem related to diesel engines has been the emission of particulate matter, which, due to its hygroscopy and low density compared to air, is hazardous for the envi-

1. Wstęp

Współczesne silniki samochodowe o zapłonie samoczynnym są nowoczesnymi jednostkami wysokodoladowanymi wyposażonymi w najnowocześniejsze układy zasilania i sterowania. Do wtrysku oleju napędowego najczęściej wykorzystywany jest układ wysokociśnieniowy typu common rail z podziałem dawki i zmiennym ciśnieniem wtrysku. Pozwala to realizować tzw. sterowany przebieg spalania optymalizowany według różnorodnych kryteriów, z których najważniejszymi są ekologiczność i ekonomia pracy. Mimo zastosowania najnowocześniejszych osiągnięć technologicznych, konstrukcyjnych i elektronicznego sterowania, konstruktorzy współczesnych silników o zapłonie samoczynnym borykają się ciągle z problemami spełniania zaostżanych wymogów w zakresie toksyczności spalin. Dotyczy to w przede wszystkim emisji tlenków azotu NO_x i cząstek stałych PM. Czynniki te ograniczają obecnie dalszy rozwój samochodowych silników o zapłonie samoczynnym i ich maksymalnych parametrów użytkowych, zwłaszcza tych o małych pojemnościach skokowych. Warto przy tym zaznaczyć, że konieczność spełnienia norm toksyczności spalin w zakresie Euro VI bardzo zwiększa koszty wytwarzania i eksploatacji silników ZS, co niekorzystnie wpływa na zainteresowanie nimi ich potencjalnych użytkowników.

ronment [2, 3, 5, 7–9, 11]. For this reason the emission of particulate matter has recently been the most highly limited exhaust component. It is noteworthy that not only the mass emission (PM) but also the total number of particles (PN) of increasingly smaller diameter is subject to limitation [7–9]. This requires the application of DPF filters in the exhaust systems trapping the particles of very small diameters, which generates significant flow resistance and forces frequent regeneration. Under non-steady city traffic conditions, during short trips under low temperatures, the DPF filters pose serious operational problems and are thus frequently illegally removed from the vehicles in Poland (as confirmed in the classifieds dealing with this type of services). Vehicles with removed DPF filters do not comply with the emission standards, not only in terms of emission of particulate matter but other exhaust components.

The basic component of particulate matter and its carrier is soot formed as a consequence of thermal cracking of higher hydrocarbons contained in diesel oil, oxidized in rich flame zones with oxygen deficiency [5, 12]. One of the ways to reduce the emissions of particulate matter is the use of additives of oxygen compounds in the diesel oil [5] or the application of light fuel such as natural gas or pure methane [6, 11, 12]. Compressed natural gas appears to be a particularly significant option because of its low price (for decades the price has been twice as low compared to crude oil-based fuels worldwide) and a high content of methane (94–96%_{vol}).

Methane CH₄, the main component of natural gas, is the simplest hydrocarbon containing a single atom of carbon. It is characterized by a simple mechanism of oxidation and good diffusion in air, thanks to which, during combustion with oxygen deficiency soot particles do not form [12]. We may thus assume that the addition of natural gas reduces the smoke level depending on the gas share in the total energy fed to the engine.

Due to high self-ignition temperature of natural gas, however, it still requires an external source of ignition – a spark ignition system, or is dependent on the self-ignition of the diesel oil dose – dual fuel system [1, 11, 12]. Due to high compression ratios applied in small diesel engines, the spark ignition system requires extensive design modifications to the engines, which in the transient period of insufficient number of CNG filling stations, remains unsubstantiated. It is, however, possible to fit a system of injection of CNG gas in the vicinity of the intake valves and adapt a diesel engine to dual fueling at a low cost [1, 4, 6, 11, 12]. We need to remember that maintaining high compression ratio may prevent the application of high share of natural gas in the fuel (knock combustion).

This paper presents the influence of the CNG additive in the fuel of a Fiat 1.3 MultiJet on the smoke level under variable engine loads and speeds corresponding to the NEDC test.

2. Test stand

The tests were performed on a serially manufactured diesel engine (FIAT 1.3 MJT) adapted for dual fueling in the

Istnieje powszechny pogląd, że silniki ZS oplacalne są jedynie przy dużych przebiegach rocznych i przewadze eksploatacji pozamiejskiej.

W ostatnich latach istotnym problemem dotyczącym silników ZS jest emisja cząstek stałych PM, które ze względu na swoją higroskopijność i małą gęstość w stosunku do powietrza są dużym zagrożeniem dla środowiska [2, 3, 5, 7–9, 11]. Z tego powodu w ostatnich latach emisja PM była najbardziej ograniczana w porównaniu do innych składników toksycznych spalin. Warto dodać, że ograniczeniom podlega nie tylko masowa emisja PM, ale również całkowita liczba cząstek N_p, przy czym analizie poddawana jest coraz mniejsza średnica cząstek [7–9]. Wymaga to stosowania w układach wylotowych filtrów cząstek stałych DPF wychwytyjących cząstki o bardzo małych rozmiarach, stwarzających w eksploatacji istotne opory przepływu i podlegających częstemu oczyszczaniu. W nieustalonych warunkach miejskich, przy krótkich przebiegach i eksploatacji w niskich temperaturach filtry DPF stwarzają znaczne trudności eksploatacyjne i w warunkach krajowych, niestety, są często usuwane, o czym świadczą liczne ogłoszenia firm zajmujących się takimi usługami. Samochody pozbawione w ten sposób filtrów DPF nie spełniają norm toksyczności nie tylko w zakresie cząstek stałych, ale również innych składników toksycznych.

Zasadniczym składnikiem cząstek stałych i ich nośnikiem jest sadza powstająca w wyniku termicznego krakingu wyższych węglowodorów wchodzących w skład oleju napędowego, utlenianych w bogatych strefach płomienia, głównie przy niedoborze tlenu [5, 12]. Jednym ze sposobów zmniejszenia emisji PM mogą być domieszki związków tlenowych do oleju napędowego [5] lub zastosowanie paliwa lekkiego, przykładowo gazu ziemnego lub czystego metanu [6, 11, 12]. Szczególnie znaczący wydaje się przy tym gaz ziemny sprężony ze względu na niską cenę (od wielu dekad na całym świecie ponad dwukrotnie niższą w stosunku do paliw ropopochodnych), posiadający dużą zawartość metanu 94–96%_{vol}.

Metan CH₄, główny składnik palny gazu ziemnego, jest najprostszym węglowodorem zawierającym w swej cząsteczce jeden atom węgla. Charakteryzuje się prostym mechanizmem utleniania i dobrą dyfuzją w powietrzu, dzięki czemu podczas jego spalania nawet przy niedoborze tlenu nie powstają cząsteczki sadzy [12]. Można zatem zakładać, że dodatek gazu ziemnego zmniejsza zadyminienie spalin zależne od udziału gazu w całkowitej dawce energii podawanej do silnika.

Z uwagi na wysoką temperaturę samozapłonu gaz ziemny wymaga jednak inicjacji zapłonu z obcego źródła – system z zapłonem iskrowym, lub od samozapłonu dawki oleju napędowego – system dwupaliwowy [1, 11, 12]. Ze względu na wysokie stopnie sprężania stosowane w małych samochodowych silnikach ZS, system z zapłonem iskrowym wymaga istotnych zmian konstrukcyjnych silnika, co w okresie przejściowym przy niedoborze stacji tankowania CNG jest nieuzasadnione. Można jednak na silnikach instalować układ wtrysku sprężonego gazu CNG w okolicy

Chair of Combustion Engines of University of Bielsko-Biala. The Fiat 1.3 MJT engine is a four-cylinder inline unit of the displacement of 1248 cm³. The engine has been fitted with a direct high-pressure injection common rail system of the second generation based on multiple injection technology (MultiJet). The division of the injection into phases enables the realization of a controlled combustion process, which reduces the noise level, exhaust emissions and improves usable parameters. The engine control unit continuously adapts the fuel dose division pattern, the number of fuel doses and the amount of fuel per cycle for each cylinder. The engine is Euro 4 compliant, not fitted with a DPF [15]. The technical specifications have been shown in Table 1.

