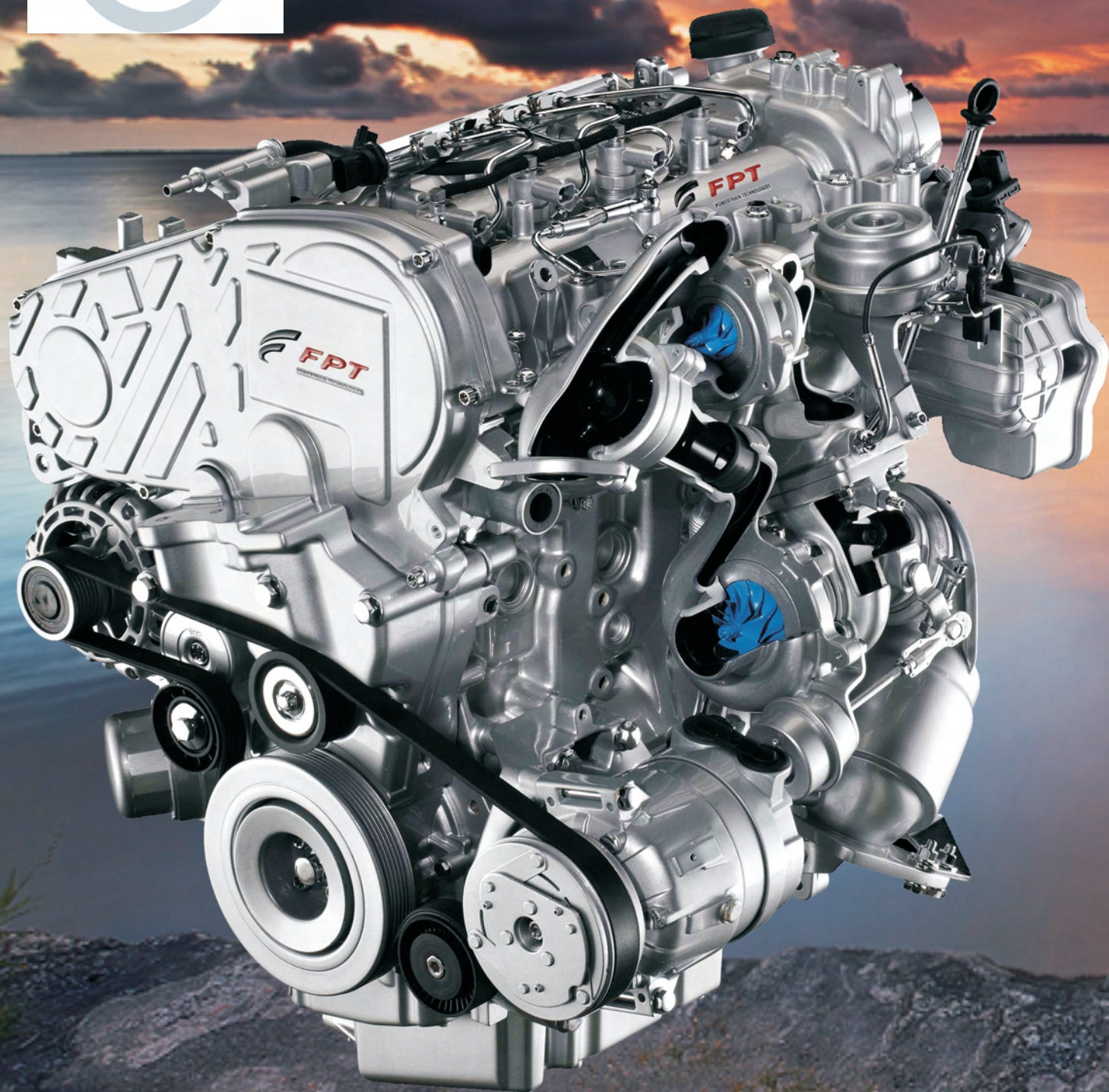




1/2009 (136)



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

INSTYTUT POJAZDÓW SZYNOWYCH

61-055 POZNAŃ, ul. WARSZAWSKA 181

tel.: 061 66 41 300, fax: 061 65 34 002

e-mail: sekretariat@tabor.com.pl www.tabor.com.pl



Usługi projektowe w zakresie:

- lokomotywy
- wagony osobowe
- wagony towarowe
- tramwaje
- autobusy szynowe
- pojazdy szynowo-drogowe



Badania:

- Badania wytrzymałości statycznej ram pojazdów szynowych
- Badania wytrzymałości statycznej i dynamicznej ram wózków, zderzaków oraz ich podzespołów
- Próby nabiegania dla pociągów osobowych i towarowych
- Badania systemów hamulcowych
- Badania wytrzymałości zmęczeniowej dla systemów sprzężowania pojazdów szynowych

Modernizacje lokomotyw spalinowych



Przykład modernizacji wykonanej wspólnie z Bumar Fablok Chrzanów

- wymiana silnika spalinowego
- wymiana prądnicy głównej i pomocniczej
- mikroprocesorowy układ sterowania i diagnostyki
- nowe napędy pomocnicze
- modernizacja układu hamulcowego i przeciwpożarowego
- pełna modernizacja kabiny

Mobilne laboratorium toksyczności spalin



badanie emisji toksycznych składników spalin:

- węglowodorów
- tlenku węgla
- tlenków azotu
- dwutlenku węgla
- zadyymienia spalin

Akredytacje Certyfikaty Notyfikacje



Akredytacje Polskiego Centrum Akredytacji nr AB 744 zgodnie z normą PN EN-ISO/IEC 17025:2005
Certyfikat TUV Rheinland-Polska wg normy ISO 9001:2000
Notyfikacja Jednostki w ramach dyrektyw harmonizacji technicznej: Dyrektywa 96/48/WE (koleje wysokich prędkości) oraz Dyrektywa 2001/16/EC (koleje konwencjonalne)



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE

Scientific Magazine

Czasopismo naukowe

1/2009 (136)

Kwiecień 2009

Rok XLVIII

PL ISSN 0138-0346

Editor/*Wydawca*:

Polskie Towarzystwo Naukowe

Silników Spalinowych

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

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

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

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

Scientific Board/Rada Programowa:

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański – przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał

prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski

prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

prof. dr hab. inż. Marek Orkisz

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

prof. dr inż. Stefan Pischinger

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr hab. inż. Mirosław Wyszynski

Editorial Office/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

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

E-mail: silniki@ptnss.pl

Editorial Staff/Zespół redakcyjny:

dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. PP

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

mgr Krystyna Bubacz

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

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr hab. inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

Cooperation/Współpraca:

dr inż. Maciej Bajerlein, dr inż. Mirosław Kozak,
dr inż. Marek Waligórski, dr hab. inż. Andrzej Zieliński,
mgr Tomasz Pawlak

Editorial

The date of the PTNSS Congress approaches rapidly. We wish to remind you that it will be held on 22-24 June 2009 on the premises of Opole University of Technology being the host to the Congress.

The management of PTNSS together with the Editorial of the Quarterly Magazine Combustion Engines decided to publish some of the papers that made up a basis for the speeches to be delivered at the PTNSS Congress. Hence, in this issue you will not only find the regular papers submitted for publications but also the papers submitted for the Congress. They have been marked with an additional C as in PTNSS-2009-SS-C007. These numbers do not denote the order of publishing but the order of congress registration under which you will find them in your congress agenda.

It has been two years since the last PTNSS Congress. In the meantime many interesting works were conducted in the scientific centers related to the development of the operating and technological parameters of a multitude of drives. The submitted congress presentations will hopefully show the most significant development trends in combustion engines and the level of technological advancement in this matter.

The problems discussed in the papers of this issue show how many different investigations are being conducted: from conventional engines to hybrid drives (SS1-102), from on-road to aviation and marine applications (SS1-C064, SS1-C031). Obviously an important trend in modern combustion engines is the application of multiple injection and HCCI combustion (SS1-C007, SS1-C105). More and more centers get involved in the investigations related to the use of optical methods of diagnostics in the aspect of mixture formation and control (SS1-C018, C041) and all these above efforts to improve the operating parameters of combustion engines are under a constant pressure of the stringent emission standards (SS1-104), so characteristic of the beginning of the XXI century. It is our priority to choose the papers for our magazine so that we can show all these multiple technological solutions and development trends.

*Editorial Board of the Magazine
Combustion Engines*

Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji	1
Design/Konstrukcja	
A. Kowalewicz: HCCI combustion – a challenge for internal combustion engine/ Spalanie jednorodnego ładunku wywołane samozapłonem wskutek sprężania – wyzwanie dla silników spalinowych (2009-SS1-C007)	2
J. Czarnigowski, P. Jakliński, M. Wendeker, K. Pietrykowski, L. Grabowski: The analyses of the phenomena inside a CNG flap-valve injector during gas flow/Analiza zjawisk związanych z przepływem gazu CNG przez wtryskiwacz o konstrukcji klapowej (2009-SS1-101)	10
A. Szumanowski: Hybrid electric vehicle drives fitted with combustion engines/Projektowanie napędów hybrydowych pojazdów z silnikiem spalinowym (2009-SS1-102)	19
Research/Badania	
Z. Żmudka, S. Postrzednik: Flow resistance in the engine inlet-exhaust system as affected by the engine parameters/Kształtowanie się oporów przepływu w układzie wymiany ładunku na tle parametrów pracy silnika spalinowego (2009-SS1-C041)	31
D. Piernikarski: Knocking detection using autocorrelation of the wide-band optical radiation intensity/Funkcja autokorelacji szerokopasmowej emisji optycznej w detekcji spalania stukowego (2009-SS1-C018)	41
P. Jakliński, M. Wendeker, J. Czarnigowski, M. Duk, T. Zyska, J. Klimkiewicz: The comparison of the operating parameters in an aircraft radial piston engine fuelled by 100LL and ES95 gasoline/Porównanie parametrów użytkowych gwiazdowego tłokowego silnika lotniczego zasilanego benzyną lotniczą 100LL i benzyną samochodową ES95 (2009-SS1-C064)	52
A. Balcerski, C. Behrendt, Z. Kneba, P. Rajewski: The energy test “100 fishing days” of a Baltic cutter/Test energetyczny „100 dni połowowych” kutra bałtyckiego (2009-SS1-C031)	60
Fabiś, B. Flekiewicz, M. Flekiewicz: On board recognition of different fuels in SI engines with the use of dimensional and non-dimensional vibration signal parameters/Rozpoznawanie paliw zasilających silnik przy użyciu wymiarowych i bezwymiarowych wskaźników sygnału przyspieszeń drgań (2009-SS1-C009)	69
J. Merkiś, S. Radzimirski: The analysis of the methods of hydrocarbon emission measurement according to European vehicle emission legislation/Analiza metod pomiaru emisji węglowodorów według przepisów europejskich dotyczących emisji zanieczyszczeń z pojazdów (2009-SS1-104)	76
Modelling&simulation/Modelowanie i symulacja	
J. Omid, J.S. Ali: A thermo-kinetic model base study on natural gas HCCI engine response to different initial conditions/Termokinetyczny model silnika HCCI zasilanego gazem ziemnym wykorzystujący różne warunki początkowe (2009-SS1-C105)	90
K. Danilecki: Theoretical analysis of cooperation of a turbocharger with a sequentially turbocharged engine/Teoretyczna analiza współpracy turbosprężarkowego urządzenia doładowującego z silnikiem z doładowaniem zakresowym (2009-SS1-C072)	100
New constructions/Nowe konstrukcje	
Nowy silnik Fiata do małych samochodów	112
News/Aktualności	
Aktualności silnikowe	114
Bibliography/Bibliografia	
Books, monographies, studies/Książki, monografie, rozprawy	123
Doctorates/Doktoraty	123
Personalities/Personalia	
Wyróżnienia – Złoty Inżynier 2008	124
Professor Stanisław Wójcicki Memories/Wspomnienie	125
Organisation/Organizacje	
Silnikowe Warsztaty Doktoranckie	127

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



Editor/Wydawca

Polskie Towarzystwo Naukowe
Silników Spalinowych

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska
tel.: 0-33 8130402, fax: 0-33 8125038
E-mail: sekretariat@ptnss.pl
WebSite: http://www.ptnss.pl

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

© Copyright by

Polish Scientific Society of Combustion Engines

All rights reserved.

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

Wszelkie prawa zastrzeżone.

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

Subscriptions/Prenumerata

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

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

Nakład: 700 egz.

Printing and binding/Druk i oprawa

Drukarnia Św. Wojciecha
Poznań, ul. Chartowo 5

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

Reviewers/Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkiś
dr inż. Ireneusz Pielecha
dr inż. Jacek Pielecha
dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak, prof. ATH
dr hab. inż. Krzysztof Wislocki, prof. PP

Cover/Okladka

I: Lancia Di Turbo Jet Engine E5
($V_{ss} = 1742 \text{ cm}^3$, $N_e = 200 \text{ KM}$, $M_o = 320 \text{ N} \cdot \text{m}$)
(fot. www.lanciapress.com)

IV: The electro-hydraulic variable valve actuation – Fiat MultiAir Technology (fot. fiatgroupautomobilespress.com)

HCCI combustion – a challenge for internal combustion engine

HCCI engine offers a high thermal efficiency combined with low nitrogen oxides and particulate matter emissions. However the key problem: controlled autoignition (CAI) on which is focused this paper is still not solved. Attempts to solve CAI problem as: variable compression ratio (VCR), variable valve train (VVT), exhaust gas recirculation (EGR) and application of fuels having different volatility characteristics and sensitivity to autoignition are disused. Also possibility of fuelling HCCI engine with natural gas (and ignition improver) is presented.

Key words: CAI, efficiency, emissions

Spalanie jednorodnego ładunku wywołane samozapłonem wskutek sprężania – wyzwanie dla silników spalinowych

Silnik o zapłonie samoczynnym zasilany homogeniczną mieszanką (HCCI) oferuje wysoką sprawność przy małej emisji tlenków azotu i cząstek stałych. Jednakże główny problem, jakim jest kontrolowany samozapłon, nie jest jeszcze rozwiązany. Na tym problemie skupia się niniejszy artykuł. Omówiono metody rozwiązania problemu kontrolowanego samozapłonu, takie jak: zmienny stopień sprężania, recyrkulacja gazów wylotowych, zmienne fazy rozrządu oraz zastosowanie jednocześnie dwu paliw o różnej lotności i skłonności do samozapłonu. Przedstawiono także możliwość zasilania silnika HCCI gazem naturalnym (CNG) przy jednoczesnym udziale składników ułatwiających samozapłon.

Słowa kluczowe: kontrolowany samozapłon, sprawność, emisja

1. Introduction

Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine is one of the most promising engine technologies, which combines the best features of SI and CI engines resulting in low NO_x and PM emissions along-side with high efficiency. Despite a lot of work on HCCI engine, its operational range is limited due to difficulties with controlled autoignition (CAI) of homogeneous mixture.

HCCI engine is fueled with homogeneous mixture, autoignition takes place in the whole volume of the combustion chamber when the temperature rise due to compression reaches higher value than auto-ignition temperature ($\sim 1200^\circ\text{C}$) and when residence time of the mixture is longer than ignition time lag (~ 3 ms) [1], there is no flame front, thanks to that nitrogen oxides are reduced and gaseous mixture burns smokeless. Combustion is rapid and localized near TDC, what results in high efficiency, comparable to that of diesel engine, especially, when the engine is fueled with poor mixture. However, implementation of the HCCI process in real engine depends on solving the key problem: controlled autoignition.

The history of HCCI engine began from the moment, when Onishi and co-workers published the basic paper on new combustion process in heat engines, called ATAC – Active Thermo-Atmosphere Combustion [2]. This process depends on heating fuel and air mixed together, what results in faster combustion, better efficiency and lower emission. It was very attractive for two-stroke engines, thanks to very fast combustion and low NO_x emission.

The system of thermal activation of the mixture was adapted in several other experimental applications to

1. Wprowadzenie

Silnik typu HCCI (*Homogenous Charge Compression Ignition* – zapłon samoczynny mieszanki jednorodnej) wiąże się z najbardziej obiecującą współcześnie techniką silnikową, łączącą najlepsze cechy silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym i zapewniającą małą emisję NO_x i PM oraz wysoką sprawność. Pomimo wielu prac nad silnikiem HCCI, jego zakres pracy jest nadal ograniczony z uwagi na trudności z kontrolowanym samozapłonem (CAI – *Controlled Autoignition*) mieszanki jednorodnej, którą jest zasilany. Samozapłon następuje w całej objętości komory spalania, gdy temperatura ładunku spowodowana sprężaniem osiągnie wartość wyższą od temperatury samozapłonu (ok. 1200°C) oraz gdy czas przebywania mieszanki jest dłuższy niż okres opóźnienia zapłonu (ok. 3 ms) [1]. Nie występuje tu front płomienia, dzięki czemu zmniejszona jest emisja NO_x , a mieszanina palna w stanie gazowym spala się bezdymnie. Proces spalania przebiega szybko i odbywa się przy położeniu tłoka blisko GMP, co skutkuje wysoką sprawnością (porównywalną do sprawności silników o zapłonie samoczynnym), szczególnie przy zasilaniu mieszanką ubogą. Zastosowanie systemu HCCI w rzeczywistym silniku zależy jednak od rozwiązania kluczowego problemu, jakim jest kontrolowany samozapłon.

Historia silnika HCCI rozpoczęła się wtedy, gdy Onishi ze współpracownikami opublikowali referat na temat nowego typu procesu spalania w silnikach ciepłych, nazwanego ATAC (*Active Thermo-Atmosphere Combustion*) [2]. Proces ten polega na ogrzewaniu wymieszanego paliwa i powietrza, co powoduje szybsze spalanie, wyższą sprawność i mniejszą emisję. Jest on bardzo korzystny dla silników dwusuwowych, z uwagi na szybkie spalanie i małą emisję NO_x .

two-stroke engines, as IAPAC¹⁾ [3, 4], AVL-DMI²⁾ [5] and Orbital Engine Company – OCP³⁾ [6] etc. Also the author of this paper applied thermal activation of mixture in order to burn lean mixture [7]. These activities were analyzed in [8]. These and other not mentioned works gave a base, on which HCCI engine is being developed. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) process known also as Controlled Auto-Ignition (CAI), may be applied in any combustion engine Fig. 1.