Table 1. Technical specifications of the Fiat 1.3 MJT engine

Tabela 1. Dane techniczne silnika Fiat 1.3 MJT

Engine type/typ silnika	1.3 MJT
Bore x stroke/średnica x skok tłoka	69.6 x 82 mm
Displacement/pojemność skokowa	1248 cm ³
Number of cylinders/liczba cylindrów	4
Cylinder arrangement/układ cylindrów	straight/rzędowy
Compression ratio/stopień sprężania	18
Maximum power/moc maksymalna	51 kW @ 4000 rpm
Maximum torque/moment maksymalny	180 Nm @ 1750 rpm
Injection system/układ wtryskowy	common rail
Number of valves per cylinder/liczba zaworów na cylinder	4
Timing system/typ rozrządu	DOHC
Exhaust gas recirculation/system recyrkulacji spalin	EGR valve/zawór EGR

In the performed investigations and engine adaptation, CNG fueling is treated as complimentary. This means that the gas does not fully replace diesel oil, as is in the case of gasoline engine adaptation for LPG fueling. In dual fuel engines under road conditions, the limiting of the diesel fuel dose is carried out via proper fuel pressure or accelerator pedal position emulators. This results in a reduction of the torque resulting from the injection of diesel oil. In order to maintain the engine load, replacement fuel is fed (injection of natural gas in proper amount). As a consequence, the initial engine characteristics (from the point of view of the engine power) is restored as if diesel oil was the sole fuel.

For the engine adaptation, the authors used a sequential injection system (Oscar-N Diesel SAS by EuropeGAS) [13, 14]. It can operate with any type of diesel engine, irrespective of the number of cylinders, their arrangement, method of air feed or type of fuel injection system. The system can also operate with CNG and LPG upon necessary modifications.

The engine adaptation was based on developing of a prototype intake manifold and installation of additional ducts (coolant, gas, air) and electrical harnesses connecting the CNG components to the existing system. Gas injectors, gaseous fuel rail and gaseous fuel lines connecting the injectors with the channels of the intake valves in individual cylinders

zaworów dolotowych i przy niewielkich kosztach tych instalacji przystosować silnik ZS do zasilania dwupaliwowego [1, 4, 6, 11, 12]. Należy jednak mieć na względzie, że zachowanie wysokiego stopnia sprężania może uniemożliwić zastosowanie dużego udziału gazu ze względu na zjawisko spalania stukowego.

W tej pracy przedstawiono wpływ dodatku CNG do samochodowego silnika Fiat 1.3 MultiJet na jego zadymienie spalin w zmiennych warunkach obciążenia i prędkości obrotowych odpowiadających warunkom pracy silnika podczas wykonywania testu NEDC.

2. Stanowisko badawcze

W badaniach wykorzystywano seryjny silnik o zapłonie samoczynnym FIAT 1.3 MJT adaptowany w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów ATH w Bielsku-Białej do zasilania dwupaliwowego. Silnik Fiat 1.3 MJT jest 4-cylindrową jednostką w układzie rzędowym, o pojemności skokowej 1248 cm³. W silniku zastosowano bezpośredni, wysokociśnieniowy wtrysk paliwa common rail drugiej generacji, wyposażony w system wielokrotnego wtrysku, tzw. MultiJet. Podział wtrysku na kilka faz umożliwia realizację kontrolowanego procesu spalania, co zmniejsza hałaśliwość i emisję szkodliwych substancji oraz poprawia parametry użytkowe. Sterownik silnika dostosowuje w sposób ciągły schemat podziału, ilość wtryskiwanych dawek oraz ilość dostarczanego paliwa na cykl, dla każdego cylindra. Silnik spełnia limity emisji normy Euro 4, bez stosowania filtra cząstek stałych [15]. Dane techniczne silnika przedstawiono w tabeli 1.

W przeprowadzonych badaniach i adaptacji silnika zasilanie CNG traktuje się jako zasilanie paliwem uzupełniającym. Oznacza to, że gaz nie zastępuje w całości paliwa, jak przy adaptacji silników benzynowych do zasilania gazem. W warunkach trakcyjnych dwupaliwowych silników ZS ograniczenie dawki oleju napędowego uzyskuje się zwykle za pomocą odpowiednich emulatorów (ciśnienia wtryskiwanego paliwa i/lub położenia pedału gazu). Powoduje to redukcję momentu obrotowego silnika wynikającego z wtrysku oleju napędowego. W celu utrzymania bieżącego obciążenia silnika dozuje się paliwo zastępcze w formie wtrysku odpowiedniej ilości gazu. W rezultacie prowadzi to do przywrócenia pierwotnej, z punktu widzenia mocy, charakterystyki silnika (takiej, jak przy zasilaniu wyłącznie olejem napędowym).

Do adaptacji silnika wykorzystano zestaw sekwencyjnego wtrysku gazu Oscar-N Diesel SAS oferowany przez firmę EuropeGAS [13, 14]. Umożliwia on współpracę z każdym rodzajem silnika o zapłonie samoczynnym, niezależnie od liczby cylindrów, ich układu, sposobu doprowadzania powietrza czy systemu wtrysku paliwa. Ponadto system ten umożliwia pracę silnika zasilanego gazem ziemnym CNG lub gazem LPG po zastosowaniu odpowiednich elementów składowych.

Adaptacja silnika sprowadzała się do wykonania prototypowego kolektora dolotowego i instalacji dodatkowych przewodów (płyn chłodzący, gaz, powietrze) i przewo-

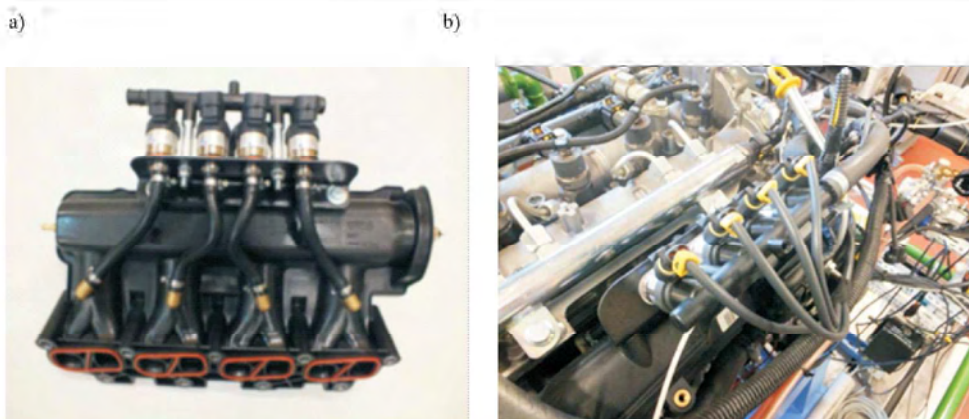


Fig. 1. Intake manifold of the Fiat 1.3 MJT engine with the gas injectors: a) before fitting, b) fitted in the engine
Rys. 1. Kolektor dolotowy silnika Fiat 1.3 MJT z wtryskiwaczami gazu: a) kolektor przed montażem, b) kolektor po zamontowaniu

were fitted in the intake manifold, which also included the calibrated injection nozzles at the end of the fuel lines. The prototype intake manifold has been shown in Fig. 1.

The gas fuel system utilized the Hana H2000 injectors with replaceable nozzles feeding gas to the manifold. The gas flow rate was selected to ensure exclusive CNG fueling in the entire field of work. It is noteworthy that the fitting of the prototype manifold does not enlarge the external dimensions of the engine, which should be an advantage when fitting dual fuel engines in vehicles of different types and makes. The adaptation of the manifold is not technically difficult and may be performed by CNG certified workshops of medium technical level.

Figure 2 presents the test stand of the FIAT 1.3 MJT dual fuel engine (CNG). For the measurement of the smoke level, a modern AVL 415 SE device was used. The result of the measurements is given in FSN (filter smoke number) determined according to ISO and soot concentration in $[\text{mg}/\text{m}^3]$. The measurement range of the device is 0 to 10 FSN. The smoke meter is connected to the controlling computer via Ethernet.

3. Research methodology and selection of measurement points

An important parameter in the assessment of modern vehicle engines is the measurement of exhaust emissions under actual traffic conditions i.e. at variable engine speeds, loads and time. In European countries, such investigations are performed on a chassis dynamometer, according to the NEDC cycle procedure. In the performed tests, the authors relied on their earlier experience (Chair of Combustion Engines and Vehicles and of University of Bielsko-Biala) related to the transposition of motion parameters such as speed and time to corresponding engine parameters such as engine speed and torque described in detail in [10]. When selecting individual measure-

dów elektrycznych łączących dodatkowo osprzęt instalacji CNG z silnikiem. W kolektorze dolotowym zamontowano wtryskiwacze gazu, szynę gazową oraz przewody gazowe łączące wtryskiwacze gazu z kanałami zaworów dolotowych na poszczególnych cylindrach oraz kalibrowane dysze gazowe na zakończeniu przewodów. Prototypowy kolektor przedstawiono na rys. 1.

W instalacji gazowej zastosowano wtryskiwacze firmy Hana typ H2000

umożliwiające wymianę średnicy dysz doprowadzających gaz do kolektora. Wydatek gazu dobrano tak, aby możliwe było zasilanie silnika samym CNG w całym polu jego pracy. Należy podkreślić, że montaż prototypowego kolektora nie zwiększa wymiarów zewnętrznych silnika, co nie powinno utrudnić montażu dwupaliwowego silnika w samochodach różnych typów i marek. Wykonanie adaptacji kolektora nie jest trudne technicznie i może być przeprowadzone przez zakłady o średnim poziomie technicznym uprawnione do montażu instalacji CNG.

Na rysunku 2 przedstawiono stanowisko silnika FIAT 1.3 MJT zasilanego dwupaliwowo CNG. Do pomiaru zadymienia spalin użyto nowoczesnego dymomierza AVL 415 SE. Wynik pomiaru jest podawany w jednostce FSN (*filter smoke number*) określonej zgodnie z normą ISO oraz stężenie sadzy w $[\text{mg}/\text{m}^3]$. Zakres pomiarowy urządzenia jest od 0 do 10 FSN. Dymomierz komunikuje się z komputerem obsługującym poprzez sieć Ethernet.



Fig. 2. Engine (FIAT 1.3 MJT) test stands
Rys. 2. Stanowisko badawcze silnika FIAT 1.3 MJT

Table 2. Selected engine work points [10]
Tabela 2. Wytypowane punkty pracy silnika [10]

Number/ numer	Engine speed/ prędkość obrotowa [rpm]	Torque/mo- ment obrotowy [N·m]	Vehicle speed/ prędkość jazdy [km/h] gear/bieg
1	820	45	—
2	850	20	—
3	1050	15	—
4	1250	20	—
5	1400	40	—
6	1550	4	35/III
7	1590	10	50/IV
8	1650	37	—
9	1730	11	70/V
10	1740	26	—
11	1800	38	—
12	1920	3	15/I
13	2050	26	—
14	2200	4	50/III
15	2260	4	32/II
16	2400	55	—
17	2500	34	100/V
18	2700	73	—
19	2930	80	—
20	3020	55	120/V

ment points n–Mo, the criterion of longest engine operating time in reproducing NEDC was applied and the criterion of influence of a measurement point on the results of total emissions in the test. The results of the actual and theoretical tests were processed statistically with dedicated software and a specially developed spreadsheet [10]. The statistical analy-

3. Metodyka badań i dobór punktów pomiarowych

Istotnym parametrem oceny współczesnych silników samochodowych jest pomiar emisji toksycznych składników spalin w warunkach odpowiadających drogowej eksploatacji, tj. przy zmiennej prędkości obrotowej, obciążeniu i czasie. Badania takie przeprowadza się na hamowni podwoziowej, w krajach europejskich według cyklu NEDC. W przeprowadzonych badaniach wykorzystano wcześniejsze doświadczenia Katedry Silników Spalinowych i Pojazdów ATH związane z przeniesieniem parametrów ruchu samochodu (prędkość – czas) na odpowiednie parametry pracy silnika (prędkość obrotowa – moment obrotowy) opisane szczegółowo w pracy [10]. Przy doborze poszczególnych punktów pomiarowych n–Mo kierowano się kryterium najdłuższego czasu pracy silnika przy odwzorowaniu testu NEDC oraz wpływu punktu pomiarowego na wyniki całkowitej emisji w teście. Wyniki testu rzeczywistego i teoretycznego poddano obróbce statycznej przy użyciu specjalnego programu oraz opracowanego arkusza kalkulacyjnego [10]. Analiza statystyczna posłużyła do wytypowania punktów pracy silnika najbardziej charakterystycznych dla testu jezdnego.

Dla badanego silnika wytypowano ogółem 20 punktów odpowiadających zarówno zmiennej, jak i stałej prędkości jazdy – tab. 2. Na rysunku 3 przedstawiono wytypowane punkty na tle rzeczywistego przebiegu pracy silnika na hamowni podwoziowej podczas wykonywania testu NEDC. Punkty pracy silnika o numerach 6, 7, 9, 12, 14, 15, 17 i 20 mają największy udział w teście i odpowiadają fazom testu ze stałą prędkością jazdy.

4. Analiza wyników badań

Porównanie zadymienia spalin przy zasilaniu tradycyjnym i dwupaliwowym graficznie przedstawiono na rys. 4 i 5. W badaniach stosowano fabryczny sterownik silnika i dwa czasy otwarcia wtryskiwaczy gazu 1,5 ms i 2,0 ms. Dodatek gazu zmniejsza przez sterownik fabryczny dawkę jednostkową oleju, czemu towarzyszy z reguły, szczególnie przy większych obciążeniach silnika, zmniejszenie ciśnienia doładowania i współczynnika nadmiaru powietrza. Powoduje to niekorzystny wpływ na zadymienie spalin i emisję cząstek stałych PM. Widoczne jest to wyraźnie dla punktów 16, 18, 19, dla których obserwowano wzrost zadymienia po dodaniu gazu, szczególnie przy większym jego udziale w ładunku (czas otwarcia wtryskiwacza gazu 2,0 ms). W punktach pracy, w których nie występowało zmniejszenie wydatku powietrza, lub było ono minimalne obserwowano zmniejszenie zadymienia spalin zwiększające się wraz ze wzrostem udziału gazu (środkowe punkty rys. 4

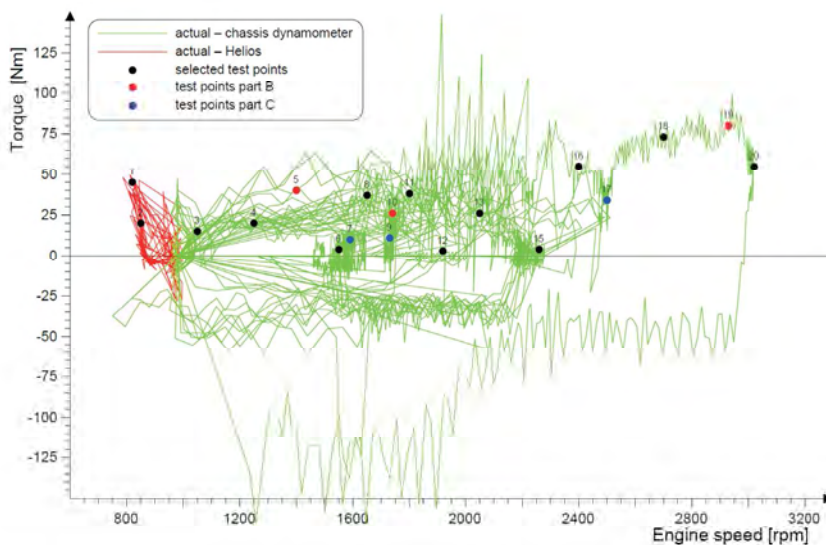


Fig. 3. Selected test points for the driving tests [10]: actual – chassis dynamometer, actual – Helios, selected test points, test points part B, test points part C

Rys. 3. Wytypowane punkty badawcze na tle testu jezdnego [10]

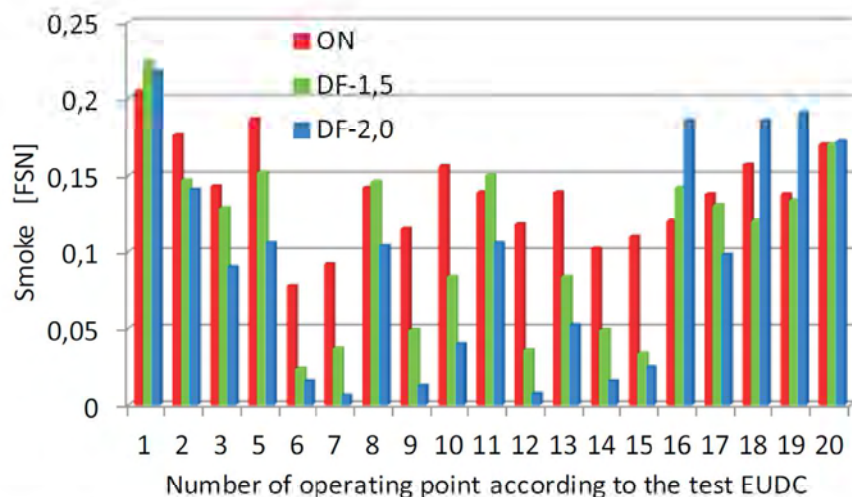


Fig. 4. Comparison of the smoke level of the engine fueled with diesel oil and for dual fueling: ON– fueled with diesel oil, DF-1.5 – dual fueling, gas injector opening time 1.5 ms; DF-2.0 – dual fueling, gas injector opening time 2.0 ms

Rys. 4. Porównanie zadymienia spalin silnika zasilanego olejem napędowym i dwupaliwowo: ON – zasilanie olejem napędowym, DF-1,5 – zasilanie dwupaliwowe, czas otwarcia wtryskiwacza gazu 1,5 ms; DF-2,0 – zasilanie dwupaliwowe, czas otwarcia wtryskiwacza gazu 2,0 ms

ses served the purpose of determining of the work points of the engine most characteristic of the driving tests.