Research and development work on HCCI engine combustion, emissions, controlled autoignition (CAI) and application to real engine is performed in many research automotive centers, e.g. in USA (GM, Ford, Cummins), Germany (Mercedes-Benz, Volkswagen, Opel), Japan (Nissan) and academic R&D centers all over the world.

There are two different trends to evaluate so called HCCI engine. The first one is based on SI engine and developed by General Motors and the second one based on CI engine – developed by Mercedes-Benz and Volkswagen [9]. Contemporary HCCI engines don't work in whole range of load and speed according to HCCI process.

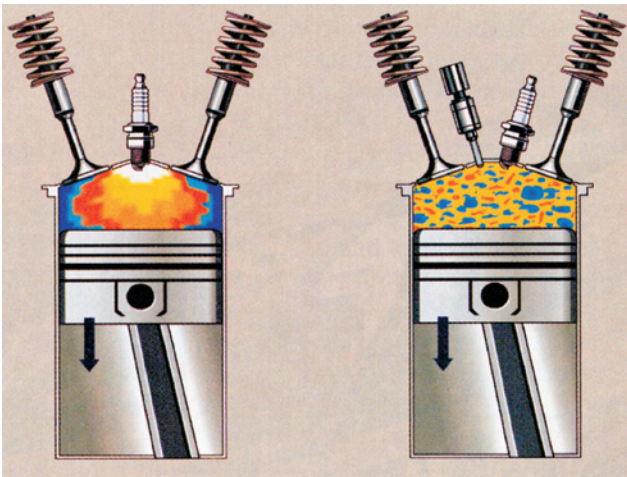


Fig. 1. Comparison of combustion processes in SI engine and HCCI engine [9]

Rys. 1. Porównanie procesów spalania w silniku ZI i HCCI [9]

General Motors provided the first public presentation of automobiles driven by HCCI engines: a Saturn Aura (Fig. 2) and Opel Vectra equipped with 2.2 dm³ Ecotec four cylinder engines [9]. Both engines are fuelled with gasoline (or bioethanol) injected directly into the cylinders and have lower compression ratio (CR) than CI engines. The fuel sensor, like in flex-fuel engines, enables application of different fuels, like gasoline and ethanol.

The second approach, represented by Volkswagen and Mercedes-Benz [9] is based rather on CI engine than SI gasoline. Example of this trend is realised in Volkswagen 2.0-L14 HCCI engine and Mercedes-Benz 1.8 L DiesOtto engine applied to hybrid electric assist motor of Mercedes-

System termicznej aktywacji mieszaniny palnej zastosowano również w kilku innych rozwiązaniach eksperymentalnych silników dwusuwowych, takich jak IAPAC [3, 4], AVL-DMI [5], OCP [6] i innych. Również autor niniejszego artykułu wykorzystywał termiczną aktywację mieszaniny palnej przy spalaniu ubogich mieszanek [7]. Analizę tych prac przedstawiono w [8]. Wyżej wymienione prace, wraz z innymi, o których tu nie wspomniano, były podstawą rozwoju silnika HCCI. Proces zapłonu samoczynnego mieszanki jednorodnej (HCCI), znany również jako kontrolowany samozapłon (CAI), może być zastosowany w dowolnym silniku spalinowym (rys. 1).

Prace badawczo-rozwojowe nad procesem spalania, emisją szkodliwych składników spalin i kontrolowanym samozapłonem w systemie HCCI oraz aplikacją systemu w rzeczywistym silniku są prowadzone w wielu ośrodkach badawczych, np. w USA (GM, Ford, Cummins), w Niemczech (Mercedes-Benz, Volkswagen, Opel), w Japonii (Nissan) oraz ośrodkach akademickich na całym świecie.

Można wskazać na dwa główne kierunki rozwoju systemu HCCI. Pierwszy opiera się na silniku o ZI i został opracowany przez koncern General Motors. Drugi opiera się na silniku ZS i został opracowany przez firmy Mercedes-Benz i Volkswagen [9]. Współczesne silniki HCCI nie zapewniają pracy w systemie HCCI w pełnym zakresie obciążeń i prędkości obrotowych.

Koncern General Motors jako pierwszy publicznie zaprezentował samochody z silnikami HCCI. Były to Saturn Aura (rys. 2) oraz Opel Vectra z czterocylindrowym silnikiem Ecotec o pojemności skokowej 2,2 dm³. Oba silniki zasilane są benzyną (lub alkoholem etylowym) w systemie wtrysku bezpośredniego i charakteryzują się niższym niż silniki ZS stopniem sprężania. Czujnik składu paliwa, taki jak w pojazdach FFV, umożliwia zastosowanie różnych paliw, jak benzyna i alkohol etylowy.

Drugi kierunek rozwoju silników HCCI, realizowany przez firmy Volkswagen i Mercedes-Benz [9], opiera się w większym stopniu na rozwiązaniach silnika ZS niż silnika ZI. Przykładem jest silnik Volkswagen 2,0-L14 HCCI oraz Mercedes-Benz 1,8 L DiesOtto zastosowany w układzie hybrydowym z pomocniczym silnikiem elektrycznym w samochodzie koncepcyjnym Mercedes-Benz F700 (rys. 3), przedstawionym na wystawie Frankfurt Auto Show w 2007 r. Czterocylindrowy silnik z dwustopniowym układem turbodoładowania zasilany jest w systemie wtrysku bezpośredniego i kontrolowanego samozapłonu. W rozwiązaniach firmy VW stosuje się opóźnienie otwarcia zaworu doprowadzającego recyrkulowane gorące gazy spalinowe do sterowania momentem samozapłonu ładunku, co wymaga bardzo szybkiego i dokładnego sterowania zaworami, oraz pomiar ciśnienia w poprzednich cyklach pracy silnika do regulacji parametrów następnych cykli.

Opracowany przez firmę Volkswagena silnik z systemem spalania HCCI zasilany jest paliwem syntetycznym o specjalnych właściwościach. Hybrydowy układ napędowy firmy Mercedes-Benz składa się z silnika HCCI pracującego w optymalnych warunkach (stałe obciążenie i prędkość ob-

¹⁾ Injection Assistée par Air Comprimeé

²⁾ Direct Mixture Injection

³⁾ Orbital Combustion Process



Fig. 2. GM Saturn Aura HCCI demonstration car [9]

Rys. Samochód demonstracyjny GM Saturn Aura HCCI [9]



Fig. 3. Mercedes-Benz F700 concept car combining an HCCI engine with a hybrid-electric drivetrain [9]

Rys. 3. Samochód koncepcyjny Mercedes-Benz F700 napędzany silnikiem HCCI w układzie hybrydowym z silnikiem elektrycznym [9]

Benz F700 concept car, shown at the 2007 Frankfurt Auto Show (Fig. 3). It is direct injection, four cylinder engine with two-stage turbocharging and controlled auto-ignition. VW Company uses retardation of recirculated hot gases to control charge auto-ignition and the pressure monitoring of the preceding cycle to adjust the next one. These processes requires very fast and accurate valve timing.

The Volkswagen's combined combustion system engine is fueled with synthetic fuel of sophisticated features. Mercedes-Benz hybrid drive-train combines HCCI engine working in optimum working conditions (constant speed and load) with electric motor, that provides required torque and speed in wide operational conditions. HCCI engine has direct injection system and is fueled with gasoline.

However, contemporary authentic HCCI engines can operate only in strictly defined speed and load conditions.

Intensive work is now focused on extension of the area of homogeneous mixture compression ignition process in wide range of speed and load. This target may be reached with application of sophisticated methods and special fuels. This problem will be discussed below.

2. Combustion in HCCI engine

HCCI combustion is dominated by local chemical – kinetic reactions. Turbulence has little direct effect on combustion, but may alter temperature distribution and boundary layer thickness, what results in small temperature differences in the cylinder volume which have considerable effect on combustion, because chemical kinetics is very sensitive to temperature. HCCI is controlled by hydrogen peroxide (H_2O_2) decomposition [10] which occurs at a temperature range 1050–1100 K. In the case of low octane fuel (e.g. diesel fuel) significant low temperature heat reactions begin at temperature of 800 K, which drive the mixture up to the above mentioned temperature necessary to H_2O_2 decomposition and autoignition. However for high octane fuels (e.g. gasoline), little heat is released prior to main ignition at 1050–1100 K. Chemistry of HCCI autoignition and combustion is identical to the chemistry of knock in SI engines. Above facts show, that HCCI is sensitive to the type of fuel.

rotowa) oraz silnika elektrycznego, który pracuje w szerokim zakresie prędkości i momentu obrotowego. Silnik HCCI zasilany jest benzyną w systemie wtrysku bezpośredniego.

Współczesne silniki w rzeczywistości HCCI mogą pracować tylko w dokładnie określonym zakresie prędkości obrotowej i

obciążenia. Intensywne prace są obecnie prowadzone nad rozszerzeniem zakresu obciążeń i prędkości obrotowych możliwych do uzyskania podczas pracy silnika w trybie zapłonu samoczynnego mieszanki jednorodnej. Cel ten może być osiągnięty przy wykorzystaniu zaawansowanych metod i specjalnych paliw. Zagadnienie to będzie przedstawione w dalszej części artykułu.

2. Spalanie w silniku HCCI

Spalanie w systemie HCCI zależy głównie od kinetyki lokalnych reakcji chemicznych. Turbulencja ma niewielki bezpośredni wpływ na przebieg spalania, ale może zmieniać rozkład temperatury i grubość warstwy przyściennej. Powoduje to występowanie różnic temperatury w objętości cylindra, które mają znaczny wpływ na proces spalania, ponieważ kinetyka reakcji chemicznych zdecydowanie zależy od temperatury. Realizacja procesu HCCI zależy od rozkładu nadtlenu wodoru (H_2O_2) [10], który następuje w temperaturze 1050–1100 K. W przypadku paliw o małej liczbie oktanowej (np. olej napędowy) intensywne niskotemperaturowe reakcje cieplne rozpoczynają się przy temperaturze około 800 K, powodując wzrost temperatury mieszanki do wspomnianej wcześniej wartości, niezbędnej do rozkładu H_2O_2 i samozapłonu paliwa. W przypadku paliw o wysokiej liczbie oktanowej wydziela się niewiele ciepła przed samozapłonem w zakresie temperatur 1050–1100 K. Świadczy to o tym, że proces HCCI jest czuły na rodzaj paliwa.

3. Metody sterowania samozapłonem

3.1. Adaptacja silnika do procesu HCCI

Największym wyzwaniem wobec silników HCCI jest sterowanie zapłonu i spalania w szerokim zakresie warunków eksploatacyjnych, typowych dla silników samochodowych. Badanych i rozwijanych jest kilka potencjalnych metod, z których większość polega na sterowaniu procesami cieplnymi, m.in. na zmianie temperatury ładunku na początku suwu sprężania. Inne metody polegają na zmianie składu mieszanki paliwowej, charakteryzującej się różną lotnością, liczbą oktanową i zawartością dodatków. Pierwszy rodzaj metod stosowany jest w silnikach o ZI, natomiast drugi w silnikach o ZS.

3. Autoignition control methods

3.1. Engine adaptation to HCCI process

The biggest challenge to HCCI engines is ignition and combustion control over the wide range of operating conditions typical for automotive engine applications. Several potential methods are being tested and developed. Most of these methods depend *sensu stricto* – on thermal management: changing temperature of the charge at the beginning of compression stroke. Other methods depend on instantaneous change of the composition of fuel blends, having different volatility characteristics, octane rating and additives. The first type, of the methods are applied to SI engine type, the second to diesel one.

Thermal control, EGR

This method depends on controlling the temperature, pressure and charge composition at the beginning of compression stroke by EGR application (external or internal) or air compressed by turbocharger [11].

Variable compression ratio (VCR)

This method depends on controlling CR in order to adjust inlet charge temperature necessary for autoignition according to fuel type having different octane number (ON). Several technical means of transient changing CR contemporary exist. VCR system is capable to control ignition timing for maintain optional combustion in a wide range of operational parameters.

Variable valve timing (VVT)

This method depend on changing trapped amount of charge resulting in changing CR and, in consequence, its temperature. VVT achieves a similar effect as VCR: it can adjust inlet charge temperature for ignition of a variety of fuel types. However VVT controls also composition of the charge thanks to retaining residual gases in the cylinder [12].

The application of EGR and/or variable valve timing is considered to be the most prospective to control CAI.

Effects of EGR on CAI process was investigated in [11]. There are the following effects of hot EGR:

- heating effect of the inlet charge, especially for high octane fuels to promote auto-ignition
- dilution effect of the charge: burnt gases replace air resulting in reduction of air-fuel ratio
- heat capacity effect, due to higher specific heat of CO₂ and H₂O contained in burnt gases
- chemical effect, due to promoting auto-ignition of fresh mixture.

In the case of isothermal EGR cumulative effect is as follows: auto-ignition is retarded (mainly due to predominant heat capacity effect), combustion is slower, heat release rate and NO_x emission are lower. In the case of hot EGR auto-ignition is advanced and combustion duration is shortened (but excessive EGR decelerate combustion). Auto-ignition is controlled by charge heating effect, but combustion duration is dominated by dilution and heat capacity effect. EGR (hot and isothermal) may be external, controlled by ECU, or internal by variable valve timing [13, 14].

Summing up: hot EGR controls auto-ignition timing by charge heating effect and combustion duration by dilution effect and capacity effect. The use of recycled hot burnt gases

Regulacja cieplna, EGR

Metoda ta polega na regulowaniu temperatury, ciśnienia i składu ładunku na początku suwu sprężania przez zastosowanie recyrkulacji spalin (zewnętrznej lub wewnętrznej) lub powietrza sprężanego przez turbosprężarkę.

Zmienny stopień sprężania (VCR)

Metoda ta polega na regulowaniu stopnia sprężania w celu uzyskania temperatury ładunku niezbędnej do jego samozapłonu, w zależności od typu paliwa i jego liczby oktanowej. Istnieje kilka sposobów realizacji zmiennego stopnia sprężania. System VCR pozwala na sterowanie chwilą samozapłonu, aby zapewnić prawidłowe spalanie w szerokim zakresie parametrów operacyjnych silnika.

Zmienne fazy rozrządu (VVT)

Metoda ta polega na zmianie ilości ładunku w cylindrze i w rezultacie jego ciśnienia i temperatury. Przy zastosowaniu VVT uzyskuje się podobne efekty jak przy VCR – możliwe jest regulowanie temperatury ładunku w celu wywołania samozapłonu różnego typu paliw. VVT pozwala również na regulację składu ładunku przez zatrzymanie reszty spalin w cylindrze.

Zastosowanie EGR i VVT jest uważane za najbardziej perspektywiczny sposób sterowania CAI.

Badania wpływu EGR na proces CAI zostały opisane w pracy [11]. Stwierdzono, że „gorący” EGR powoduje:

- efekt ogrzewania świeżego ładunku, co w szczególności w przypadku paliw wysokooktanowych ułatwia ich samozapłon
- efekt rozcieńczenia ładunku – spaliny zajmują miejsce powietrza i zmniejsza się współczynnik nadmiaru powietrza
- efekt zmiany pojemności cieplnej, z uwagi na wyższe ciepło właściwe obecnych w spalinach CO₂ i H₂O
- efekt chemiczny, z uwagi na ułatwienie samozapłonu świeżej mieszanki.

W przypadku izotermicznego EGR ostatecznym skutkiem jest opóźniony samozapłon (głównie z powodu dominującego wpływu pojemności cieplnej), wolniejsze spalanie, mniejsza szybkość wywiązywania ciepła i mniejsza emisja NO_x. W przypadku „gorącego” EGR samozapłon ulega przyspieszeniu, a czas spalania ulega skróceniu (nadmierny EGR spowalnia jednak przebieg spalania). Samozapłon zależy od efektu ogrzewania świeżego ładunku, natomiast czas spalania w głównej mierze zależy od rozcieńczenia ładunku i jego pojemności cieplnej. EGR („gorący” i izotermiczny) może być zewnętrzny, sterowany przez ECU, lub wewnętrzny – uzyskiwany za pomocą zmiennych faz rozrządu [13, 14].

Podsumowując: „gorący” EGR umożliwia regulowanie chwili samozapłonu przez wpływ na ogrzewanie ładunku oraz regulowanie czasu spalania przez rozcieńczenie i zmianę pojemności cieplnej ładunku. Zastosowanie gorących gazów spalinowych wydaje się najbardziej skutecznym sposobem kontrolowania samozapłonu. Strategia związana ze zmiennymi fazami rozrządu polega na zatrzymaniu pewnej części spalin w cylindrze przez wcześniejsze zamknięcie zaworu wylotowego (tzw. ujemne przekrycie zaworów), przy wykorzystaniu elektrohydraulicznego napędu zaworów lub mechanicznego układu zmiennych faz rozrządu [12]. Opóźnione otwarcie zaworu dolotowego (IVO) i wczesne

seems to be the most effective means to control auto-ignition. The strategy of valve timing depends on trapping residual gas by early exhaust valve closing, known as negative valve overlap, with the use of electrohydraulic valve actuation system or mechanical variable camshaft timing system [12]. Retarded inlet valve opening (IVO) and early exhaust valve closing (EVC) results in faster mixing of burnt and fresh gases, more homogeneous mixture and uniform temperature distribution. Retarded inlet valve closing (IVC) reduces effective CR and also retards auto-ignition. Schematic of the controlled auto-ignition in the HCCI engine based on SI engine is shown in Fig. 4.

3.2. Mixture of fuels having different volatility characteristics

In HCCI engines, auto-ignition and the rate of combustion are mainly controlled by the fuel chemical kinetics [15]. Therefore fuel volatility characteristics plays a main role in CAI process. When CAI process in diesel type engine is considered, fuels having high cetane (and low octane) number should be applied. Not all fuels having high CN, such as diesel oil, may be applied to HCCI engine, because their volatility is low and homogeneous mixture cannot be formed. High volatility high CN fuels prone to auto-ignition, e.g. toluene (CN = 56, as diesel fuel) may be used to promote CAI in HCCI engine [16]. On the other hand, in order to avoid very high heat release rate fuels retarding combustion should be used. These two fuels (parent fuel), constitute a blend of an appropriate proportion. These fuels, having different volatility characteristics according to the combustion phasing, control auto-ignition and combustion. E.g. in [16] diesel oil surrogate for CAI control under HCCI engine conditions consisted with 50% n-heptane and 50% toluene. Also other experiments showed, that ignition delay and burning rate can be independently controlled using different fuel mixtures [17]. Study on primary reference fuels showed that:

- with decreased ON (increased CN) of the fuel auto-ignition advances, peak heat released increases and combustion duration gets longer
- low ON fuel can operate at low load and high ON – at high load.