For the tested engine, a total of 20 work points were selected corresponding to both constant and variable vehicle speed – Table 2. In Figure 3 the selected points have been presented against the actual course of engine operation on the chassis dynamometer during the NEDC procedure. The work points 6, 7, 9, 12, 14, 15, 17 and 20 have the greatest share in the test and correspond to the test phases of constant vehicle speed.

4. Analysis and results

The comparison of the smoke level for conventional fueling and dual fueling has been graphically presented in Fig. 4 and 5. During the tests, a factory made engine control unit was applied using two gas injector opening times (1.5 ms and 2.0 ms) The addition of natural gas reduces the diesel oil dose via the engine control unit, which is frequently accompanied by a reduced charging pressure and excess air coefficient (usually at greater engine loads). This has an adverse effect on the smoke level and emission of PM. This is conspicuous for points 16, 18, 19, for which an increase in the smoke level was observed at greater share of natural gas in the charge (opening time of the injector – 2.0 ms). At engine work points at which the reduction of the air volume did not occur or was minimum, a reduced smoke level was observed growing with the increasing share of natural gas in the

i 5). Warto przy tym zaznaczyć, że zmianę ciśnienia doładowania, a tym samym ilość jednostkową powietrza w cyklu [m^3/cykl], monitorowano przez rejestrację parametrów regulacyjnych i rzeczywistych fabrycznego sterownika silnika Fiat 1.3 MultiJet.

Względne zmiany zadymienia spalin przy zasilaniu dwupaliwowym obliczano ze wzoru (1):

gdzie: ΔD – względna zmiana zadymienia, D_{DF} – zadymienie przy zasilaniu dwupaliwowym dla czasów otwarcia wtryskiwacza gazu odpowiednio 1,5 ms i 2,0 ms, D_{ON} – zadymienie spalin silnika zasilanego olejem napędowym.

Zgodnie ze wzorem (1) ujemne wartości ΔD oznaczają zmniejszenie zadymienia, dodatnie – jego wzrost. Z analizy rys. 6 wynika, że dodatek gazu w większości punktów pomiarowych (głównie odpowiadających jeździe miejskiej wg test NEDC)

spowodował istotne zmniejszenie zadymienia spalin. Można zatem przypuszczać, że spowoduje to zmniejszenie obciążenia filtra DPF, a tym samym wydłużenie czasu między kolejnymi oczyszczeniami i wzrost jego żywotności. Z uwagi na, sygnalizowaną przez wielu autorów, podwyższoną emisję spalin w trakcie regeneracji filtra PDF wpłynie to również na zmniejszenie emisji innych składników spalin.

Niekorzystną zmianę średniego współczynnika nadmiaru powietrza dla całego ładunku starano się ograniczyć przez ręczną zmianę parametrów regulacyjnych turbosprężarki, tak aby ciśnienia doładowania przy zasilaniu olejem napędowym i dwupaliwowym były możliwie zbliżone. Do tego posłużył specjalny elektroniczny sterownik zbudowany

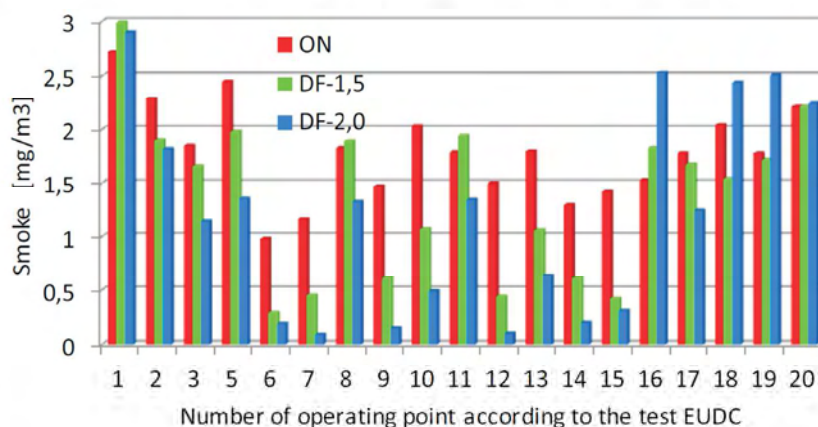


Fig. 5. Comparison of the smoke level of the engine fueled with diesel oil and for dual fueling: ON– fueled with diesel oil, DF-1.5 – dual fueling, gas injector opening time 1.5 ms; DF-2.0 – dual fueling, gas injector opening time 2.0 ms

Rys. 5. Porównanie zadymienia spalin silnika zasilanego olejem napędowym i dwupaliwowo: ON – zasilanie olejem napędowym, DF-1,5 – zasilanie dwupaliwowe, czas otwarcia wtryskiwacza gazu 1,5 ms; DF-2,0 – zasilanie dwupaliwowe, czas otwarcia wtryskiwacza gazu 2,0 ms

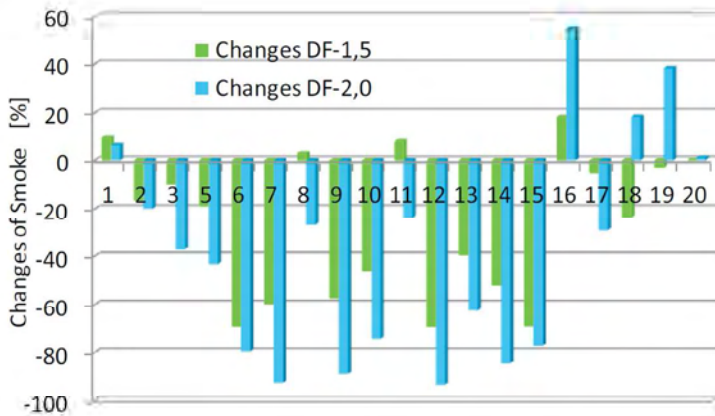


Fig. 6. Influence of the gas additive on the change of the smoke level compared to diesel oil fueling for different gas injector opening times: DF-1.5 – dual fueling, gas injector opening time 1.5 ms; DF-2.0 – dual fueling gas injector opening time 2.0 ms
 Rys. 6. Wpływ dodatku gazu na zmiany zadymienia spalin w stosunku do zasilania olejem napędowym dla różnych czasów otwarcia wtryskiwacza gazu: DF-1,5 – zasilanie dwupaliwowe, czas otwarcia wtryskiwacza gazu 1,5 ms; DF-2,0 – zasilanie dwupaliwowe, czas otwarcia wtryskiwacza gazu 2,0 ms

charge (center points in Fig. 4 and 5). It is noteworthy that the change in the charging pressure, hence the unit volume of air in the cycle [m³/cycle] was monitored by recording of the set and actual parameters of the original Fiat 1.3 MultiJet engine control unit.

Relative changes of the smoke level with dual fueling have been calculated from the formula (1):

$$\Delta D = 100 \cdot \frac{D_{DF} - D_{ON}}{D_{ON}} [\%] \quad (1)$$

where: ΔD – relative change of smoke level, D_{DF} – smoke level for dual fueling for the gas injector opening times 1.5 ms and 2.0 ms respectively, D_{ON} – smoke level for diesel oil fueling.

According to formula (1) negative values of ΔD denote a reduction of the smoke level and positive values – its growth. From the analysis of Fig. 6 it results that the gas additive in the majority of measurement points (mainly corresponding to urban driving according to NEDC) caused a reduction of the smoke level. We may thus assume that it will reduce the DPF filter burden, thus extending the DPF regeneration intervals and the DPF life. As indicated by many authors, due to the elevated exhaust emission during the filter regeneration, this will also influence the emission of other exhaust components.

The disadvantageous change of the mean excess air coefficient was reduced by a manual change of the parameters of the turbocharger so that

w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów ATH w Bielsku-Białej.