Instead of parent fuel mixing, they may be injected separately by the use of separate fuel systems or sequentially by two-stage injection [18]. The first method demands an extra injection system. Port fuel injection provides a premixed charge in the cylinder and pilot direct injection fuel (having high CN) controls the ignition and combustion of premixed (homogeneous) mixture. The second method depends on two-stage injection of over mentioned fuels, gives good results and don't require additional injection system [19]. Schematic of the controlled auto-ignition in HCCI engine based on CI engine is shown in Fig. 5.

4. Application of natural gas to HCCI engine

Natural gas is applied to combustion engine as an alternative fuel. Due to low CN, CI engines should be converted to spark ignition or to dual fuel system. Diesel fuel plays a

zamknięcie zaworu wylotowego (EVC) powoduje szybsze mieszanie spalin i świeżego ładunku, większą homogeniczność mieszanki oraz ujednoczona rozkład temperatury. Opóźnione zamknięcie zaworu dolotowego (IVC) zmniejsza efektywny stopień sprężania oraz opóźnia wystąpienie samozapłonu. Schemat kontrolowanego samozapłonu w silniku HCCI opartym na silniku o ZI przedstawiono na rys. 4.

3.2. Mieszanina paliw o różnej lotności

W silnikach HCCI samozapłon i szybkość spalania zależą głównie od kinetyki spalania paliwa [15], stąd też charakterystyka lotności paliwa odgrywa główną rolę w procesie CAI. Biorąc pod uwagę proces CAI w silnikach o ZS, należy stosować paliwa o wysokiej liczbie cetanowej (niskiej liczbie oktanowej). Nie wszystkie jednak paliwa o wysokiej liczbie cetanowej, na przykład olej napędowy, mogą być używane w silnikach HCCI, ponieważ ich niska lotność utrudnia utworzenie homogenicznej mieszanki. Paliwa o wysokiej lotności i wysokiej liczbie cetanowej, a więc skłonne do samozapłonu, np. toluen (liczba cetanowa 56*, tak jak olej napędowy) mogą być stosowane do ułatwienia CAI w silnikach HCCI [16]. Natomiast w celu uniknięcia bardzo dużych szybkości wywiązywania się ciepła powinny być stosowane paliwa opóźniające spalanie. Stosuje się więc mieszaninę dwu paliw (paliw wyjściowych) o odpowiedniej proporcji składników. Paliwa składowe, o różnej charakterystyce lotności, pozwalają na sterowanie przebiegiem samozapłonu i spalania. Na przykład opisane w pracy [16] paliwo, stosowane zamiast oleju napędowego do sterowania CAI w silniku HCCI, składało się z 50% n-heptanu i 50% toluenu. Także inne eksperymenty wykazały, że opóźnienie zapłonu i szybkość spalania mogą być niezależnie sterowane przy zastosowaniu różnych mieszanin paliw [17].

Badania nad głównymi paliwami wzorcowymi wykazały, że:

- ze spadkiem liczby oktanowej (wzrostem liczby cetanowej) paliwa samozapłon następuje wcześniej, wzrasta maksimum wywiązanego ciepła, a czas spalania wydłuża się
- paliwa o niskiej liczbie oktanowej mogą być stosowane przy niskim obciążeniu, a paliwa o wysokiej liczbie oktanowej przy wysokim obciążeniu.

Zamiast stosowania mieszanin paliw wyjściowych, oba paliwa mogą być wtryskiwane oddzielnie przy wykorzystaniu oddzielnych układów zasilania lub sekwencyjnie w systemie wtrysku dwufazowego [18]. Pierwsza metoda wymaga zastosowania dodatkowego układu zasilania. Układ wtrysku pośredniego dostarcza do cylindra wstępnie wymieszany ładunek, a bezpośredni wtrysk pilotujący paliwa o wysokiej liczbie cetanowej steruje zapłonem i spalaniem wymieszanej, homogenicznej mieszanki. Metoda druga polega na dwufazowym wtrysku wspomnianych paliw, zapewnia dobre wyniki i nie wymaga dodatkowego układu wtryskowego. Schemat kontrolowanego samozapłonu w silniku HCCI opartym na silniku o ZS przedstawiono na rys. 5.

* W rzeczywistości toluen ma bardzo małą liczbę cetanową, LOB toluenu wynosi 115 (przyj. tłum.)

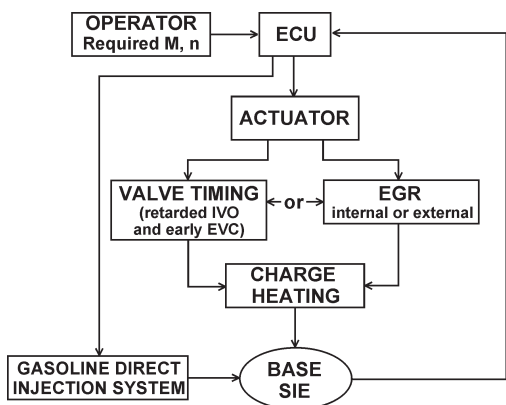


Fig. 4. Controlled auto-ignition in the HCCI engine based on SI engine (SIE). Closed loop control system

Rys. 4. Kontrolowany samozapłon w silniku HCCI opartym na silniku o ZI. System sterowania ze sprzężeniem zwrotnym

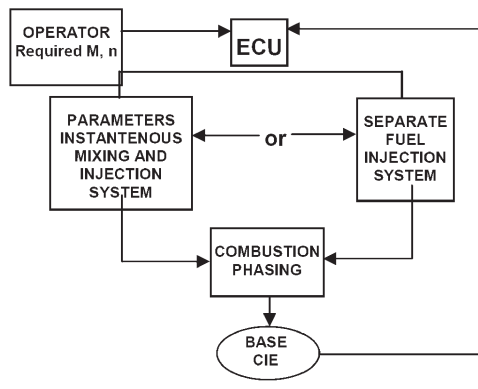


Fig. 5. Controlled auto-ignition in the HCCI engine based on a CI engine (CIE). Closed loop control system

Rys. 5. Kontrolowany samozapłon w silniku HCCI opartym na silniku o ZS. System sterowania ze sprzężeniem zwrotnym

4. Zastosowanie gazu ziemnego w silnikach HCCI

Gaz ziemny jest alternatywnym paliwem do silników spalinych. Z uwagi na niską liczbę cetanową gazu ziemnego, silniki o zapłonie samoczynnym muszą być adaptowane do tego paliwa przez zastosowanie zapłonu iskrowego lub zasilania dwupaliwowego (*dual-fuel*). W systemie tym głównym paliwem jest gaz ziemny, natomiast

role of ignition fuel and NG as main fuel. From dual fuelling of CI engine there is only one step to HCCI system, which was discussed in the last subchapter. Ignition fuel (or ignition improver) may be chosen from a variety of fuels: diesel fuel, hydrogen, DME etc. Hydrogen has high diffusivity thanks to that forms easily homogeneous mixture, at the temperature $> 600^{\circ}\text{C}$ explodes spontaneously and improves autoignition of the charge at the desired moment controlled by hydrogen content the mixture. In the experiments described in [20] hydrogen was obtained in reforming process of NG with the use of exhaust gas (REGR-process). Addition of hydrogen (up to 15%) to NG lowers its auto-ignition temperature and facilitate charge ignition. Due to hydrogen content in the charge, stable operation of HCCI engine was obtained. Instantaneous change of hydrogen fraction is the potential possibility of the control of the moment of auto-ignition.

Another possibility of the enhancement of auto-ignition of NG is addition of dimethyl ester (DME) to NG. Due to high cetane number and high volatility, DME added to NG can ensure successful auto-ignition and combustion [21].

Influence of DME on combustion is as follows:

- majority of DME combustion is consumed before the majority of oxidation of NG
- as DME fraction increases, the low temperature heat release of DME becomes significant and drives auto-ignition of the charge
- as NG fraction increases, the operating range of the engine becomes lower and the engine is unstable in the range of $\lambda < 2$.

Also as in the case of hydrogen, changing instantaneously DME content in the inlet charge, is the possible potential way to control auto-ignition in HCCI engine.

5. Conclusions

From above analysis the following results may be drawn:

1. HCCI engine yet is not in the phase of mass production. Even only few demonstration cars driven with “HCCI engine” were shown at motor-shows.

wtryskiwany olej napędowy stanowi źródło zapłonu. System *dual-fuel* jest bardzo podobny do systemu HCCI opisywanego w poprzednim rozdziale. Paliwo powodujące samozapłon (albo dodatek poprawiający zdolność do samozapłonu) może być wybrane spośród różnych paliw, takich jak: olej napędowy, wodór, eter dimetylowy itd. Wodór charakteryzuje się wysokim współczynnikiem dyfuzji, dzięki czemu łatwo tworzy mieszanki homogeniczne. W temperaturze powyżej 600°C samorzutnie wybuch, przez co ułatwia samozapłon ładunku w wymaganym momencie, zależnym od zawartości wodoru w mieszance. W badaniach opisanych w pracy [20] wodór był otrzymywany w procesie reformingu gazu ziemnego z wykorzystaniem spalin (proces REGR). Dodatek wodoru (do 15%) do gazu ziemnego obniża temperaturę jego samozapłonu i ułatwia zapłon ładunku. Dzięki obecności wodoru w ładunku uzyskano stabilną pracę silnika HCCI. Szybka zmiana ilości wodoru w ładunku umożliwia potencjalnie sterowanie momentem samozapłonu mieszanki.

Innym rozwiązaniem poprawiającym zdolność gazu ziemnego do samozapłonu jest dodatek eteru dimetylowego (DME). Wysoka liczba cetanowa i lotność DME zapewniają właściwy samozapłon i spalanie mieszanki.

Można wskazać następujące właściwości DME w procesie spalania:

- spalanie DME wyprzedza spalanie gazu ziemnego
- jeżeli zawartość DME wzrasta, to niskotemperaturowe wywiązywanie ciepła staje się na tyle intensywne, że prowadzi do samozapłonu ładunku
- jeżeli wzrasta zawartość gazu ziemnego, to zakres pracy silnika zawęża się i silnik pracuje niestabilnie przy $\lambda < 2$.

Podobnie jak w przypadku wodoru, również szybkie regulowanie zawartości DME w świeżym ładunku umożliwia potencjalnie sterowanie momentem samozapłonu mieszanki w silniku HCCI.

5. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonej analizy sformułowano następujące wnioski:

1. Silniki HCCI nie są jeszcze produkowane masowo. Jedyne kilka samochodów demonstracyjnych wyposażonych

2. HCCI/CAI process is well realized in the stable conditions of engine operation.
 3. Auto-ignition of the charge has a potential to be accomplished/controlled by:
 - trapping of the exhaust gas in the cylinder with the use of negative valve overlap
 - variable compression ratio
 - exhaust gas recirculation
 - special composition of the fuel
 - addition an ignition improver to the inlet charge.
 4. Intensive work is being carried out on CAI process, which is a key problem of HCCI engine development and application.
- w silniki HCCI zostało zaprezentowanych na wystawach samochodowych.
2. Proces HCCI/CAI jest poprawnie realizowany w ustabilizowanych warunkach pracy silnika.
 3. Samozapłon ładunku może być potencjalnie uzyskany lub sterowany przez:
 - zatrzymanie części spalin w cylindrze przy ujemnym przekryciu zaworów
 - zmienny stopień sprężania
 - recyrkulację spalin
 - specjalny skład paliwa
 - dodatek do świeżego ładunku substancji ułatwiających zapłon.
 4. Prowadzone są intensywne prace badawcze nad procesem CAI, który ma istotne znaczenie z punktu widzenia rozwoju i zastosowania silników HCCI.

Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Mehresh et al.: Combustion timing in HCCI engines determined by ion-sensor: Experimental and kinetic modelling, Proceedings of the Combustion Institute vol. 30 (2005).
- [2] Onishi S. et al.: Active thermo-atmosphere combustion (ATAC) – a new combustion process for internal combustion engines, SAE Paper 790501, 1979.
- [3] Durret P. et al.: A new two-strokes engine with compressed-air assisted fuel injection for high efficiency low emission applications, SAE Paper 880176, 1988.
- [4] Durret P., Moreau J.F.: Reduction of pollutant emissions of the IAPAC two-stroke engine with compressed air assisted fuel injection, SAE Paper 900801, 1990.
- [5] Landfahrer K. et al.: Thermodynamic analysis and optimization of two-stroke engine – The flagship concept, SAE Paper 900802, 1990.
- [6] Kenny R.G.: Development in two-strokes engine exhaust emissions, Proc. IMechE Part D: Journal of Automobile Engineering, 2006, No. D2, 1992.
- [7] Kowalewicz A.: Lean-burn engine – potential analysis, International Journal of Automotive Technology, vol. 2, No 4, 2001.
- [8] Kowalewicz A.: Wybrane zagadnienia samochodowych silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom 2002.
- [9] Carney D.: Internal combustion: the next generation SAE International, Automotive Engineering, March 2008.
- [10] Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Technology. A. Report to the U.S. Congress, April 2001.
- [11] Zhao H., Xie H., Peng Z.: Effect of recycled burned gases on homogeneous charge compression ignition engine, Combustion Science and Technology, vol. 177, 2006.
- [12] Cao L., Zhao H., Jiang X., Kalin N.: Understanding the influence of valve timing on controlled autoignition combustion, Proc IMechE, vol. 219, Part D: J. Automobile Engineering.
- [13] Liü X.C., Chen W., Huang Z.: A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 1: The basic characteristics of HCCI combustion. Fuel, vol. 84 (2005).
- [14] Liü X.C., Chen W., Huang Z.: A fundamental study on the control of the HCCI combustion and emissions by fuel design concept combined with controllable EGR. Part 2: Effect of operating conditions and EGR on HCCI combustion. Fuel, vol. 84 (2005).
- [15] Tanaka S., Ayala F., Keck J.C., Heywood J.B.: Two-storage ignition in HCCI engine combustion by fuels and additives, Combustion and Flame, vol. 32 (2003).
- [16] Hernandez J.J., Sanz-Argent J., Benajes J., Molina S.: Selection of diesel surrogate for the prediction of auto-ignition under HCCI engines conditions, Fuel, vol. 87, 2008.
- [17] Yao M., Zhang B., Chen Z.: Experimental study on homogeneous charge compression ignition combustion with primary reference fuel. Combustion Science and Technology, vol. 179, 2007.
- [18] US Patent Inssud on April 30, 2002: Method for controlling compression ignition combustion.
- [19] Kim D.S., Kim M.Y., Lee C.S.: Combustion and emission characteristics of a partial homogeneous charge compression ignition engine when using two-stage injection, Combustion Science and Technology, vol. 179, 2007.
- [20] Yap D., Peucheret S.M., Megaritis A., Wyszynski M.L., Xu H.: Natural gas HCCI engine operation with exhaust gas fuel reforming, International Journal of Hydrogen Energy, vol. 31, 2006.
- [21] Kong S-C.: A study of natural gas/DME combustion on HCCI engine using CFD with detailed chemical kinetics, Fuel, vol. 86, 2007.

Prof. Andrzej Kowalewicz, DSc., DEng.– Professor in the Mechanical Engineering Faculty at Radom University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Andrzej Kowalewicz – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Radomskiej.
e-mail: andrzej.kowalewicz@pr.radom.pl



Jacek CZARNIGOWSKI
Piotr JAKLIŃSKI
Miroslaw WENDEKER
Konrad PIETRYKOWSKI
Łukasz GRABOWSKI

PTNSS-2009-SS1-101

The analyses of the phenomena inside a CNG flap-valve injector during gas flow

The paper describes simulation tests of a gas injector with the use of numerical fluid mechanics. The tests were carried out on a CNG flap-valve injector which was connected with an inlet manifold by an additional injection pipe. Such a model was identified and calibrated on the basis of the test stand research. The paper presents the tests results in transient conditions (during valve opening and closing) and in a steady-state flow. The analysis concerns pressure and gas velocity flow in selected points and sections of the injector and the injection pipe. The processes occurring in selected areas of the injector have been presented. Moreover, areas essential for the useful characteristics of the injector have been illustrated.

Key words: injector; simulation tests, CNG – Compressed Natural Gas, CFD – Computational Fluid Dynamics

Analiza zjawisk związanych z przepływem gazu CNG przez wtryskiwacz o konstrukcji klapowej

W artykule opisano badania symulacyjne wtryskiwacza gazu metodą numerycznej mechaniki płynów. Badania przeprowadzono na modelu wtryskiwacza klapowego zasilanego CNG, połączonego z kolektorem dolotowym dodatkowym przewodem wtryskowym. Opracowany model został zidentyfikowany i wykalibrowany na podstawie badań stanowiskowych. Przedstawiono wyniki badań w stanie nieustalonym (podczas otwierania i zamykania wtryskiwacza) oraz w czasie ustalonego przepływu. Analizie poddano ciśnienia i prędkości przepływu gazu w wybranych punktach oraz przekrojach wtryskiwacza i przewodu wtryskowego. Przedstawiono zjawiska zachodzące w wybranych przekrojach wtryskiwacza. Wskazano także przekroje istotne dla charakterystyki użytecznej wtryskiwacza.

Słowa kluczowe: wtryskiwacz, badania symulacyjne, gaz ziemny, CFD

1. Introduction

Both LPG and CNG are popular alternative fuels used in SI engines. This fact results from the price difference between these fuels and gasoline. A fuel delivery system for such fuels requires the engine to be fitted with an additional system being a dependent one which is a copy of a classic fuel injection system. An engine fitted with such a system must meet ecological requirements identical as is in the case of an engine fitted with a regular fueling system (gasoline). To fulfill these requirements fuel dosage must be very accurate. As it was mentioned in [6] the element having a significant influence on the accuracy is the gas injector. It should both enable a proper repeatable fuel dosage and be characterized by a linear dependency of capacity in the opening time function.

In order to obtain a design satisfying such assumptions it is essential to analyze the flow processes occurring inside the injector and having an impact on the characteristics of the mass flow in the injection time function. It is obtainable via Computational Fluid Dynamics (CFD). An effective use of such numerical techniques in examining gas injections is described in [2, 3, 5]. This method does not interfere in the construction of the examined object, therefore it does not affect the processes occurring inside the object [6, 1]. It also enables checking of the influence of the changes in

1. Wprowadzenie

Zarówno LPG, jak i CNG są popularnymi paliwami alternatywnymi stosowanymi do zasilania silników spalinowych. Wynika to przede wszystkim z mniejszych ich cen niż benzyny. W silnikach o zapłonie iskrowym zasilanie to wymaga wyposażenia silnika w dodatkowy układ kopiujący sterowanie wtrysku benzyny, będący układem zależnym. Tak wyposażony silnik musi spełniać wymagania ekologiczne identyczne jak silnik zasilany paliwem podstawowym (benzyną). Aby spełnić te wymagania konieczne jest precyzyjne dawkowanie paliwa. Jak opisano w pracy [6], elementem mającym istotny wpływ na tę precyzję jest wtryskiwacz gazu. Powinien on zapewnić powtarzalne podawanie określonej dawki paliwa, jak również charakteryzować się liniową zależnością wydatku w funkcji czasu otwarcia.

Aby otrzymać konstrukcję spełniającą takie założenia, konieczne jest poznanie zjawisk przepływowych, zachodzących wewnątrz konstrukcji wtryskiwacza i mających wpływ na charakterystykę masowego natężenia przepływu w funkcji czasu wtrysku. Możliwe jest to przy wykorzystaniu numerycznej mechaniki płynów (CFD). Efektywne wykorzystanie tego typu technik obliczeniowych do badania procesu wtrysku gazu zostało opisane w pracach [2, 3, 5]. Metoda ta nie ingeruje w budowę badanego obiektu, a zatem nie zaburza zjawisk w nim zachodzących [6, 1]. Umożliwia

the design on the injector operation without the necessity of building a prototype.

This paper is the continuity of the issue presented in [6] which illustrates the process of preparation of a CNG injector model. At this stage, flowing processes were analyzed. Moreover, during the calculation the element connecting the injector with the inlet manifold (injection pipe) was considered.

2. Injector model

The analyzed model is based on serial-production gas injector (Fig. 1) The distinctive feature of this design is the use of a flap valve lifted by an electromagnetic coil and closed by a spring (Fig. 2). The rubber element is attached to the top body of a valve which functions as a seal. The capacity regulation of the injector is realized through the change of an injection nozzle diameter [6].

The model, based on real geometry, was constructed in a CAD program. The next step was establishing the discretization and the initial and boundary conditions in a Star-CD program [4].



Fig. 1. Flap valve injector [5]

Rys. 1. Klapowy wtryskiwacz gazu [5]

Initial and boundary conditions were accepted from [6]:

- input pressure of the gas injector was adopted as the pressure time-course from the test stand research of mean value 200 kPa (Fig. 4, green line > 250 kPa);
- pressure in the inlet manifold was adopted as the pressure time-course from the test stand research of mean value 65 kPa (Fig. 4, blue line);
- gas temperature 303 K;
- adiabatic walls of the injector and the injection pipe (lack of heat exchange with the medium);
- gas flow density depends on the pressure and the temperature;
- in the injector methane was used as a medium. It is characterized by:
 - density in normal conditions 0.65687 kg/m^3
 - dynamic viscosity $1.119 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$
 - specific heat $2240.07 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$
 - heat conductivity $0.0348195 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
 - molecular weight 16 kg/kmol .

natomiast porównanie wpływu zmian konstrukcyjnych na pracę wtryskiwacza bez konieczności budowy kolejnych prototypów.

Niniejsza praca jest kontynuacją zagadnienia przedstawionego w artykule [6], w którym omówiono proces przygotowania modelu wtryskiwacza CNG. W tym etapie badań analizie poddano zjawiska przepływowe. Podczas obliczeń uwzględniono również element łączący wtryskiwacz z kolektorem dolotowym (przewód wtryskowy).

2. Model wtryskiwacza

Analizowany model wtryskiwacza oparto na seryjnym wtryskiwaczu gazu (rys.1). Cechą charakterystyczną tej konstrukcji jest zastosowanie zaworu klapowego podnoszonego przez cewkę elektromagnetyczną i zamykanego przez sprężynę (rys. 2). Do powierzchni zaworu przymocowany jest element gumowy stanowiący uszczelnienie. Regulacja wydatku wtryskiwacza realizowana jest przez zmianę średnicy dyszy wtryskowej [6].

Na podstawie rzeczywistej geometrii opracowano model w programie CAD. Następnie przeprowadzono dyskretyzację, założono warunki początkowe oraz brzegowe w programie Star-CD [4].

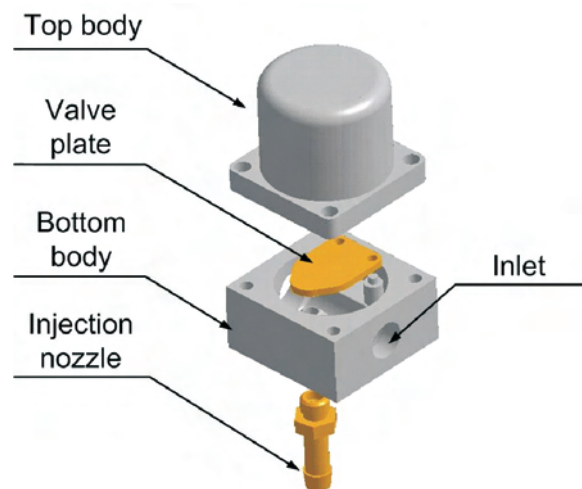


Fig. 2. Injector components [5]

Rys. 2. Elementy składowe wtryskiwacza [5]

Warunki początkowe oraz brzegowe modelu przyjęto z pracy [6]:

- ciśnienie zasilania gazem wtryskiwacza przyjęto jako przebieg ciśnienia z badań stanowiskowych o wartości średniej równej 200 kPa (na rys. 4 linia zielona > 250 kPa);
- ciśnienie w kolektorze dolotowym przyjęto jako przebieg ciśnienia z badań stanowiskowych o wartości średniej równej 65 kPa, (rys. 4, linia niebieska);
- temperatura gazu równa 303 K;
- adiabaticzne ścianki wtryskiwacza i przewodu wtryskowego (brak wymiany ciepła z czynnikiem);
- gęstość przepływającego gazu zależna jest od ciśnienia i temperatury;

The next step was the model calibration in the assumed conditions and as a result conformity of the simulation tests and test stand research was achieved. The calibration included the characteristics of the flap valve movement (Fig. 3), the opening and closing lag (Fig. 4) and the flow resistance through individual elements.

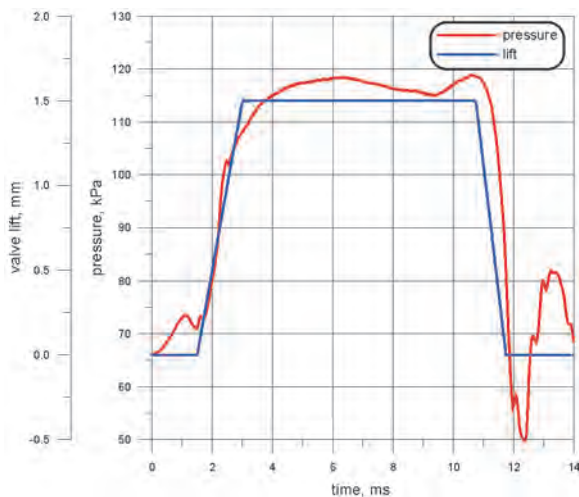


Fig. 3. Characteristics of the opening of the flap valve injector in comparison to the pressure in the inlet pipe [5]

Rys. 3. Charakterystyka otwarcia zaworu klapowego wtryskiwacza na tle ciśnienia w przewodzie wtryskowym [5]

3. The scope of research

Simulation tests concerned a single gas injection into the inlet manifold. The calculation period included one engine work cycle at the engine speed of 2800 rpm (cycle time was 42 ms) and the gas injection (control signal) started at TDC induction stroke and lasted for 9.1 ms (Fig. 4).

The pressure distribution and gas velocity were analyzed in selected points of the injector: gas inlet, space under the flap valve, injection nozzle, injection pipe (about 60 mm from the flap valve) and injection pipe in a connection point with the inlet manifold. Additionally, the pressure distribution and gas flow velocity were tested in two perpendicular planes: A-A, B-B (Fig. 5).

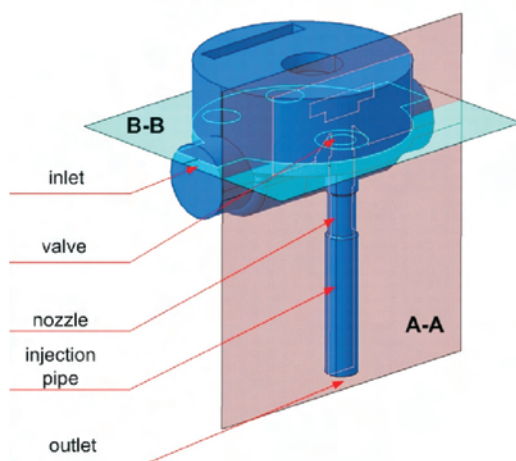


Fig. 5. Measuring points and analyzed planes

Rys. 5. Punkty pomiarowe oraz analizowane płaszczyzny przekroju

f) przez wtryskiwacz przepływa metan o właściwościach:

- gęstość w warunkach normalnych $0,65687 \text{ kg/m}^3$
- lepkość dynamiczna $1,119 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$
- ciepło właściwe $2240,07 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$
- przewodność cieplna $0,0348195 \text{ W/m}\cdot\text{K}$
- ciężar molekularny 16 kg/kmol .

Dla tak założonych warunków wykonano kalibrację modelu [6], uzyskując zgodność wyników badań symulacyjnych ze stanowiskowymi. Kalibracja obejmowała charakterystykę ruchu zaworu klapowego (rys. 3), czas opóźnienia i zamykania (rys. 4) oraz opory przepływu przez poszczególne elementy.

3. Zakres badań

Przeprowadzono badania symulacyjne jednego wtrysku gazu do kolektora dolotowego silnika. Okres obliczeń obejmował jeden pełny cykl pracy silnika przy prędkości obrotowej 2800 obr/min (czas trwania cyklu wynosił 42 ms), przy czym wtrysk gazu (sygnał sterujący) rozpoczynał się w GMP suwu dolotu i trwał 9,1 ms (rys. 4).

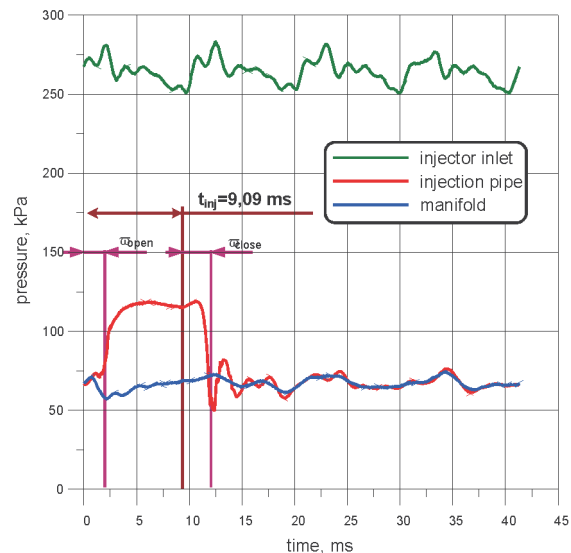


Fig. 4. Pressure course in selected points of the system – test bed research

Rys. 4. Przebiegi ciśnienia w charakterystycznych punktach układu – badania stanowiskowe

Analizie poddano przebiegi ciśnienia oraz prędkości gazu w wybranych punktach wtryskiwacza: wlot gazu, przestrzeń pod zaworem klapowym, dysza wtryskowa, przewód wtryskowy (około 60 mm od zaworu klapowego) oraz przewód wtryskowy w miejscu połączenia z kolektorem dolotowym silnika. Dodatkowo przeanalizowano rozkład ciśnienia i prędkości przepływu gazu w dwóch prostopadłych do siebie płaszczyznach przekroju: A-A, B-B (rys. 5).

4. Wyniki badań i analiza wyników

Na rysunkach 6a oraz 7a przedstawiono przebiegi ciśnienia oraz prędkości przepływu gazu w analizowanych punktach wtryskiwacza w funkcji czasu. Analizie poddano jeden pełny cykl pracy silnika. Sygnał wtrysku rozpoczynał się w 0 ms (linia fioletowa, rys. 6a) i trwał do 9,1 ms.

4. Test results and analysis

Fig. 6a and 7a illustrates the pressure and gas flow velocity at the analyzed points of the injector in a time line. The whole single cylinder cycle was considered. Injection control signal started at 0 ms (purple line, Fig. 6a) and lasted through 9.1 ms.

The pressure course measured at the pipe outlet (green line Fig. 6a) during its opening time is compatible with the experiment results [6]. The pressure increase in the selected points occurs together with a lag in comparison to the injector control signal (purple line, fig 6a) which is the opening injection lag of 1.5 ms in this case.

In order to analyze the injector opening process, a time range was narrowed from 1 ms to 3 ms (Fig. 6b and 7b).

When analyzing the gas flow velocity (Fig. 7b) one can notice a slight fuel leak from the gas pipe (orange line Fig. 7b) when the injector is still closed (from 1.0 through 1.5 ms) – the gas flow velocity at the pipe outlet reaches approx. 50 m/s. It results from a momentary difference of pressure in the inlet manifold and the gas pipe (pressure oscillation resulting from the cycle engine induction). It is also seen, but to a smaller degree, that at the test point in the gas pipe (green line Fig. 7b) where the gas flow is much slower – the velocity is 13 m/s.

At the point of real injection opening – at 1.5 ms, an almost simultaneous gas flow through the valve and the nozzle is observed. Velocity (Fig. 7) below the valve and in the injection nozzle is similar at 1.7 ms. After 0.3 ms from the start of the flow (1.8 ms) the gas flows to the end of the injection pipe.

After another 0.6 ms (2.4 ms from the start of the control signal) a stabilization of the gas flow through the system takes place (Fig. 6 and 7). It is seen through the pressure stabilization at selected test points as well as in the flow velocity. The gas flows with high velocity achieving 430 m/s at the nozzle, 300 m/s at the valve and 210 m/s at the test point in the gas pipe. Simultaneously, we notice that in the pipe the gas expands (pressure drop between the test point and the pipe outlet) and, what follows, is the gas acceleration which at the pipe outlet (inlet to the manifold) reaches 355 ms.

During a period from 6 ms through 10 ms, corresponding to the final stage of the stable injector opening one can notice a drop in the pressure and flow velocity inside the injector (blue line Fig. 6a and 7a). It is probably a result of the pressure drop at the injector inlet. It is an effect of too small a volume of the pipes supplying gas to the injector and the wave phenomena occurring in this pipe as a result of cyclic valve operation or both these processes at the same time.

Similarly as is in the case of the opening, the time lag of 2.0 ms is observed during the injector closing. The beginning of the flap movement starts at 1 ms from the turning off of the control signal, which is seen in the local minimum pressure below the valve (blue line, Fig. 6c). This lag results from the time needed to discharge the energy collected in the coil.

The following pressure increase at this point is an effect of the flap movement towards the valve. The maximum of these increase appears in the moment of the valve closing i.e. 1.7 ms past the moment of the switching off of the control signal.

Przebieg ciśnienia zmierzony na wyjściu z wtryskiwacza (linia zielona, rys. 6a) w okresie jego otwarcia jest zgodny z wynikami badań eksperymentalnych [6]. Wzrost ciśnienia w poszczególnych punktach pomiarowych następuje z pewnym opóźnieniem w stosunku do sygnału otwarcia wtryskiwacza (linia fioletowa, rys. 6a) co stanowi opóźnienie otwarcia wtryskiwacza wynoszące w tym przypadku około 1,5 ms.

W celu przeprowadzenia dokładnej analizy procesu otwierania wtryskiwacza zakres czasowy zawężono do przedziału od 1 ms do 3 ms (rys. 6b, 7b).

Analizując przebieg prędkości wypływu gazu (rys. 7b), można zauważyć zjawisko nieznacznego wypływu paliwa z przewodu gazowego (linia pomarańczowa, rys. 7b) przy jeszcze zamkniętym wtryskiwaczu (okres od 1,0 do 1,5 ms) – prędkość przepływu gazu na wylocie z przewodu osiąga około 50 m/s. Wynika to z chwilowej różnicy ciśnień w kolektorze dolotowym a przewodem gazowym (oscylacje ciśnienia wynikające z cyklicznego napełniania silnika). Widoczne jest to również, ale w znacznie mniejszym stopniu, w punkcie pomiarowym w przewodzie gazowym (linia zielona rys. 7b), gdzie ruch gazu jest dużo wolniejszy – prędkość wynosi około 13 m/s.

W chwili rzeczywistego otwarcia wtryskiwacza, czyli około 1,5 ms, można zauważyć niemal równoczesne rozpoczęcie przepływu gazu przez zawór i przez dyszę. Przebiegi prędkości (rys. 7) pod zaworem oraz w dyszy wtryskowej są bardzo podobne do siebie – około 1,7 ms. Po upływie 0,3 ms od rozpoczęcia przepływu (1,8 ms) gaz dociera do końca przewodu wtryskowego.

Po następnych 0,6 ms (2,4 ms od początku sygnału sterującego) następuje stabilizacja przepływu gazu przez układ (rys. 6 i 7). Widoczne jest to w stabilizacji zarówno ciśnień w poszczególnych punktach pomiarowych, jak i prędkości przepływu. Gaz w układzie przepływa z dużymi prędkościami uzyskując 430 m/s w dyszy, 300 m/s w zaworze oraz 210 m/s w punkcie pomiarowym w przewodzie gazowym. Jednocześnie można zauważyć, że w samym przewodzie następuje rozprężenie gazu (spadek ciśnienia między punktem pomiarowym a końcem przewodu), a przez to przyspieszenie gazu, które na końcu przewodu (wejściu do kolektora dolotowego) osiąga wartość 355 m/s.

W czasie od 6 do 10 ms, odpowiadającym końcowej fazie stabilnego otwarcia wtryskiwacza, widoczny jest spadek ciśnienia oraz prędkości przepływu wewnątrz wtryskiwacza (linia niebieska, rys. 6a i 7a). Wynika to ze spadku ciśnienia na wejściu do wtryskiwacza (rys. 6, linia zielona). Prawdopodobnie jest to efekt zbyt małej objętości przewodów doprowadzających gaz do wtryskiwacza lub zjawisk falowych występujących w tym przewodzie w wyniku cyklicznej pracy zaworu, bądź też obydwu zjawisk jednocześnie.