Na rysunku 7 przedstawiono graficznie porównanie zadymienia spalin silnika zasilanego dwupaliwowo z czasem otwarcia wtryskiwacza gazu 1,5 ms z regulacją powietrza przez sterownik fabryczny (DF-1,5) oraz z korektą wydatku (DFP-1,5). Prawie we wszystkich punktach pomiarowych występuje poprawa zadymienia spalin, szczególnie istotna w punktach pracy silnika pod obciążeniem odpowiadających jeździe pozamiejskiej według testu EUDC. Warto również zaznaczyć, że w niektórych punktach, szczególnie przy silniku pracującym na małych obciążeniach, uzyskano niewielki wzrost zadymienia. Mogło to być spowodowane błędami pomiarów lub niedokładnością regulacji wydatku powietrza, która w tych warunkach pracy silnika jest szczególnie utrudniona.

Również przy zwiększonym udziale gazu (czas otwarcia wtryskiwacza gazu 2,0 ms) i korekcie wydatku powietrza obserwowano poprawę zadymienia spalin w stosunku do regulacji fabrycznej.

Wpływ korekty powietrza zależy jednak od prędkości obrotowej i obciążenia silnika: większy dla większych obciążeń i wyższych prędkości obrotowych (rys. 8).

Wpływ korekty wydatku powietrza na zadymienie spalin można wyraźniej prześledzić na podstawie zmiany względnej zadymienia w stosunku do regulacji fabrycznej obliczonej ze wzoru (2),

gdzie: ΔD_e – zmiana zadymienia po korekcie wydatku powietrza, D_{DFP} – zasilanie dwupaliwowe z korektą wydatku powietrza dla czasów otwarcia wtryskiwacza gazu odpowiednio 1,5 ms i 2,0 ms, D_{DF} – zasilanie dwupaliwowe bez korekty wydatku powietrza dla czasów otwarcia wtryskiwacza gazu 1,5 ms i 2,0 ms.

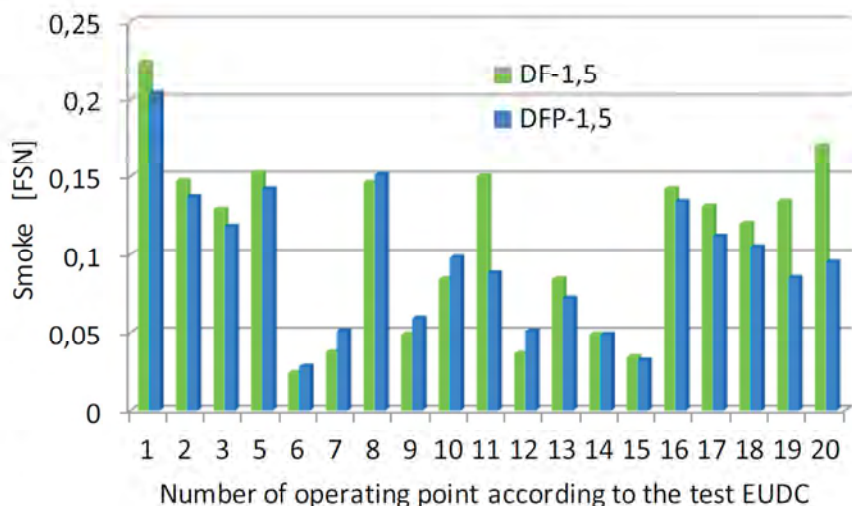


Fig. 7. Influence of the air charge rate correction on the smoke level of a dual fuel engine: gas injector opening time 1.5 ms; DF-1.5 – air charge rate adjusted by factory controller, DFP-1.5 – air charge rate correction

Rys. 7. Wpływ korekty wydatku powietrza na zadymienie spalin silnika dwupaliwowego: czas otwarcia wtryskiwacza gazu 1,5 ms; DF-1,5 – wydatek powietrza regulowany sterownikiem fabrycznym, DFP-1,5 – korekta wydatku powietrza

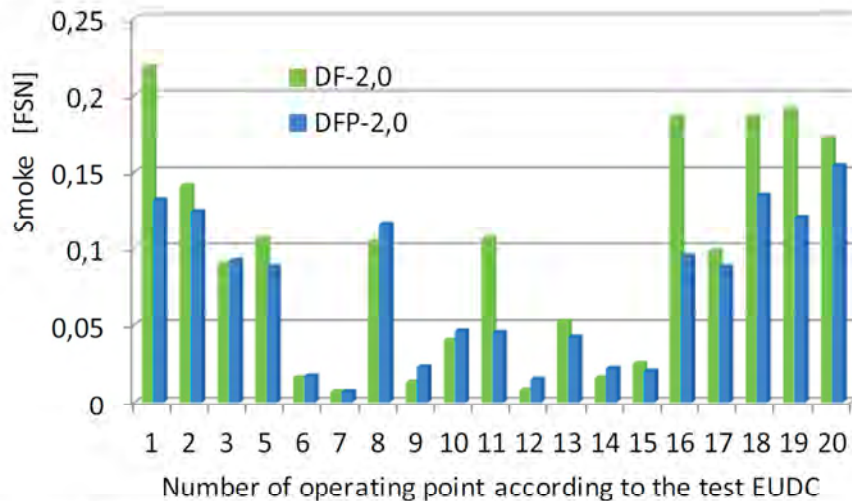


Fig. 8. Influence of the air charge rate correction on the smoke level of a dual fuel engine: gas injector opening time 2.0 ms; DF-2.0 – air charge rate adjusted by factory controller, DFP-2.0 – air charge rate correction

Rys. 8. Wpływ korekty powietrza na zadymienie spalin silnika dwupaliwowego; czas otwarcia wtryskiwaczy gazu 2,0 ms; DF-2,0 – wydatek powietrza regulowany sterownikiem fabrycznym, DFP-2,0 – korekta wydatku powietrza

the charging pressures when fueled with diesel oil and for dual fueling were similar. For this purpose the authors used a dedicated controller developed at the Chair of Combustion Engines and Vehicles of University of Bielsko-Biala.

Figure 7 presents a comparison of the smoke levels from the engine operating in the dual fueling mode (with the gas injector opening times 1.5 ms and charge air adjustment by the factory made engine controller – DF-1.5) and in the manual charge air adjustment mode (DFP-1.5). In almost all measurement points, an improvement in the smoke level takes place, which is particularly important at the engine work points under load corresponding to the extra urban driving (EUDC). It is also noteworthy that at some points, particularly for engine under small loads, a low smoke level was obtained. This could have been a result of the measurement error or inaccuracy of the charge air control, which is extremely difficult under such operating conditions.

Also, with the increased natural gas share (gas injector opening time 2.0 ms) and the correction of the air charge rate, a reduced smoke level compared to factory adjustment was observed. The influence of the air charge rate correction, however, depends on the engine speed and engine load: it is greater for higher loads and engine speeds (Fig. 8).

The influence of the air charge rate correction on the smoke level can be seen following its relative change against the factory adjustment calculated from the formula:

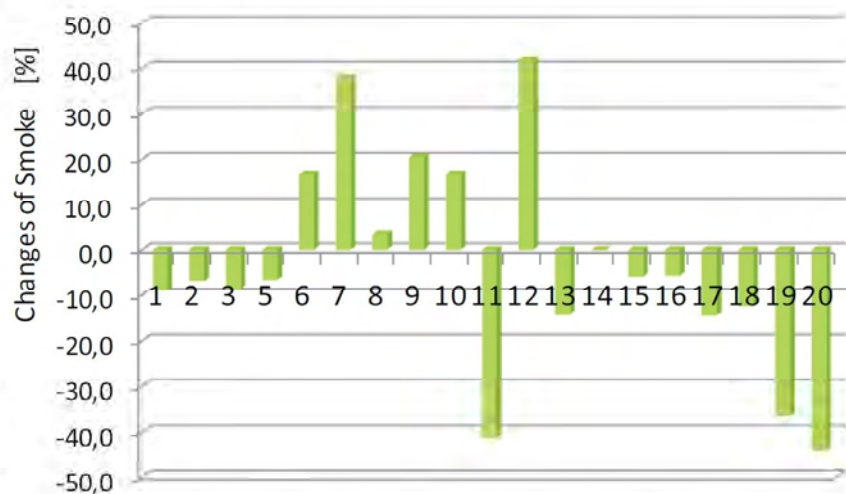


Fig. 9. Influence of the air charge rate correction on the smoke level for the gas injector opening time of 1.5 ms

Rys. 9. Wpływ korekty wydatku powietrza na zadymienie spalin dla czasu otwarcia wtryskiwaczy gazu 1,5 ms

Zmiany zadymienia spalin pokazane na rys. 9 i 10 wskazują na korzystny wpływ korekty wydatku powietrza, szczególnie przy mniejszym udziale gazu (rys. 9). Istotnej poprawie uległa wartość zadymienia w punktach pomiarowych odpowiadających jeździe pozamiejskiej ze stałą prędkością, gdzie zadymienie uległo zmniejszeniu w zakresie 20–45%. W warunkach tych, przy pracy pod obciążeniem 40–80 N·m silnik emituje znacznie więcej cząstek stałych w stosunku do innych badanych punktów. Równocześnie jednak korekta powietrza w punktach środkowych (rys. 9 i 10) spowodowała zwiększenie zadymienia spalin, co mogło być związane z niedoskonałością sterowania wydatku, o czym wspomniano wyżej. W punktach tych jednak zadymienie w warunkach pracy silnika bez korekty powietrza było bardzo małe, co istotnie wpływało na wartość zmiany względnej obliczanej ze wzoru (2).