Podobnie jak w przypadku otwierania, również w trakcie zamykania wtryskiwacza zaobserwowano zwłokę czasową wynoszącą około 2,0 ms. Początek ruchu kłapy zaworu rozpoczyna się po około 1 ms od wyłączenia sygnału sterującego, co widoczne jest w minimum lokalnym ciśnienia pod zaworem (linia niebieska, rys. 6c). Zwłoka ta wynika z czasu potrzebnego do rozładowania energii zgromadzonej w cewce.

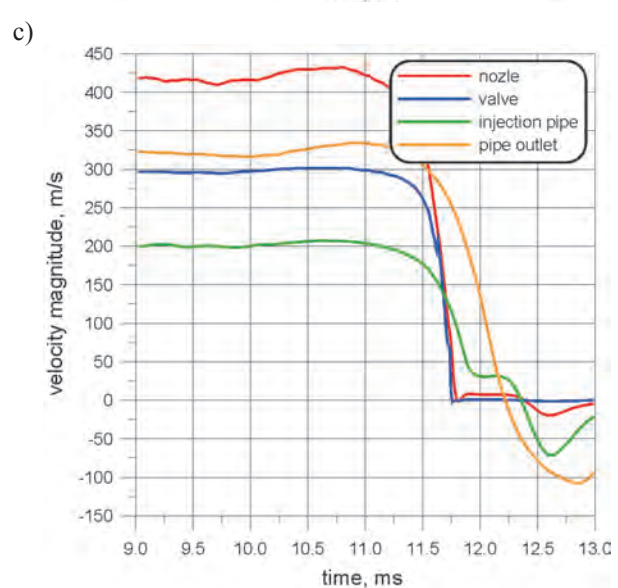
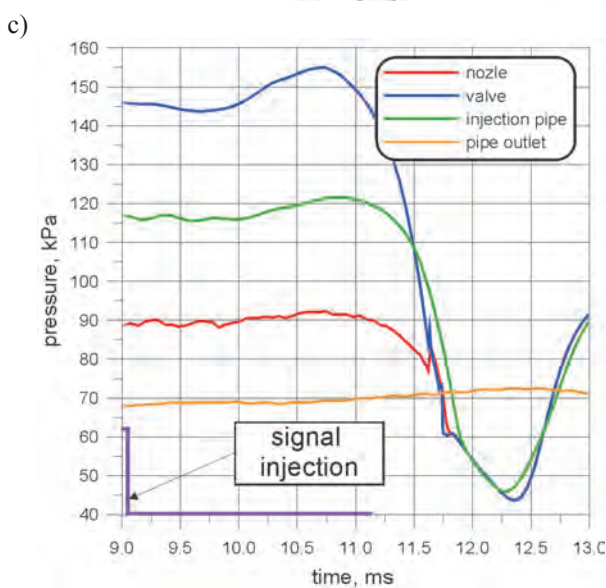
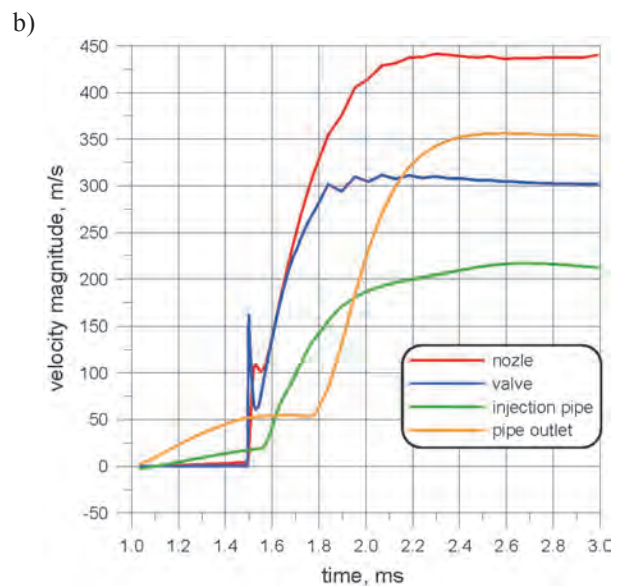
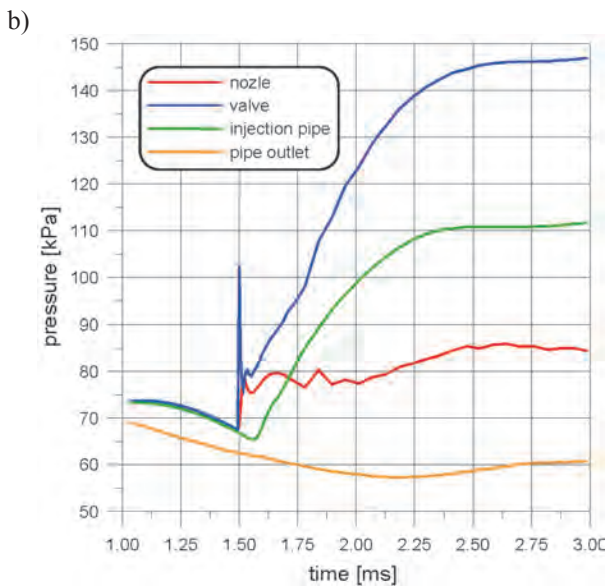
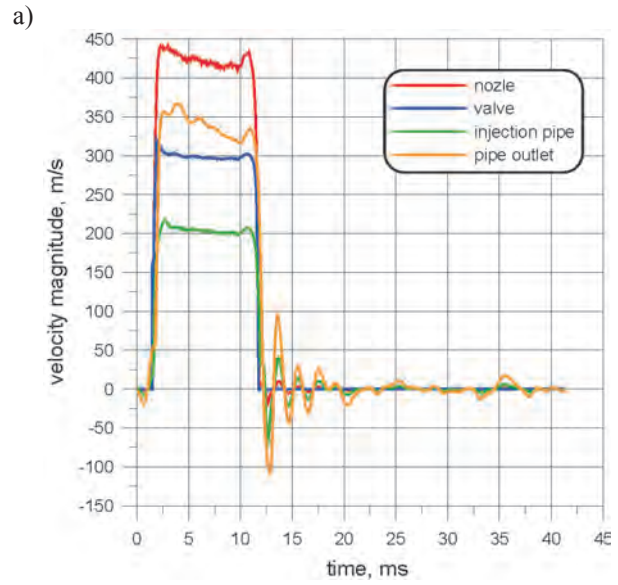
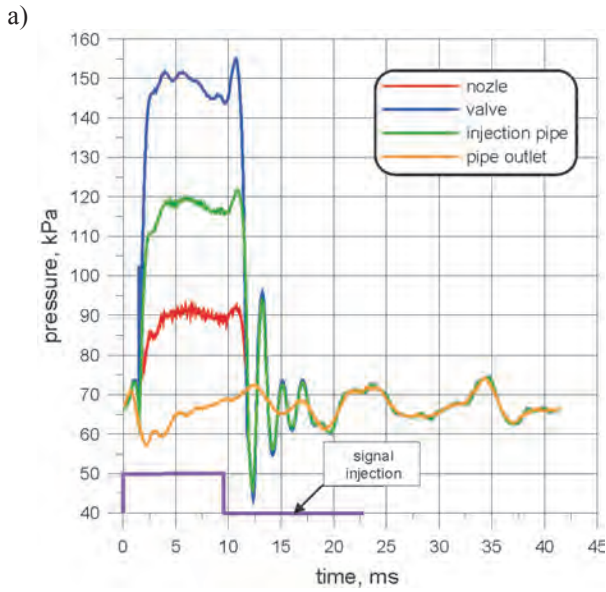


Fig. 6. Pressure course at test points

Rys. 6. Przebiegi ciśnienia w punktach pomiarowych

Fig. 7. Velocity at test points

Rys. 7. Przebiegi prędkości w punktach pomiarowych

A similar pressure increase was observed in the injection pipe (green line, Fig. 6c). The most probable reason for this increase is the pressure change effect in the valve (blue line, Fig. 6c), transferred by the nozzle (red line, Fig. 6c and 7c).

Analyzing the flow velocity during the opening and closing of the injector (Fig. 7b and 7c) it is clearly seen that the injection nozzle is the element determining the flow size. For both the opening and the closing of the valve the flow velocity in the nozzle (red line) is always the highest. This fact results from the design of the injector- the size of the ducts in the system: the valve, the volume below the valve and the nozzle.

For 0.5 ms after closing of the valve the gas flows from the injection pipe into the manifold. Because of the dynamic gas flow the end of the injection generates a pulsation in the injection pipe. It may be observed in the back flows (negative velocity outflow orange line, Fig. 7a) at the pipe outlet. In this case the pulsation includes three cycles of a decreasing amplitude. It significantly influences the pressure changes inside the injection pipe (Fig. 6a, green line, time 12–20).

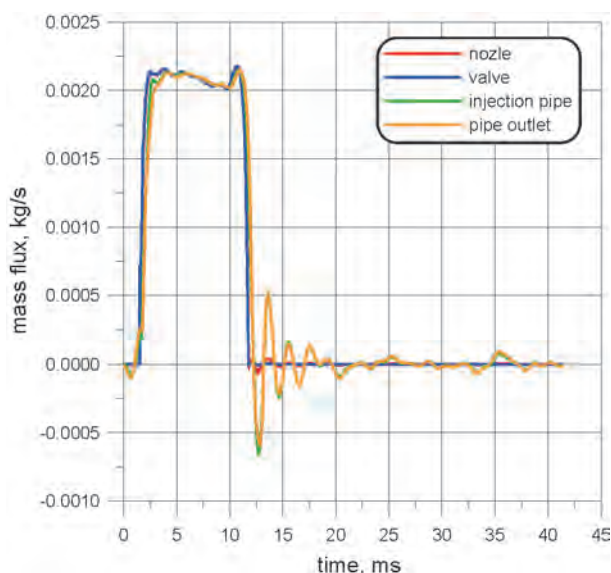


Fig. 8. Mass flow

Rys. 8. Masowe natężenie przepływu

The above-mentioned processes may appear in the case of mass flow rate (Fig. 8). The back flows are particularly visible here after closing of the injector damping for about 6 ms. The mean flow rate through this system is 2.1 g/s during full valve opening.

Figure 9 presents the pressure distribution and the flow velocity in the A-A injector cross-section. One can notice that during the opening an area of the maximum flow velocity moves from the valve (time 1.8 ms) towards the nozzle (time 2.0). Then, it stays there for the rest of the time of the opening of the valve. Therefore, the nozzle remains the main element determining the flow.

At the beginning of the injection the pressure is the same in the whole injector. After opening it drops locally in the

Następujący potem wzrost ciśnienia w tym punkcie jest wynikiem ruchu kłapy wtryskiwacza w kierunku zaworu. Maksimum tego wzrostu występuje w chwili zamknięcia zaworu, czyli po około 1,7 ms od chwili wyłączenia sygnału sterującego.

Zaobserwowano także podobny wzrost ciśnienia w przewodzie wtryskowym (linia zielona, rys. 6c). Prawdopodobną przyczyną tego wzrostu jest oddziaływanie zmian ciśnienia na zaworze (linia niebieska, rys. 6c), przenoszone przez dyszę (linia czerwona, rys. 6c i 7c).

Przy analizie prędkości przepływu podczas otwierania i zamykania wtryskiwacza (rysunki 7b i 7c) widoczne jest, że dysza wtryskowa jest cały czas elementem determinującym wielkość przepływu. Zarówno przy otwieraniu, jak i zamykaniu zaworu prędkość gazu w dyszy (linia czerwona) jest zawsze największa. Zjawisko to wynika z konstrukcji wtryskiwacza – przekroje i objętości kanałów w układzie: zawór, objętość pod zaworem i dysza.

Przez około 0,5 ms po zamknięciu zaworu występuje wypływ gazu z przewodu wtryskowego do kolektora dolotowego. Ze względu na zjawiska dynamiczne przepływu gazu, zakończenie wtrysku generuje w przewodzie wtryskowym pulsację. Widoczne jest to w przepływach zwrotnych (ujemna prędkość wypływu – linia pomarańczowa, rys. 7a) na wyjściu z przewodu. W badanym przypadku pulsacja obejmuje trzy cykle o zmniejszającej się amplitudzie. Wpływa to w znaczny sposób na zmiany ciśnienia wewnątrz przewodu wtryskowego (rys. 6a, linia zielona, czas 12–20 ms).

Wyżej wymienione zjawiska można zauważyć także na masowym natężeniu przepływu (rys. 8). Szczególnie widoczne są tu przepływy zwrotne po zamknięciu wtryskiwacza gasnące przez około 6 ms. Średni strumień przepływu przez ten układ w okresie pełnego otwarcia wtryskiwacza wynosi około $2,1 \cdot 10^{-3}$ kg/s.

Na rysunku 8 przedstawiono rozkłady ciśnienia i prędkości przepływu w przekroju A-A wtryskiwacza. Można zauważyć, że podczas procesu otwierania obszar maksymalnej prędkości przepływu przemieszcza się od zaworu (czas 1,8 ms) do dyszy (czas 2,0 ms). Następnie utrzymuje się w niej przez cały pozostały czas otwarcia zaworu. Dysza stanowi zatem główny element determinujący natężenie przepływu.

Na początku wtrysku ciśnienie w całej objętości wtryskiwacza jest jednakowe. Po otwarciu zaworu spada ono jedynie lokalnie w obszarze samego zaworu. Po czasie 0,3 ms od początku ruchu zaworu (czas 1,8 ms) ciśnienie bezpośrednio pod zaworem spada o prawie 0,1 MPa powodując, że prędkość przepływu gazu w tym obszarze zwiększa się do ponad 270 m/s. Tworzy się tutaj strumień przepływu o średnicy znacznie mniejszej niż średnica przewodu pod zaworem, widoczny na rysunku w postaci „łezki” lokalnego zwiększenia prędkości przepływu. Maksymalna prędkość w tym rejonie dochodzi do 370 m/s. W miarę otwierania zaworu przekrój strumienia zwiększa się, obejmując cały kanał pod zaworem, co powoduje spadek prędkości przepływu do poziomu około 280 m/s w czasie 2,4 ms od początku sygnału sterującego. Przepływ w tym rejonie ustala się stosunkowo

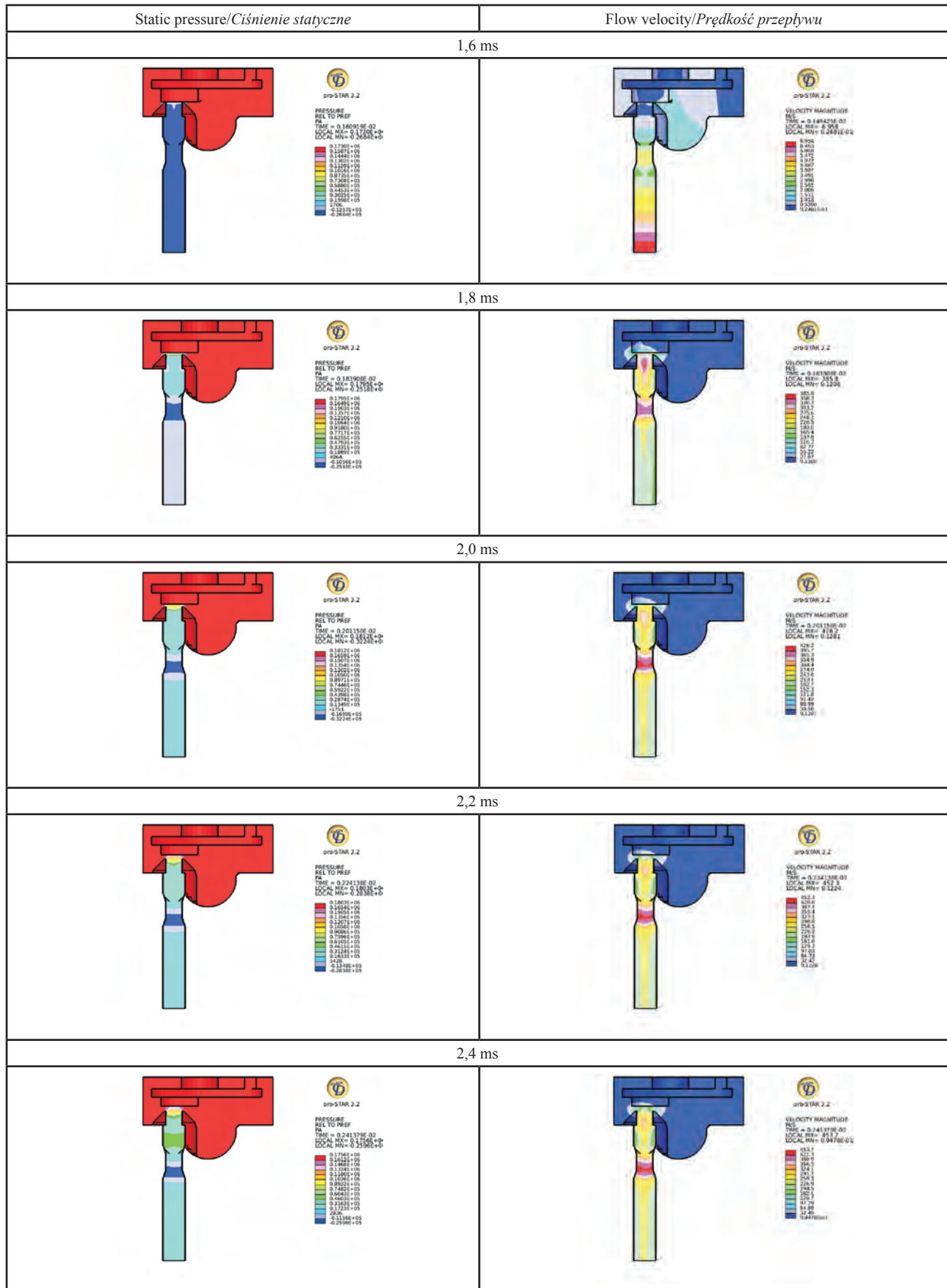


Fig. 9. Static pressure and flow velocity distribution
 Rys. 9. Rozkład ciśnienia statycznego oraz prędkości przepływu

area of the valve. After 0.3 ms from the valve movement (time 1.8 ms) the pressure drops by approx. 0.1 MPa directly below the valve causing gas acceleration to about 270 m/s in this area. A flow stream forms here with the diameter smaller than the pipe diameter below the valve, which is seen in the picture in the form of “a tear” of the local increase of the flow velocity. The maximum velocity reaches 370 m/s in this area. The flow area spreads as the valve opens, including the whole duct below the valve, which causes the flow velocity to drop to 280 m/s in the time of 2.4 ms from the onset of the control signal. The flow in this area stabilizes relatively fast because after 0.5 ms (time 2.0 ms) both the pressure and the velocity flow are stable. It means that the flow stabilizes in this time in the whole injector.

It is also seen that 0.3 ms after the valve opening (1.8 ms) de Laval nozzle occurs – in the nozzle area the pressure is lower than in the surrounding points. The pressure drops even below atmospheric pressure. The highest velocity flow occurs here of 426 m/s in the case of a steady flow. This velocity equals the velocity of sound.

Analyzing the distribution of the flow velocity and pressure in the injector cross section (Fig. 10 and 11) one can notice that the gas flows mainly in the area between the gas inlet and the valve surrounding. A significant velocity flow of 22–25 m/s occurs at the inlet of the injector, which changes within the valve from 17 to 40 m/s. As a consequence of the axial movement of the valve relative to the axis of the gas inlet a characteristic whirl forms. The gas flow is not homogenous because the highest velocity and the lowest

szybko, gdyż już po około 0,5 ms (czas 2,0 ms) zarówno ciśnienie, jak i prędkość przepływu są stabilne. Oznacza to, że w tym czasie następuje ustabilizowanie przepływu w całym wtryskiwaczu.

Można także zauważyć, że 0,3 ms po otwarciu zaworu (1,8 ms) pojawia się zjawisko dyszy de Lawala – w obrębie dyszy występuje niższe ciśnienie niż w otaczających je punktach. Ciśnienie to spada nawet poniżej ciśnienia otoczenia. Występuje tu największa prędkość przepływu w całym układzie wynosząca do 426 m/s w przypadku stanu ustalonego przepływu. Prędkość ta jest równa prędkości dźwięku.

Analizując rozkład ciśnienia i prędkości przepływu w przekroju poprzecznym wtryskiwacza (rys. 10 i 11), można zauważyć, że gaz przepływa głównie w obszarze pomiędzy wlotem gazu a otoczeniem zaworu. Na wlocie do wtryskiwacza występuje znaczna prędkość przepływu gazu wynosząca około 22–25 m/s, która następnie zmienia się w obrębie zaworu od około 17 do 40 m/s. W wyniku przesunięcia osiowego zaworu względem osi dolotu gazu tworzy się charakterystyczny wir. Nie jest on jednorodny, gdyż największa prędkość i najniższe ciśnienie występuje najbliżej osi otworu zasilającego (punkt A). Najwyższe ciśnienie i najmniejsza prędkość występuje w punkcie B. Należy jednak zaznaczyć, że różnice ciśnień wewnątrz wtryskiwacza są nieznaczne i nie przekraczają 2 kPa.

Zaobserwowano również kilka stref „martwych”, gdzie występuje najwyższe ciśnienie oraz prawie zerowa prędkość przepływu. Obszary te nie są jednak w pobliżu zaworu, zatem nie wpływają na przebieg procesu wtrysku.

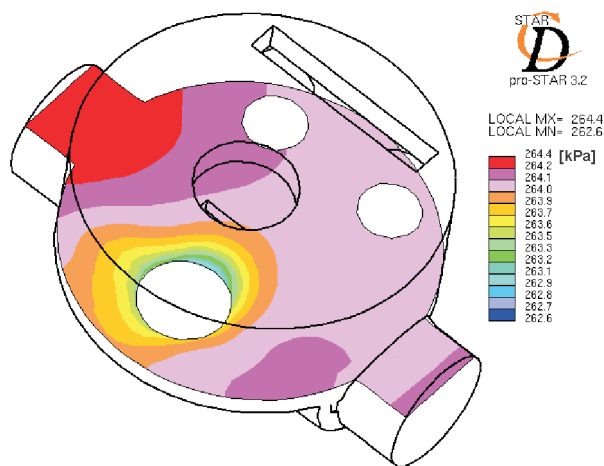


Fig. 10. Pressure distribution in the cross section of injector

Rys. 10. Rozkład ciśnienia w przekroju poprzecznym wtryskiwacza

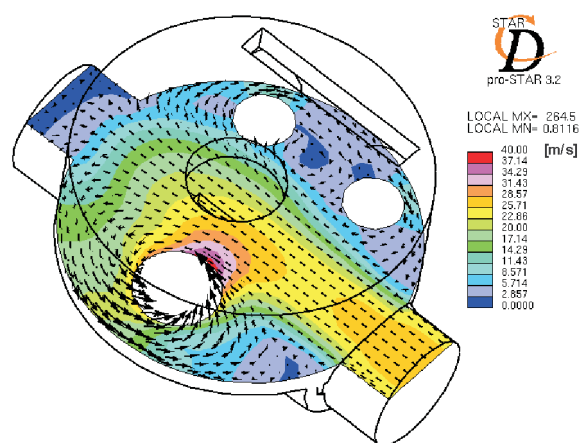


Fig. 11. Velocity in the cross section of injector

Rys. 11. Rozkład prędkości w przekroju wtryskiwacza

pressure occur near the axis of the inlet hole (point A). The highest pressure and the lowest velocity appears in point B. It is necessary to mention that the differences in the pressure inside the injector are miniscule and do not exceed 2 kPa.

Moreover, some „dead” zones may be observed where the highest pressure occurs and the flow velocity equals almost zero. However, these areas are not close to the valve, hence no influence on the injection process takes place.

5. Podsumowanie

Przeprowadzone badania symulacyjne przy zastosowaniu metody obliczeniowej CFD umożliwiają analizę zjawisk zachodzących wewnątrz wtryskiwacza gazu zarówno w stanach ustalonych, jak i podczas jego otwierania i zamykania. Pozwala to na określenie istotnych dla konstrukcji obszarów wtryskiwacza oraz wskazanie przyczyn zaobserwowanych zjawisk.

5. Summary

The simulation tests using the CFD method enable the analysis of processes occurring inside a gas injector both in steady states and during its opening and closing. It allows to determine the areas of the injector significant in terms of its design and to point the reasons for the observed processes.

The areas essential for the usable parameters of the injector are: the area below the flap valve and the injection nozzle. The first area determines the flow at smaller flow velocity (variable conditions) and the second one at higher velocity (steady conditions).

The results of this analysis leads to a conclusion that the space above the flap valve inside the injector is properly designed. It is proved by a slight pressure drop between the gas inlet and the area surrounding the valve injector and a fast flow stabilization after the opening of the injector.

The maximum flow velocity inside the nozzle means that the capacity is regulated only by the change of the nozzle diameter and this cross-section determines the characteristics of the capacity.

The application of the injection pipe causes a delay in the initiation of the gas flow into the inlet manifold relative to the beginning of the injector opening and extension of the outflow period.

Przekrojami istotnymi dla parametrów użytecznych wtryskiwacza są: przekrój pod zaworem klapowym oraz przekrój dyszy wtryskowej. Pierwszy determinuje przepływ przy mniejszych prędkościach przepływu, czyli w stanach nieustalonych, natomiast drugi przy większych, czyli w stanach ustalonych.

Analiza wyników wykazała, że przestrzeń nad zaworem klapowym wewnątrz wtryskiwacza jest odpowiednio zaprojektowana. Świadczy o tym nieznaczny spadek ciśnienia pomiędzy wlotem gazu a obszarem wokół zaworu wtryskiwacza oraz szybkie ustabilizowanie przepływu po otwarciu wtryskiwacza.

Występowanie maksymalnej prędkości wewnątrz dyszy wtryskowej oznacza, że regulacja wydatku wtryskiwacza odbywa się jedynie przez zmianę średnicy dyszy wtryskowej, a przekrój dyszy determinuje nachylenie charakterystyki wydatku wtryskiwacza.

Zastosowanie przewodu wtryskowego wiąże się z występowaniem opóźnienia początku wypływu gazu do kolektora dolotowego względem początku otwarcia wtryskiwacza oraz wydłużeniem okresu wypływania.

Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Boyan X., Furuyama M.: Jet characteristics of CNG injector with MPI system, JSAE Review 19 (1998).
- [2] Hountalas D.T., Kouremenos A.D.: Development of fast and simple simulation model for the fuel injection system of diesel engines, *Advansedin Engineering Software*, vol. 26, No. I, pp. 13–28, 1998.
- [3] Hu Q., Wu S.F., Stottler S., Raghupathi R.: Modelling of dynamic responses of an automotive fuel rail system, part I: injector, *Journal of Sound and Vibration* (2001) 245(5).
- [4] STAR-CD Manuals (2004) Ver.3.24 Computational Dynamics Ltd.
- [5] Wendeker M., Jakliński P., Czarnigowski J., Rola M., Grabowski Ł., Pietrykowski K.: CFD model of fuel rail for LPG systems, SAE Technical Paper 2007-01-2053 (2007).
- [6] Wendeker M., Jakliński P., Grabowski Ł., Pietrykowski K., Czarnigowski J., Hunicz J.: Model klapowego wtryskiwacza gazu CNG do silników spalinowych”, *Silniki Spalinowe* 4/2007.

Mr. Piotr Jakliński, DEng. – doctor in the Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aircraft Propulsion, Lublin University of Technology.

Dr inż. Piotr Jakliński – adiunkt w Katedrze Termodynamiki, Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych Politechniki Lubelskiej.

e-mail: p.jaklinski@pollub.pl



Mr. Konrad Pietrykowski, MEng. – PhD student in the Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aircraft Propulsion, Lublin University of Technology.

Mgr inż. Konrad Pietrykowski – doktorant w Katedrze Termodynamiki, Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych Politechniki Lubelskiej.

e-mail: k.pietrykowski@pollub.pl



Mr. Jacek Czarnigowski, DEng. – doctor in the Department of Machine Design, Lublin University of Technology.

Dr inż. Jacek Czarnigowski – adiunkt w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Lubelskiej.

e-mail: j.czarnigowski@pollub.pl



Prof. Mirosław Wendeker, DSc., DEng. – Professor, Head of Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aircraft Propulsion, Lublin University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – kierownik Katedry Termodynamiki, Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych Politechniki Lubelskiej.

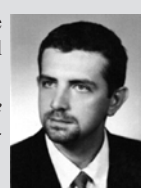
e-mail: m.wendeker@pollub.pl



Mr. Łukasz Grabowski, MEng. – PhD student in the Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aircraft Propulsion, Lublin University of Technology.

Mgr inż. Łukasz Grabowski – doktorant w Katedrze Termodynamiki, Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych Politechniki Lubelskiej.

e-mail: grabowski@pollub.pl



Hybrid electric vehicle drives fitted with combustion engines

Two generic types of hybrid drive fitted with Internal Combustion Engines (ICE) have been considered. The first type is a serial one. The second type is a parallel drive system represented by two subtypes: a compact hybrid drive with two degrees of freedom planetary transmission and a split-sectional drive.

Based on example hybrid drives for city buses, a computer simulation is an appropriate method as a design tool. Special stress has been put on the compact hybrid drive with a planetary transmission, which seems to be the most advantageous. A serial hybrid drive has also been discussed in detail because currently this solution is the most common one applied in contemporary hybrid buses.

Key words: hybrid electric vehicle, combustion engines, computer simulation

Projektowanie napędów hybrydowych pojazdów z silnikiem spalinowym

W artykule zanalizowano podstawowe typy napędów hybrydowych z silnikami spalinowymi: szeregowy oraz równoległy, reprezentowany przez układ z przekładnią planetarną o dwóch stopniach swobody.

Analizę przeprowadzono na przykładzie napędu autobusu miejskiego. Symulację komputerową wybrano jako najlepszą metodę projektowania. Szczególną uwagę zwrócono na napęd z przekładnią planetarną, ponieważ takie rozwiązanie wydaje się najbardziej efektywne energetycznie. Omówiono również napęd szeregowy, gdyż jest on stosowany w istniejących autobusach miejskich.

Słowa kluczowe: napęd hybrydowy, silnik spalinowy, symulacja komputerowa

1. Method and objectives

The block diagram of the schematics of computer analysis – simulation test is shown in Fig. 1.

Power $N(t)$ and velocity $V(t)$ taken from a driving cycle on the vehicle wheel are the input vector $\mathbf{u}(t)$

$$\mathbf{u}(t) = \begin{bmatrix} N(t) \\ V(t) \end{bmatrix}$$

Model equations depicting drive components determine the output vector $\mathbf{x}(t)$

1. Metoda i cele

Rysunek 1 przedstawia schemat stanowiący podstawę symulacji – analizy komputerowej.

Wektorem wejściowym $\mathbf{u}(t)$ są zależności opisujące moc $N(t)$ oraz prędkości $V(t)$ na kole pojazdu, odpowiednio do realizowanego cyklu jazdy. Jako wektor wyjściowy $\mathbf{x}(t)$ stanowią zależności opisujące modele matematyczne komponentów napędu hybrydowego z uwzględnieniem ich funkcji sterowania odpowiednio do realizowanego cyklu jazdy (1, 2).

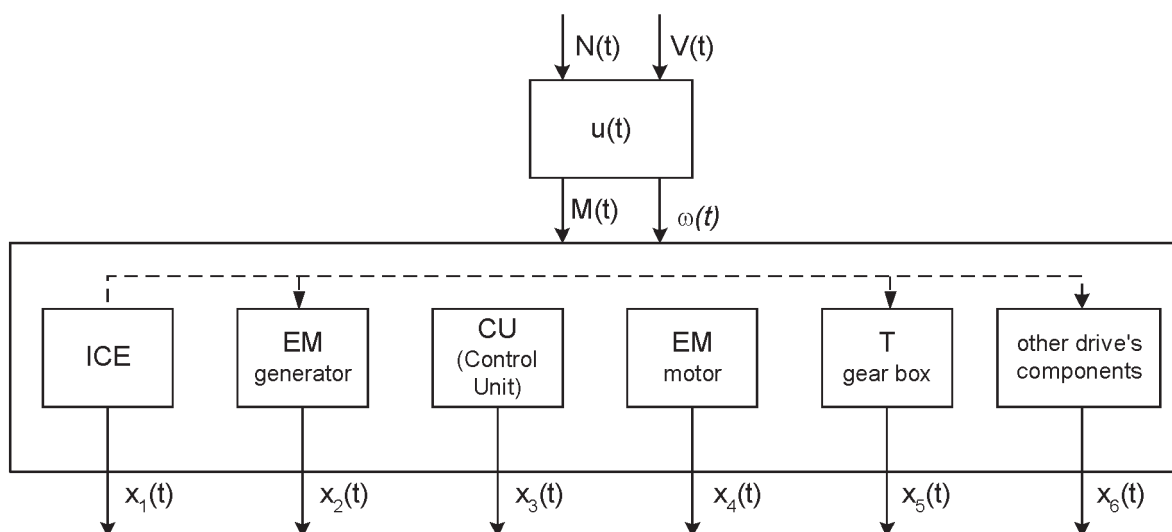


Fig. 1. The sketch of schematics of a hybrid drive used for a computer simulation (dashed lines show the possibility of different combination of drive configuration including serial and parallel)

Rys. 1. Schemat blokowy napędu hybrydowego wykorzystany do badań symulacyjnych (linie przerywane prezentują możliwość uzyskania różnych struktur hybrydowych łącznie z szeregową i równoległą)

$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{bmatrix} \quad (2)$$

where x_1, x_2, \dots, x_n are functions of time, such as flux, current, torque, angular velocity and other variables occurring in individual models.

What is described above requires a numerical solution. Gear's method has been used to solve different and nonlinear algebraic differential equations (see [3, 4]). In order to use the discrete variable method, it's necessary to integrate a group of equations described by a mixture of ordinary differential equations, nonlinear equations and linear equations.

Input data (input vector) are generated from a Warsaw Driving Cycle.

The map of selected diesel engines, electric machine models of AC induction and PM, Vector Field Oriented method for control of the motors, battery models for lead-acid, NiMH and Li-ion, models of planetary gear, a differential gear, and other reducers have been used in the simulation study.

The main objective of the simulation study is to compare performances of selected hybrid drive architectures. Dynamic modelling and simulation are very effective tools for designing hybrid drives.

The design process of a hybrid drive focuses on the following steps:

1. Selecting and adjusting the best drive architecture considering the following terms: minimum number of components, maximum efficiency, minimum fuel and electricity consumption connected with emission.
2. Working out the control strategy adjusted to the considered drive architecture.
3. Determining the parameters of a hybrid drive as follows:
 - fuel consumption ($\text{dm}^3/100 \text{ km}$)
 - ICE operating points located in its map regarding the analyzed driving cycle
 - battery BCL operating range according to a computed EMF and internal resistance
 - modifications of ICE torque, angular velocity and power
 - modifications of motor component's u_q, u_d and i_q, i_d
 - modifications of battery current, voltage, power and BCL
 - calculation of the maximum boundary value of the battery, Coulomb capacity ($\text{A}\cdot\text{h}$) exchange regarding the analyzed driving cycle
 - final assumption of the battery capacity and the nominal voltage of the battery pack
 - final adjustment of the mechanical transmission ratio.

The optimal adjustment of a hybrid electric drive fitted with an ICE is possible only by a computer simulation method. The target function is to minimize the powertrain internal losses. The quality factors are fuel consumption by ICE and final electricity consumption through battery charg-

gdzie x_1, x_2, \dots, x_n są funkcje czasu, takie jak strumień magnetyczny, prąd, moment obrotowy, prędkość kątowa i inne zmienne, zależnie od modeli matematycznych poszczególnych komponentów napędu.

Do obliczeń numerycznych zastosowano metodę Geara, w celu rozwiązania układów nieliniowych równań różniczkowych i algebraicznych.

Wektor wejściowy – dane wejściowe są generowane z przykładowego cyklu jazdy autobusu miejskiego – opracowanego Cyklu Warszawskiego.

Mapy i modele wybranych silników wysokoprężnych, elektrycznych, akumulatorów niklowo-wodorkowych, litowo-jonowych, przekładni planetarnej i innych zostały wykorzystane do badań symulacyjnych.

Głównym celem badań symulacyjnych jest porównanie osiągow (zużycia energii) zaprojektowanych metodą rozważanych napędów hybrydowych. Modelowanie dynamiczne i badania symulacyjne okazały się bardzo dobrym narzędziem projektowania struktur napędów hybrydowych.