Mimo mniejszego wpływu korekty wydatku powietrza na zadymienie spalin przy czasach otwarcia wtryskiwaczy gazu 2.0 ms w stosunku do 1.5 ms (co wynika z porównania zadymienia spalin – rys. 10 z rys. 9), należy podkreślić, że z punktu widzenia emisji cząstek stałych korzystniejsze warunki występują przy większych udziałach gazu, kiedy bezwzględne różnice zadymienia w stosunku do oleju napędowego są większe. Z tego powodu na rys. 11 pokazano dla czasu otwarcia wtryskiwaczy 2,0 ms realne możliwości zmniejszenia zadymienia spalin przez dodatek gazu. Udział energetyczny gazu był wtedy w zakresie 24,6–35,6%. Pra-

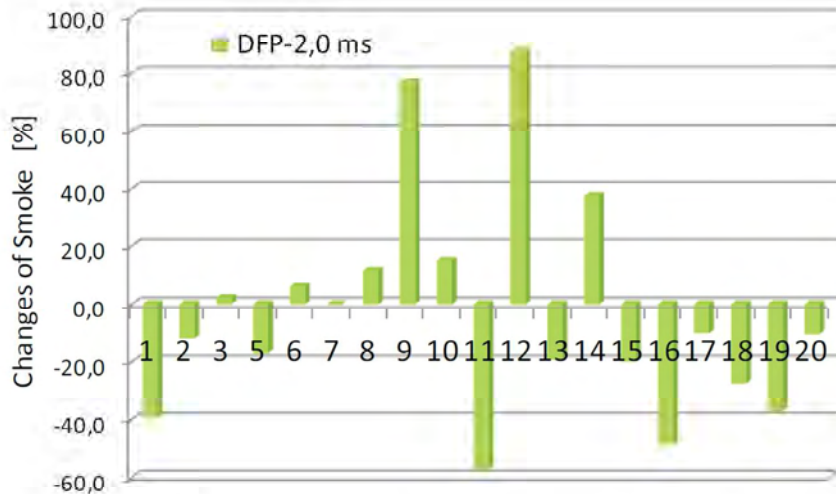


Fig. 10. Influence of the air charge rate correction on the smoke level for the gas injector opening time of 2.0 ms

Rys. 10. Wpływ korekty wydatku powietrza na zadymienie spalin dla czasu otwarcia wtryskiwaczy gazu 2,0 ms

$$\Delta D_k = 100 \cdot \frac{D_{DFP} - D_{DF}}{D_{DF}} [\%] \quad (2)$$

where: ΔD_k – change of smoke level upon correction of the air charge rate, D_{DFP} – dual fueling with air charge rate correction for gas injector opening times 1.5 ms and 2.0 ms respectively, D_{DF} – dual fueling without air charge rate correction for gas injector opening times 1.5 ms and 2.0 ms.

The changes in the smoke level shown in Fig. 9 and 10 indicate a positive influence of the air charge rate correction, particularly for lower natural gas shares (Fig. 9). A significant improvement in the smoke level can be observed at work points corresponding to extra urban driving at constant speeds for which the smoke level was reduced 20–45%. Under such conditions, under the load of 40–80 N·m the engine generated much more particulate matter compared to other work points. At the same time, a single air charge rate correction in the center points (Fig. 9 and 10) resulted in an increase in the smoke level, which may have been related to the inaccuracy of the air charge rate control, as mentioned above. At these points, however, without air charge rate correction the smoke level was very low, which significantly influenced the value of the relative change calculated from the formula (2).

Despite lesser influence of the air charge rate correction on the smoke level for gas injector opening times of 2.0 ms compared to 1.5 ms (compare the smoke levels in Fig. 10 and Fig. 9) one needs to emphasize that from

wie we wszystkich badanych punktach pomiarowych zadymienie spalin uległo zmniejszeniu. Trzeba jednak zaznaczyć, że wymaga to korekty wydatku powietrza, tak aby współczynnik nadmiaru powietrza był taki sam jak przy zasilaniu tradycyjnym. W praktyce oznacza to konieczność zastosowania specjalnego algorytmu w sterowniku gazu przy zasilaniu dwupaliwowym, który przejmie kontrolę nad współczynnikiem nadmiaru powietrza zamiast sterownika fabrycznego.

Względne zmiany zadymienia w stosunku do oleju napędowego uzyskane w omawianych warunkach udziału gazu 24,6–35,6% mogą być obliczone ze wzoru (3), gdzie:

$\Delta D_{kDF-2,0}$ – względna zmiana zadymienia spalin przy korekcie wydatku powietrza i czasie otwarcia wtryski-

wacza gazu 2,0 ms, $D_{DFP-2,0}$ – zadymienie spalin silnika dwupaliwowego przy czasie otwarcia wtryskiwacza gazu 2,0 ms, D_{ON} – zadymienie spalin silnika zasilanego olejem napędowym.

Względne zmiany zadymienia (rys. 12) wskazują, że w warunkach jazdy testowej według NEDC możliwe jest zmniejszenie zadymienia spalin we wszystkich badanych punktach, a zmiany względne mieszczą się w zakresie 12–92%. Z punktu widzenia działania filtra szczególnie istotne jest zmniejszenie w warunkach zwiększonego obciążenia silnika, co pokazano na rys. 13.

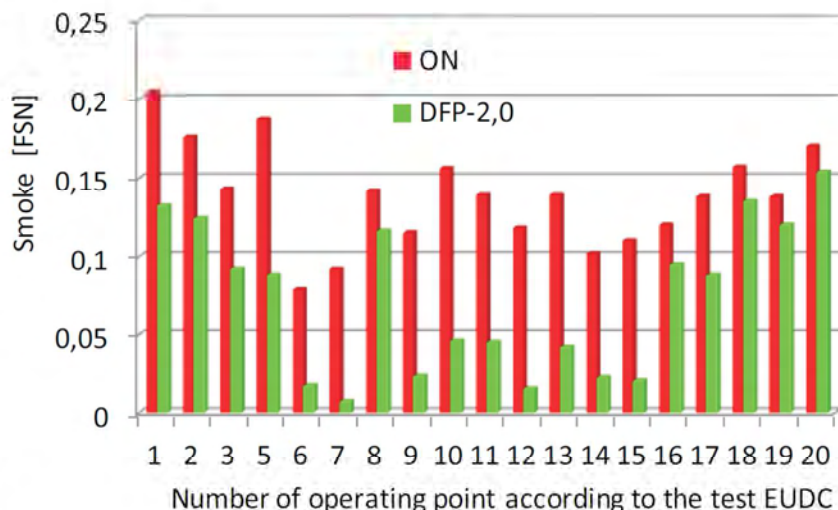


Fig. 11. Comparison of the smoke level from the engine operating in the conventional and dual fuel mode with air charge rate correction: air charge rate level equivalent to the level when fueled with diesel oil, gas injector opening time 2.0 ms

Rys. 11. Porównanie zadymienia spalin silnika zasilanego tradycyjnie i dwupaliwowo z korektą wydatku powietrza: wydatek powietrza przy zasilaniu dwupaliwowym taki sam jak przy zasilaniu olejem napędowym, czas otwarcia wtryskiwaczy gazu 2,0 ms

the point of view of the emission of particulate matter, better conditions occur if natural gas share is higher (when the absolute differences of the smoke level are higher, compared to exclusive diesel oil fueling). Fig. 11 shows the real possibilities of reduction of the smoke level by natural gas addition for the gas injector opening time of 2.0 ms. The energy share of natural gas was then 24.6–35.6%. For almost all investigated measurement points the smoke level was reduced. It is noteworthy, however, that it required a correction of the air charge rate so that the excess air coefficient remained the same as in the case of conventional fueling. In practice, it requires a special algorithm controlling the excess air coefficient in the gas control unit for dual fueling that overrides the factory controller.