Przyjęto następującą procedurę w procesie projektowania napędu hybrydowego:

- 1) wybór i właściwy dobór najlepszej struktury napędu przy uwzględnieniu warunków: minimalizacja liczby komponentów, maksymalizacja sprawności, minimalizacja zużycia paliwa i elektryczności, co związane jest ze zmniejszeniem emisji,
- 2) opracowanie odpowiedniej strategii sterowania dobranej do struktury napędu,
- 3) ustalenie następujących parametrów napędu hybrydowego:
 - zużycie paliwa na 100 km
 - wyznaczenie punktów pracy silnika odpowiednio do analizowanego cyklu jazdy
 - określenie zakresu zmian naładowania akumulatora SOC odpowiednio do wyznaczonej siły elektromotorycznej i rezystancji wewnętrznej
 - określenie zmian wartości momentu, prędkości kątowej i mocy silnika spalinowego
 - określenie zmian wartości składowych napięcia u_q i u_d prądu i_q, i_d silnika elektrycznego
 - określenie zmian wartości prądu napięcia, mocy i SOC akumulatorów
 - obliczenie ograniczeń dla akumulatorów odniesionych do ich pojemności kulombowskiej ($\text{A}\cdot\text{h}$) podczas realizowanego cyklu jazdy
 - wyznaczenie końcowe właściwej pojemności i nominalnego napięcia baterii akumulatorów
 - dobór końcowy przełożeń mechanicznych.

Wyznaczenie optymalnych wartości parametrów wymienionych wyżej w napędzie hybrydowym z silnikiem spalinowym jest możliwe tylko dzięki zastosowaniu metody komputerowej symulacji. Funkcją celu jest minimalizacja strat wewnętrznych napędu, zaś wskaźnikami jakości są zużycie paliwa przez silnik spalinowy i końcowe zużycie energii elektrycznej przy doładowywaniu baterii. Szczegółowe ograniczenia muszą być opisane. W artykule główny nacisk położono na modelowanie silnika spalinowego

ing. Detailed limitations have to be described. This paper is focused on ICE modelling respective to hybrid drive simulation requirements. Obviously, other component models of the powertrain are used, but not explained [1, 2]. The paper includes simulation tests for two most common hybrid drive systems. The results of those simulations are limited only to ICE fuel consumption and electricity consumption. In the last case the Battery Charge Level (BCL) has to obtain the same value in the beginning and at the end of the driving cycle. Simulated hybrid drives were properly adjusted to optimize its component parameters, which caused a minimum ICE fuel consumption and a battery charge balance during the assumed driving cycle.

2. Internal combustion engine modeling

The real modelling of ICE is very complex because the object is strongly nonlinear. For this reason, the approximation functions depicted by high stage of multinomial or by set of "spline" functions are practically useless for simulating the drive system consisting of few mechanical-electrical components. An original method (Hajduga, Szumanowski) of dynamic modelling of ICE has been proposed.

The background of ICE modelling is the experimental data as static engine torque characteristics shown in Fig. 2.

As is shown, every angle torque curve local maximum is replaced in the direction of higher angular velocity value. This makes these curves asymmetric. The best way is to approximate a torque characteristics by a square power multinomial. This is possible if special transformation function is used [2].

The angle ϕ_{te} is described as a function of local maximum torque value for a certain fixed constant α_{te} position, related to a maximum-maximorum torque value.

The approximation of the transformed engine torque by a square power multinomial is possible if the basic set of equations is used.

$$\phi_{te}(\alpha_{te}) = f\left(\frac{M_{\max}(\alpha_{te})}{M_{\max}(\alpha_{te\max})}\right), \quad \alpha_{te\max} = 90^\circ \quad (3)$$

The transformed torque of the engine is:

$$M_{te}'(\omega_{te}') = a(\alpha_{te})\omega_{te}'^2 + b(\alpha_{te})\omega_{te}' + c(\alpha_{te}) \quad (4)$$

where: $a(\alpha_{te})$, $b(\alpha_{te})$, $c(\alpha_{te})$ are coefficients of equation obtained by the approximation method, ω_{te}' is the transformed angular velocity of engine crankshaft.

$$\begin{aligned} a(\alpha_{te}) &= a_m \alpha_{te}^m + a_{m-1} \alpha_{te}^{m-1} + \dots + a_1 \alpha_{te} + a_0 \\ b(\alpha_{te}) &= b_n \alpha_{te}^n + b_{n-1} \alpha_{te}^{n-1} + \dots + b_1 \alpha_{te} + b_0 \\ c(\alpha_{te}) &= c_k \alpha_{te}^k + c_{k-1} \alpha_{te}^{k-1} + \dots + c_1 \alpha_{te} + c_0 \end{aligned} \quad (5)$$

The transformed equations after basic coordinates rotated into ϕ_{te} angle are as follows:

$$\begin{aligned} \omega_{te}'(\phi_{te}) &= \omega_{te} \cos \phi_{te} - M_{te} \sin \phi_{te} \\ \phi(\alpha_{te}) &= a_\alpha \alpha_{te}^m + b_\alpha \alpha_{te}^{m-1} + c_\alpha \alpha_{te}^{m-2} + \dots + d_\alpha \alpha_{te} + e_\alpha \end{aligned} \quad (6)$$

odpowiednio do wymagań stawianych przez badania symulacyjne i napęd hybrydowy. Oczywiście modelowanie innych komponentów napędu nie zostało wyjaśnione w tym artykule (patrz [1, 2]).

Artykuł przedstawia badania symulacyjne dla dwóch najbardziej popularnych rodzajów napędu hybrydowego. Prezentacja wyników tych badań została, z konieczności, ograniczona tylko do zużycia paliwa przez silnik spalinowy i elektryczności przez baterię. W tym ostatnim przypadku stopień naładowania baterii musi być utrzymany na końcu cyklu jazdy o takiej samej wartości jak na początku. Poddane badaniom symulacyjnym napędy hybrydowe były odpowiednio dobrane, a ich optymalne komponenty odpowiednio wyznaczone, aby otrzymać minimalne zużycie paliwa i równowagę naładowania baterii.

2. Modelowanie silnika spalinowego

Modelowanie silnika spalinowego jest bardzo skomplikowane ze względu na bardzo dużą nieliniowość obiektu. Z tego powodu aproksymacje wielomianami wyższych stopni lub zestawami funkcji „spline” są nieużyteczne w sytuacji wykonywania badań symulacyjnych układów zawierających wiele komponentów mechanicznych i elektrycznych. W zamian zastosowano oryginalną metodę (Hajduga, Szumanowski) dynamicznego modelowania silnika. Podstawą modelowania są wyniki badań eksperymentalnych i statyczna charakterystyka momentu (rys. 2).

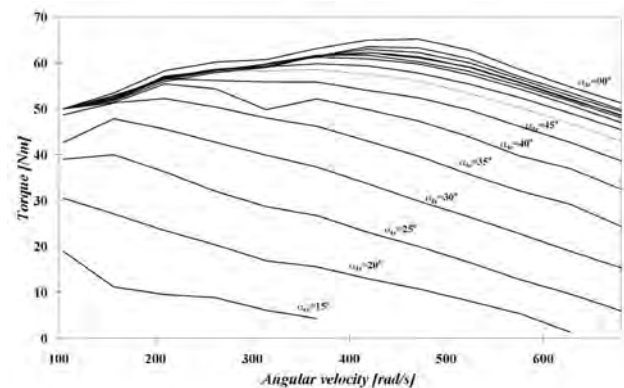


Fig. 2. The engine experimental torque characteristic (α_{te} is the "virtual throttle valve" position corresponding to injected volume of fuel)

Rys. 2. Eksperymentalna charakterystyka momentu silnika spalinowego (α_{te} jest „wirtualnym kątem otwarcia przepustnicy” odpowiadającym dawce dostarczanego paliwa)

Na rysunku 2 widać, że lokalne maksima krzywej momentu przesuwają się w kierunku większej prędkości obrotowej. Krzywe te są więc asymetryczne. Najlepszą metodą jest aproksymowanie charakterystyk momentu wielomianem kwadratowym. Jest to możliwe wtedy, gdy użyta jest specjalna funkcja transformująca [2].

Kąt ϕ_{te} jest opisany jako funkcja lokalnego maksimum momentu dla ustalonej wartości α_{te} , odniesionej do wartości maximum-maximorum momentu.

Metoda aproksymacji transformowanego momentu silnika przez wielomian kwadratowy jest możliwa wtedy, gdy użyty jest układ równań (3).

where: $a_{\alpha'}$, $b_{\alpha'}$, $c_{\alpha'}$, $d_{\alpha'}$, $e_{\alpha'}$ – coefficients necessary for determining $M_{te\max}(\alpha_{te})$ according to equation (3).

All coefficients of equations (5), (6) should be determined individually for individual type of engine.

After transformation from $\omega_{te}-M_{te}$ to $\omega_{te}'-M_{te}'$, it is necessary to turn back to real approximated torque curves in the following way:

the basic torque in an algebraic form is:

$$M_{te} = -\omega_{te}' \sin \varphi_{te} + M_{te}' \cos \varphi_{te} \quad (7)$$

where: ω_{te}' – the transformed value of angular velocity of engine shaft; M_{te}' – the transformed value of engine torque; φ_{te} – conversion angle determined by the real curve connecting the points of maximum real engine torque $M_{te\max}$ as the function of engine fuel valve open angle α_{te} .

The mathematical model of ICE can be described by the following set of equations:

$$\begin{cases} M_{te} = -c_{\omega} \omega_{te}' \sin \varphi_{te} + M_{te}' \cos \varphi_{te} \\ J \frac{d\omega_{te}}{dt} = M_{te} - M(t) \end{cases} \quad (8)$$

where: $M(t)$ – external load torque reduced to the engine shaft, $c_{\omega} = 1 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$ – calculated proportionality constant.

The approximated torque characteristics are shown in Fig. 2, and the mathematical model of engine using the presented method is shown in Fig. 3.

The maximum error of the mathematical model compared with the experimental data is less than 15% for all family of curves.

The presented methodology is very useful for complex drive powertrain and it can be preferred for hybrid drive modeling in the case of a simplified computer calculation. After modeling, it is possible to obtain a “map” of real ICE by simulation and lab bench-tests. The “map” can also be used for a simulation study of a hybrid drive. A diesel engine model is included because of its original approach based on the experimental data (Fig. 4).

The block named ENGINE MAP consists of the approximation module of the engine performance and generates the following set of equations:

$$\left. \begin{aligned} M_{te} &= f(G_e, n) \\ M_{te} &= p_e V_e / 4\pi \\ p_{et} &= f(G_e) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

The torque balance equation has the form:

$$J_e \frac{d\omega}{dt} = M_{te}(q, \omega) - M_l(t) \quad (10)$$

The block PUMP MAP approximates the fuel injection characteristic according to:

$$G_e = f(x_p, n) \quad (11)$$

where: n – engine speed [rpm], ω – engine angular velocity [rad/s], M_{te} – effective driving torque [N·m], J_e – reduced

Transformowany moment silnika opisany jest jako (4), gdzie: $a(\alpha_{te})$, $b(\alpha_{te})$, $c(\alpha_{te})$ – równanie (5) – są współczynnikami równania uzyskanego metodą aproksymacji, ω_{te}' jest transformowaną prędkością obrotową wału silnika.

Transformowane równania po obrocie układu współrzędnych o kąt φ_{te} mają postać równań (6), gdzie: $a_{\alpha'}$, $b_{\alpha'}$, $c_{\alpha'}$, $d_{\alpha'}$, $e_{\alpha'}$ – współczynniki niezbędne do wyznaczenia $M_{te\max}(\alpha_{te})$ według równania (3).

Wszystkie współczynniki równań (5), (6) powinny być wyznaczone osobno dla konkretnego typu silnika.

Po wykonaniu transformacji z $\omega_{te}-M_{te}$ do $\omega_{te}'-M_{te}'$, konieczny jest powrót do rzeczywistego momentu aproksymowanego w następujący sposób:

Moment wyrażony w formie algebraicznej określony jest jako (7),

gdzie: ω_{te}' – transformowana wartość prędkości obrotowej wału silnika, M_{te}' – transformowana wartość momentu silnika, φ_{te} – kąt konwersji wyznaczony przez rzeczywistą krzywą łączącą poszczególne punkty maksimum momentu silnika $M_{te\max}$ jako funkcji kąta otwarcia przepustnicy α_{te} .

Model matematyczny silnika spalinowego może być opisany równaniami (8),

gdzie: $M(t)$ – moment zewnętrzny zredukowany do wału silnika, $c_{\omega} = 1 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$ – współczynnik proporcjonalności.

Aproksymowane charakterystyki momentu pokazano na rys. 2, a model silnika wykorzystujący zaprezentowaną metodę na rys. 3.

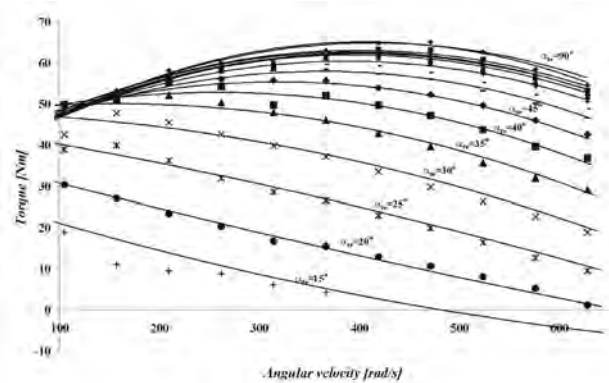


Fig. 3. The approximated engine torque characteristics
Rys. 3. Aproksymowane charakterystyki momentu silnika

Maksymalny błąd modelu w porównaniu do danych eksperymentalnych wynosi poniżej 15% dla wszystkich analizowanych krzywych. Zaprezentowana metoda może być wykorzystywana w modelowaniu skomplikowanych układów napędowych, szczególnie hybrydowych. W wyniku modelowania można uzyskać „mapy” rzeczywistego silnika, które mogą być używane w badaniach symulacyjnych napędów hybrydowych. Poniżej przedstawiono przykład modelowania silnika o ZS na podstawie danych eksperymentalnych (rys. 4).

moment of inertia of engine-generator set [kg·m²], G_{te} – delivery of fuel pump (fuel consumption per hour) [kg/h], x_p – fuel pump rack position, u – governor control lever position (acceleration & deceleration), q – portion of fuel [m³/injection], M_l – external load torque [N·m], P_{te} – effective pressure [MPa], V_{te} – volumetric engine factor [m³].

3. Serial hybrid drive

Figure 5 shows the momentary power flow in a point electrically connecting ICE-Generator unit with the battery. The Control of the serial hybrid drive is focused on a proper ICE-Generator momentary voltage generation, whose voltage should be equal to the battery voltage at all times.

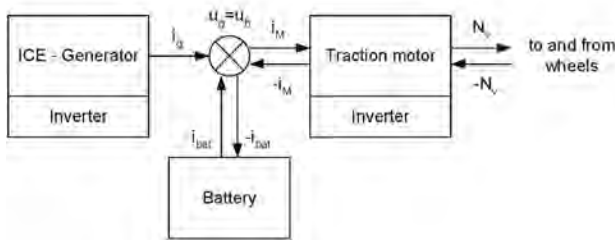


Fig. 5. Momentary power flowing through junction
Rys. 5. Chwilowy przepływ mocy w punkcie połączenia

where: i_g, u_g – current and voltage of the generator, i_b, u_b – current and voltage of the battery, i_M, u_M – input current and voltage of the motor, N_v – power proportional to the traction wheels power.

At any moment the power balance at the junction is described as follows:

$i_g - i_b = i_M \rightarrow$ when $n_g > n_v$ $i_g + i_b = i_M \rightarrow$ when $n_g < n_v$	vehicle acceleration, n _v , n _g : momentary power of vehicle and generator
$i_g - i_b = -i_M \rightarrow$ for $-n_v$	vehicle regenerative brake
$i_g - i_b = 0$ if $i_M = 0 \rightarrow$ for $n_v = 0$	active vehicle stop
$n_g = i_g u_g$	momentary generator power

The power of the generator can be expressed as follows:

$$n_g = i_g u_g = (e_g - i_g R_g) i_g \tag{12}$$

$$e_g = f(\psi, \omega_g) \cong c\psi\omega$$

Finally, $n_g = c\psi\omega_g i_g - i_g^2 R_g \rightarrow \omega_g = \frac{n_g + i_g^2 R_g}{c i_g \psi}$ (13)

where: e_g – momentary EMF value of the generator, c – proportionality factor, ψ – magnetic flux, ω_g – angular velocity of the generator, R_g – internal resistance of the generator.

The angular velocity ω_g of the generator is equal to that of ICE (directly connected by the shafts). The momentary electromagnetic torque of the generator (m_g = c₁i_gψ) is proportional to the torque of ICE (m_{ICE}) and m_g = m_{ICE} · η (η < 1

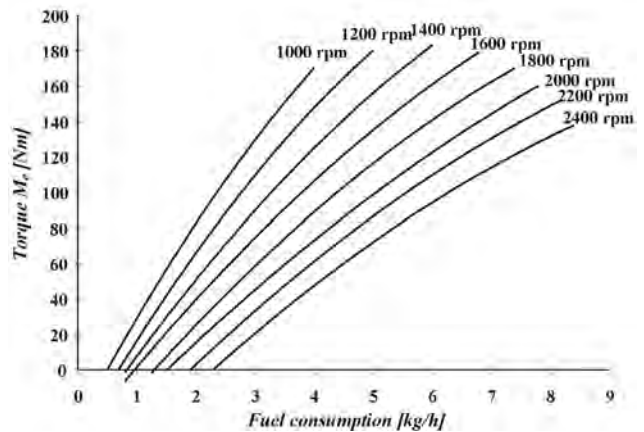


Fig. 4. The load function for the analyzed diesel engine

Rys. 4. Funkcja obciążenia dla prezentowanego silnika ZS

Blok nazwany ENGINE MAP zawiera moduł aproksymujący warunki pracy silnika według równań (9).

Równowaga dynamiczna momentów opisana jest zależnością (10).

Blok PUMP MAP aproksymuje charakterystykę wtrysku paliwa według (11),

gdzie: n – prędkość wału silnika [obr/min], ω – prędkość wału silnika [rad/s], M_{te} – moment efektywny [N·m], J_{te} – zredukowany moment bezwładności układu silnik-generator [kg·m²], G_{te} – zużycie paliwa na godz. [kg/h], x_p – pozycja pompy paliwa, q – dawka paliwa [m³/wtrysk], M_l – zewnętrzny moment obciążenia [N·m], P_{te} – ciśnienie efektywne [MPa], V_{te} – pojemność silnika [m³].