The relative changes in the smoke level compared to diesel oil fueling obtained for the said gas share of 24.6–35.6% can be calculated from the formula:

$$\Delta D_{kDF-2,0} = 100 \cdot \frac{D_{DFP-2,0} - D_{ON}}{D_{ON}} [\%] \quad (3)$$

where: $\Delta D_{kDF-2,0}$ – relative change of the smoke level with the air charge rate correction and gas injector opening time 2.0 ms, $D_{DFP-2,0}$ – smoke level of the engine operating in the dual fuel mode for the gas injector opening time 2.0 ms, D_{ON} – smoke level of an engine fueled exclusively with diesel oil.

The relative changes of the smoke level (Fig. 12) indicate that under the conditions of a NEDC test drive it is possible to reduce the smoke level for all tested work points and the relative changes fall in the range 12–92%. From the point of view of the DPF filter, the reduction is particularly important under the conditions of increased loads, as shown in Fig. 13.

5. Conclusions

The application of gas additive in vehicle diesel engines influences the smoke level, i.e. the emission of particulate matter. The influence of the gas additive, however, depends on the method of engine control. The gas additive and the application of the factory engine control unit reduce the smoke level at engine points where

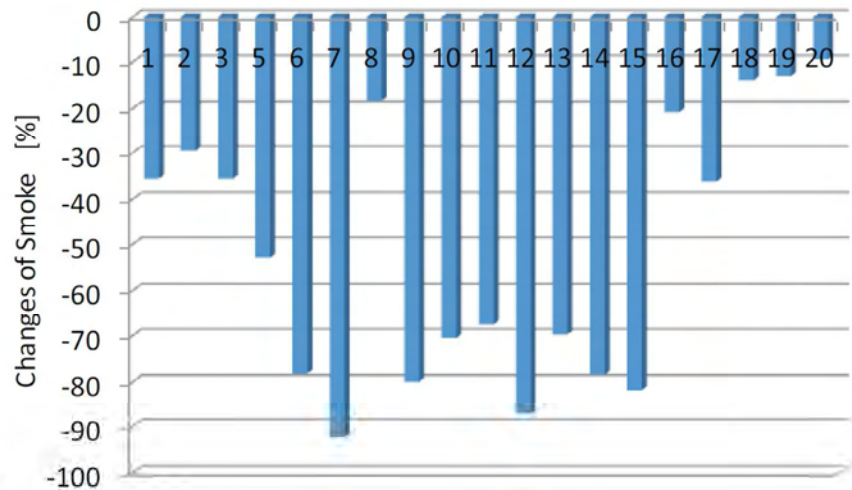


Fig. 12. Changes in the smoke level of a dual fuel engine operating at the work points reflecting the NEDC test (table 2) compared to the engine operating in the diesel fuel only mode; air charge rate correction, gas injector opening time 2.0 ms, energy share of natural gas 24.6–35.6%

Rys. 12. Zmiany zadymienia spalin dwupaliwowego silnika pracującego w punktach odwzorowujących test NEDC (tab. 2) w stosunku do zasilania samym olejem napędowym; korekta wydatku powietrza, czas otwarcia wtryskiwaczy gazu 2,0 ms, udział energetyczny gazu 24,6–35,6%

5. Podsumowanie

Zastosowanie dodatku gazu w samochodowym silniku o zaplonie samoczynnym wpływa na zmianę zadymienia spalin, a tym samym na emisję cząstek stałych PM. Wpływ gazu zależy jednak od sposobu sterowania silnika. Dodatek gazu i zastosowanie sterownika fabrycznego powodują zmniejszenie zadymienia spalin w punktach pracy silnika, w których sterowniki nie dokonują zmniejszenia współczynnika nadmiaru powietrza. Natomiast w punktach, w których sterownik fabryczny zmniejsza wydatek powietrza, zastosowanie gazu może prowadzić do zwiększenia zadymienia spalin. W związku z powyższym w silnikach dwupaliwo-

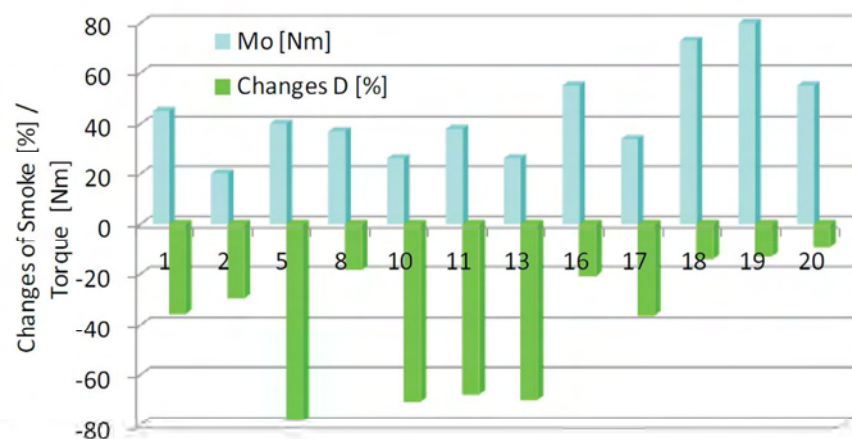


Fig. 13. Relative changes in the smoke level of a dual fuel engine operating at the work points reflecting the NEDC test (Table 2) compared to the engine operating in the diesel fuel only mode; air charge rate correction, gas injector opening time 2.0 ms, energy share of natural gas 24.6–35.6%

Rys. 13. Względne zmiany zadymienia spalin dwupaliwowego silnika pracującego pod obciążeniem w wybranych punktach odwzorowujących test NEDC (tab. 2) w stosunku do zasilania samym olejem napędowym; korekta wydatku powietrza, czas otwarcia wtryskiwaczy gazu 2,0 ms, udział energetyczny gazu 24,6–35,6

the engine control units does not reduce the excess air coefficient. At work points where the control unit reduces the excess air coefficient, the application of natural gas may lead to an increase in the smoke level. Hence, in dual fuel engines, special engine control units, adapted to dual fueling, must be applied.

The correction of the air charge rate during natural gas fueling allows a radical reduction of the smoke level in the range 30–92% at small engine loads and 12–40% at high engine loads.

In engines fitted with DPF under the test conditions, the influence of the gas additive may be smaller. We may suppose that, in actual operation, the positive influence of natural gas on the smoke level will reduce the DPF burden, extend the DPF regeneration intervals and the DPF life. An additional aspect will be reduced exhaust emissions during filter regeneration, as stressed by many authors.

wych należy stosować specjalne sterowniki dostosowane do zasilania dwupaliwowego.

Zastosowanie korekty wydatku powietrza przy zasilaniu gazem umożliwia radykalne zmniejszenie zadymienia spalin w zakresie 30–92% przy niewielkich obciążeniach silnika i 12–40% przy większych obciążeniach.

W silnikach wyposażonych w filtry cząstek stałych DPF w warunkach badań testowych wpływ dodatku gazu może być znacznie mniejszy dzięki oddziaływaniu filtra DPF. Można jednak przypuszczać, że podczas eksploatacji pozytywne oddziaływanie dodatku gazu na zadymienie spalin znacznie zmniejszy obciążenie filtra DPF, zwiększy okres między cyklami jego oczyszczania i jego żywotność. Dodatkowym aspektem będzie zmniejszona emisja spalin podczas regeneracji filtra, co podkreślone jest przez wielu autorów.

Bibliography/Literatura

- [1] Barroso P., Ribas X., Domingues J., De Sella E., Garcia J.M. Study of dual-fuel (diesel+natural gas) particle mater and CO₂ emissions of a heavy-duty diesel engine during transient operation. *Combustion Engines*; 2/2013 (153) ISSN 0138-0346: 28-39.
- [2] Clark N.N., Atkinson Chr.M., Atkinson R.J., McDaniel T., Park T. Optimized emission reduction strategies for dual fuel compression ignition engines running on natural gas and diesel. www.cemr.wvu.edu 2002: 1-6.
- [3] Gebert K., Beck J., Barkhimer R.L., Wong H.Ch. Strategies to improve combustion and emission characteristics of dual-fuel pilot ignited natural gas engines. SAE Paper 1997; 971712: 79-87.
- [4] Kowalewicz A. Adaptacja silnika wysokoprężnego do zasilania gazem naturalnym. *Czasopismo Techniczne*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej 2008; 7-M/2008: 67-78.
- [5] Kozak M. Studium wpływu komponentów tlenowych oleju napędowego na emisję toksycznych składników spalin z silników o zapłonie samoczynnym. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2013.
- [6] Matyjasik M. Aktywizacja procesu spalania mieszaniny gaz-powietrze w silnikach dwupaliwowych przez podział dawki inicjującej oleju napędowego. Praca doktorska, Bielsko-Biała 2012.
- [7] Merkiś J., Daszkiewicz P., Idzior M., Bajerlein M., Fuć P., Lijewski P. Analiza ograniczenia emisji toksycznych składników spalin dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym. *Logistyka*, nr 6/2014, s. 7260-7269. p-ISSN: 1231-5478.
- [8] Merkiś J., Pielecha J. Emisja cząstek stałych ze źródeł motoryzacyjnych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2014. ISBN: 978-83-7775-325-5.
- [9] Merkiś J., Pielecha J., Łabędź K., Stojęcki A. Badania emisji spalin pojazdów o różnej klasie emisyjnej zasilanych gazem ziemnym. *Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. Transport*, 2013, z. 98, s. 463-472. Rok: 2013. ISSN: 1230-9265.
- [10] Pietras D., Sobieszcański M., Świątek A., Pajdowski P. Dobór parametrów pracy silnika 1.3 multijet charakterystycznych dla testu jezdniowego NEDC do badań rozwojowych. PTNSS P05-C065. PTNSS Kongres 2005.
- [11] Stelmasiak Z. Studium procesu spalania gazu w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2003.
- [12] Stelmasiak Z. Dwupaliwowe silniki o zapłonie samoczynnym. Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji, Biblioteka Problemów Eksploatacji, Radom 2013.
- [13] Stelmasiak Z., Larisch J. Dwupaliwowe zasilanie silnika Fiat 1.3 MultiJet. *Logistyka* 6/2014.
- [14] Materiały firmy FIAT AUTO POLAND, 2014.
- [15] Materiały techniczne firmy EuropeGAS, 2013.

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

Prof. dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak – kierownik Katedry Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.
e-mail: zstelmasiak@ath.bielsko.pl



Jerzy Larisch, DEng. – Adiunkt in the Faculty of Mechanical Engineering at University of Bielsko-Biała.

Dr inż. Jerzy Larisch – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.
e-mail: jlarisch@ath.bielsko.pl



Dariusz Pietras, DEng. – senior lecturer in the Faculty of Mechanical Engineering at University of Bielsko-Biała.

Dr inż. Dariusz Pietras – st. wykładowca na Wydziale Budowy Maszyn Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.
e-mail: dpietras@ath.bielsko.pl





Badania:

- silników
- pojazdów
- emisji spalin
- materiałów
- części i zespołów samochodowych
- wymienników ciepła
- elektrotechniczne i elektroniczne
- pomiary metrologiczne

Projektowanie:

- obliczenia, konstrukcje i analizy matematyczne
- konstrukcyjna obsługa produkcji

Wykonawstwo:

- przyrządów kontrolno-pomiarowych
- szablonów /2D i 3D/
- wyposażenia technologicznego linii produkcyjnych

Usługi:

- homologacje typu pojazdów oraz ich przedmiotów wyposażenia lub części/ dopuszczenia jednostkowe i indywidualne WE pojazdu
- identyfikacja obowiązujących wymagań i badania na zgodność z tymi wymaganiami dla pojazdów oraz ich części/zespołów przed wprowadzeniem do obrotu
- normalizacja i patenty

Testing of:

- engines
- vehicles
- exhaust emissions
- materials
- automotive components and assemblies
- heat exchangers
- electrotechnical and electronic tests
- metrological measurements

Design:

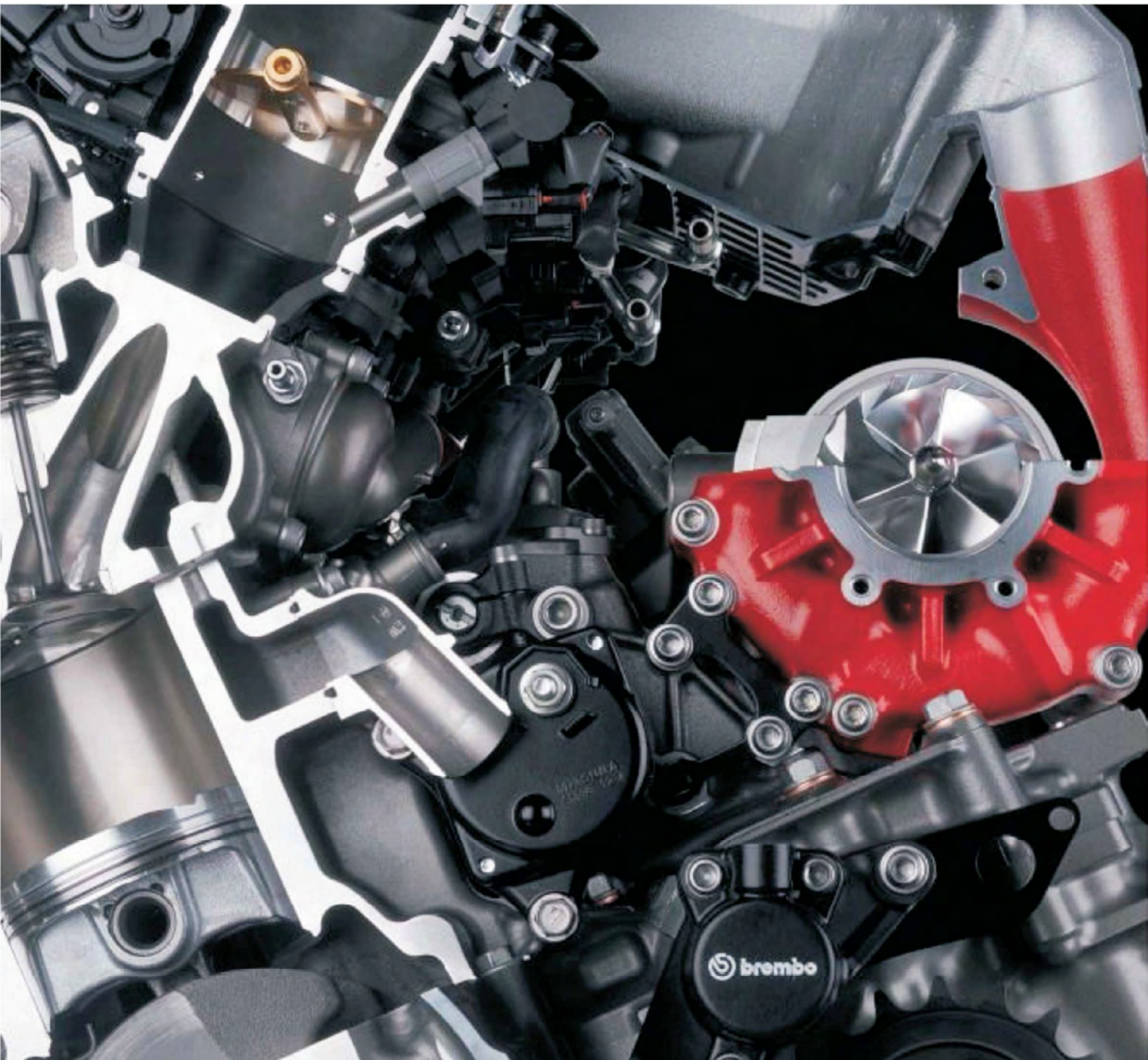
- mathematical calculations, constructions and analyses
- engineering production support

Manufacture of:

- control and measurement devices
- templates (2D and 3D)
- technological equipment of processing lines

Services:

- type approvals of vehicles and vehicle equipment or components; EC unit and individual vehicle permits
- identification of binding requirements and testing vehicles and their components/ assemblies for compliance with such requirements, before marketing them
- standardization and patents



Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 2300-9896



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych
Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Regiony

[Kontakt](#)

[Prenumerata](#)

[Skład osobowy](#)

[Koncepcja wyd.](#)

[Współpraca](#)

[Zgłoszenia](#)

[Zapowiedź](#)

[Bieżący numer](#)

[Archiwum](#)

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.

Członkowie

Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt

Kontakt

Członkostwo

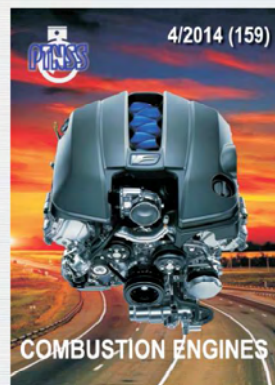
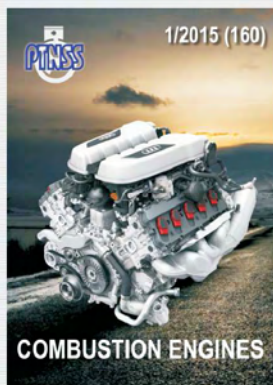
Wniosek

Z życia PTNSS

Zebrań Zarządu
Zebrań Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy



www.ptnss.pl