3. Szeregowy napęd hybrydowy

Rysunek 5 prezentuje chwilowy przepływ mocy w węzle połączenia zespołu silnik spalinowy– generator silnika trakcyjnego i baterii. Sterowanie szeregowego układu napędowego koncentruje się na właściwym generowaniu napięcia przez generator, które to napięcie równe jest napięciu baterii.

W każdej chwili równowaga mocy w punkcie sumowania opisana jest zależnościami:

$i_g - i_b = i_M \rightarrow$ when $n_g > n_v$ $i_g + i_b = i_M \rightarrow$ when $n_g < n_v$	przyspieszanie pojazdu, n _v , n _g : chwilowa moc pojazdu i generatora
$i_g - i_b = -i_M \rightarrow$ for $-n_v$	hamowanie odzyskowe pojazdu
$i_g - i_b = 0$ if $i_M = 0 \rightarrow$ for $n_v = 0$	postój aktywny
$n_g = i_g u_g$	chwilowa moc generatora

Moc generatora może być wyrażona jako (12), a ostatecznie jako (13),

gdzie: e_g – chwilowa SEM generatora, c – stała konstrukcyjna, ψ – strumień magnetyczny, ω_g – prędkość obrotowa generatora, R_g – rezystancja wewnętrzna generatora.

Prędkość obrotowa ω_g generatora jest równa prędkości silnika spalinowego (sztywne połączenie wałów). Chwilowy moment elektromagnetyczny generatora (m_g = c₁i_gψ) jest

because of the efficiency). So, the ICE momentary torque, power and angular velocity can be expressed as follows:

$$\begin{aligned} m_{ICE} &= f(i_g) = c_2 i_g \Psi, \\ \omega_{ICE} &= \omega_g = \frac{n_g + i_g^2 R_g}{c_4 i_g \Psi}, \end{aligned} \quad (14)$$

$$m_{ICE} \omega_{ICE} = n_{ICE}$$

If, $\Psi = \text{const} \rightarrow$ PM generator, $c_2 \Psi = c_3$, $c_4 \Psi = c_4$ and

$$\begin{aligned} n_{ICE} &= c_3 i_g \left(\frac{n_g + i_g^2 R_g}{c_4 i_g} \right) \rightarrow \\ n_{ICE} &= \frac{c_3}{c_4} (n_g - i_g^2 R_g) \end{aligned} \quad (15)$$

There are the following possibilities for ICE operation:

- $n_{ICE} = \text{const}$, in this case at any moment the control system should fulfill the condition: $n_g = i_g^2 R_g$,
- $\omega_g = \omega_{ICE} = \text{const}$ in this case at any moment the control system should fulfill the condition:

$$\frac{n_g}{c_4 i_g} + \frac{i_g^2 R_g}{c_4 i_g} = \text{const}, \quad (16)$$

- $m_{ICE} = \text{const}$, in this case at any moment the control system should fulfill the condition:

$$c_3 i_g = \text{const} \rightarrow i_g = \text{const}. \quad (17)$$

The assumption $\Psi = \text{const}$ can be realized when the PM generator is used. The efficiency of PM electric machines is the highest. For this reason, this type of generator is strongly recommended. The momentary values of induction motor can be worked out after similar analyses.

If the PM generator is used and the condition $\omega_g = \text{const}$ can be fulfilled, then the result of $e_g = \text{const}$ at any moment can be obtained. In the case of other control strategies of ICE – generator, the result is $e_g = \text{variable}$.

4. Serial hybrid drives simulation tests

Simulation tests were performed for three ICE control strategies: „constant ICE rpm speed”, „constant ICE torque” and „sloping rpm speed”. As a result of the simulation tests modifications of all electrical and mechanical parameters of the serial hybrid drive were determined. Below the most important parameters are presented:

- operating points of ICE during driving cycle
- modification of the Battery Charge Level BCL, important parameter giving the possibility to check the battery capacity, internal resistance and electromotive force EMF adjustment
- comparison of the fuel consumption with a balanced BCL of the battery.

The results confirm proper drive parameters and control strategies adjustment of a serial hybrid drive: operating points of ICE are placed in the area of the lowest specific fuel consumption, the modification of BCL is placed in the area

proporcjonalny do momentu silnika spalinowego (m_{ICE}) i $m_g = m_{ICE} \cdot \eta$ ($\eta < 1$ z uwzględnieniem sprawności). Zatem chwilowy moment, moc i prędkość obrotowa mogą być wyrażone jako (14, 15).

Występują następujące tryby pracy silnika spalinowego:

- $n_{ICE} = \text{const}$, w tym przypadku układ sterowania powinien realizować warunek: $n_g = i_g^2 R_g$,
- $\omega_g = \omega_{ICE} = \text{const}$, w tym przypadku układ sterowania powinien realizować warunek (16).
- $m_{ICE} = \text{const}$, w tym przypadku układ sterowania powinien realizować warunek (17).

Warunek $\Psi = \text{const}$ może być zrealizowany, gdy będzie zastosowany generator PM (generator z magnesami trwałymi). Maszyny PM mają największą sprawność i z tych powodów ten typ generatora jest szczególnie preferowany.

Jeżeli stosowany jest generator PM i może być zrealizowany warunek $\omega_g = \text{const}$, wówczas możliwe jest uzyskanie $e_g = \text{const}$. W przypadku zastosowania innych strategii sterowania silnika spalinowego i generatora, rezultatem jest $e_g = \text{variable}$.

4. Testy symulacyjne szeregowych napędów hybrydowych

Dla przyjętych parametrów pojazdu wykonano badania symulacyjne dla trzech strategii sterowania silnikiem spalinowym: „stała prędkość silnika”, „stały moment silnika” i „narastająca prędkość silnika”. W wyniku badań symulacyjnych uzyskano przebiegi w funkcji czasu wszystkich, głównych parametrów mechanicznych i elektrycznych szeregowego, hybrydowego układu napędowego. Poniżej przedstawiono najciekawsze, z punktu widzenia efektywności układu napędowego, wyniki, tj.:

- punkty pracy silnika spalinowego podczas realizacji cyklu jazdy
- przebieg stopnia naładowania baterii SOC, krytyczny parametr, pozwalający na ocenę prawidłowości doboru parametrów baterii (pojemność) i zakresu jej pracy (powiązanego ze zmianą rezystancji wewnętrznej i siły elektromotorycznej SEM)
- porównanie zużycia paliwa w warunkach zbilansowanego poziomu naładowania baterii na początku i na końcu cyklu jazdy.

Uzyskane wyniki świadczą o prawidłowości doboru parametrów i strategii sterowania szeregowym, hybrydowym układem napędowym: punkty pracy silnika spalinowego mieszczą się w obszarach minimalnego jednostkowego zużycia paliwa, stopień naładowania baterii SOC waha się w zakresach, w których rezystancja wewnętrzna jest niska, a głębokość rozładowania (mierzona jako ΔSOC) pozwala na zachowanie bezpiecznego zapasu energii dyspozycyjnej akumulatorów. W odniesieniu do napędu hybrydowego, według wyników badań symulacyjnych, uzyskano mniejsze w porównaniu z napędem klasycznym zużycie paliwa.

Vehicle data/Dane pojazdu		Battery/akumulator	Traction motor/silnik napędowy	
Mass/masa:	15000 kg	NiMH	Number of poles/liczba biegunów	p 24
Front area/pow. czołowa:	6.92 m ²	Nominal capacity/ nominalna pojemność: 144 A·h	PM flux/strumień indukcji magnetycznej silnika PM	0.05775 Wb
Drag coeff./ wsp. oporów powietrza:	0.55	Nominal voltage/ nominalne napięcie: 300 V	Coils inductance L/indukcyjność cewki	0.000076 H
Rolling friction coeff./ wsp. oporów toczenia:	0.01		Coils resistance R/oporność cewki	0.04 Ω
Tyre rolling radius/ promień dynamiczny koła:	0.51 m	ICE/silnik spalinowy	Max torque/maksymalny moment obrotowy	275 N·m
		Diesel 1180 ccm JDT	Max speed/maksymalna prędkość	8500 rpm
			Generator/prądnica	
			Number of poles/liczba biegunów	p 24
			PM flux/strumień indukcji magnetycznej silnika PM	0.10311 Wb
			Coils inductance L/indukcyjność cewki	0.000248 H
			Coils resistance R/oporność cewki	0.04 Ω

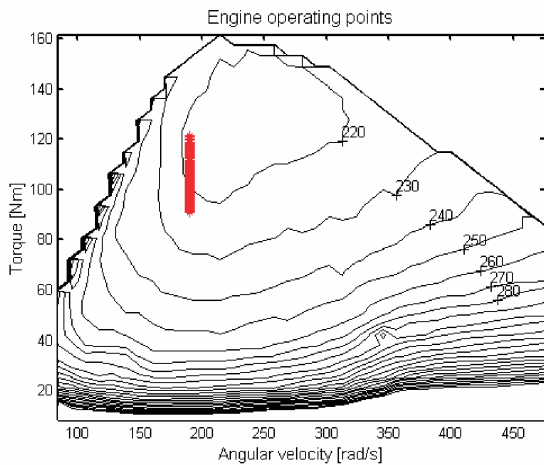


Fig. 6. Map of “constant speed” operating engine. The engine operates in the area of the lowest specific fuel consumption

Rys. 6. Mapa silnika spalinowego z punktami pracy podczas realizacji strategii „stała prędkość”. Punkty pracy silnika spalinowego mieszczą się w obszarze minimalnego jednostkowego zużycia paliwa

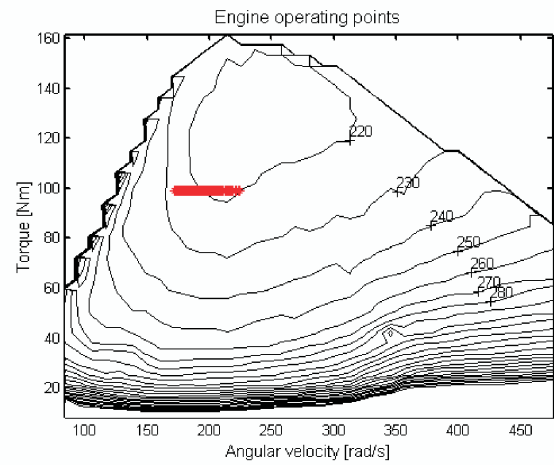


Fig. 8. Map of “constant torque” operating engine. The engine operates in the area of the lowest specific fuel consumption

Rys. 8. Mapa silnika spalinowego z punktami pracy podczas realizacji strategii „stały moment”. Punkty pracy silnika spalinowego mieszczą się w obszarze minimalnego jednostkowego zużycia paliwa

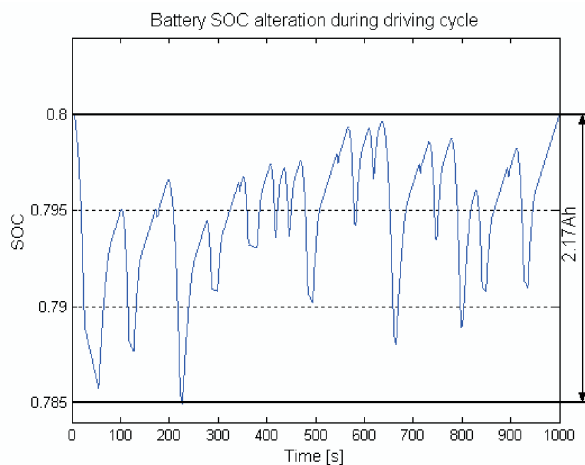


Fig. 7. Battery BCL modification during driving cycle for “constant speed” strategy. The battery operates in the area of low internal resistance and high efficiency. The battery is balanced (exactly the same initial and terminal BCL = 0.8) with good depth of discharge level (2.17 A·h)

Rys. 7. Stan naładowania baterii BCL podczas realizacji strategii „stała prędkość”. Bateria pracuje w obszarze niskiej rezystancji wewnętrznej, więc dużej sprawności. Bateria jest zbalansowana (ten sam poziom naładowania baterii BCL = 0,8 na początku i na końcu cyklu jazdy), przy dobrym poziomie głębokości rozładowania (2,17 A·h)

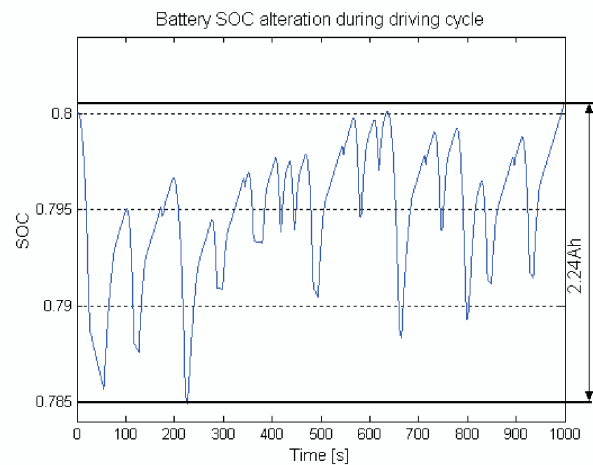


Fig. 9. Battery BCL alteration during driving cycle for “constant torque”. The battery operates in the area of low internal resistance and high efficiency. The battery is balanced (almost the same initial and terminal BCL = 0.8) with good depth of discharge level (2.24 A·h)

Rys. 9. Stan naładowania baterii BCL podczas realizacji strategii „stały moment”. Bateria pracuje w obszarze niskiej rezystancji wewnętrznej, więc dużej sprawności. Bateria jest zbalansowana (prawie ten sam poziom naładowania baterii BCL = 0,8 na początku i na końcu cyklu jazdy), przy dobrym poziomie głębokości rozładowania (2,24 A·h)

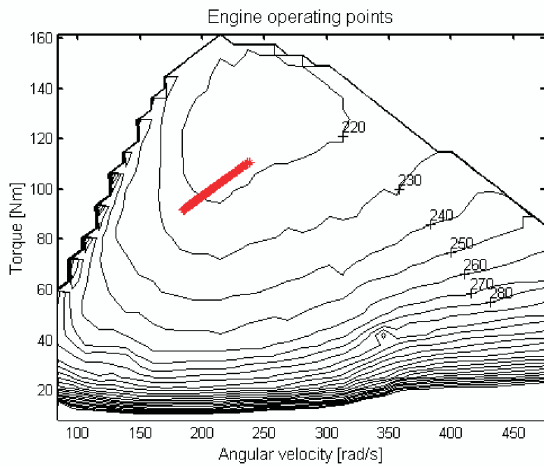


Fig. 10. Map of "sloping speed" operating engine. The engine operates in the area of the lowest specific fuel consumption

Rys. 10. Mapa silnika spalinowego z punktami pracy podczas realizacji strategii „narastająca prędkość”. Punkty pracy silnika spalinowego mieszczą się w obszarze minimalnego jednostkowego zużycia paliwa

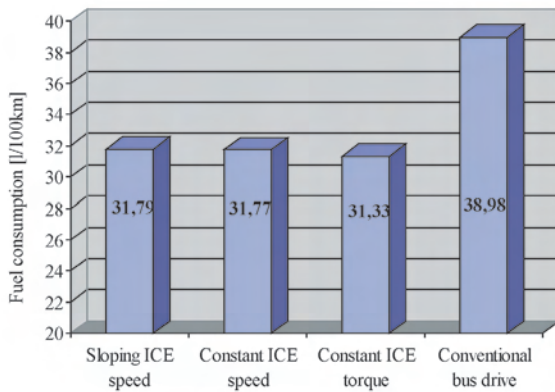


Fig. 12. Comparison of the fuel consumption (dm³/100 km) of three control strategies in serial hybrid bus drive and a conventional drive

Rys. 12. Porównanie zużycia paliwa (dm³/100 km) dla trzech strategii sterowania szeregowego napędu hybrydowego oraz klasycznego dla autobusu

of low internal resistance, and depth of discharge (calculated as ΔBCL) is limited. According to the obtained results, the fuel consumption in the case of serial hybrid drive is lower than in the case of a conventional drive.

5. Compact Hybrid Planetary Transmission Drive (CHPTD)

The layout scheme of CHPTD (patented by A. Szumanowski) showed in Fig. 13 and 14 presents the control network necessary for proper CHPTD operation.

This drive architecture is characterized by the following shaft connections: ICE via a mechanical reducer and a clutch-brake system is linked with

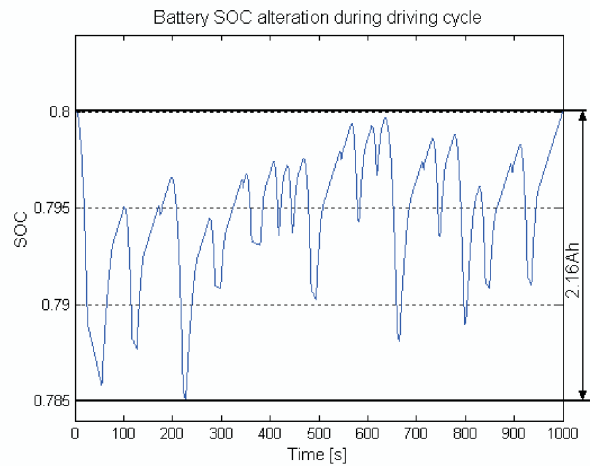


Fig. 11. Battery BCL alteration during driving cycle for "sloping speed".

The battery operates in the area of low internal resistance and high efficiency. The battery is balanced (exactly the same initial and terminal BCL = 0.8) with good depth of discharge level (2.16 A·h)

Rys. 11. Stan naładowania baterii BCL podczas realizacji strategii „narastająca prędkość”. Bateria pracuje w obszarze niskiej rezystancji wewnętrznej, więc dużej sprawności. Bateria jest zbalansowana (ten sam poziom naładowania baterii BCL = 0,8 na początku i na końcu cyklu jazdy), przy dobrym poziomie głębokości rozładowania (2,16 A·h)

5. Kompaktowy napęd hybrydowy z przekładnią planetarną (CHPTD)

Schemat blokowy napędu hybrydowego z przekładnią planetarną CHPTD (opatentowany przez A. Szumanowskiego) pokazano na rys. 13 i 14, łącznie z niezbędnymi sygnałami sterowania.

Struktura układu napędowego scharakteryzowana jest następującym połączeniem wałów: silnik spalinowy poprzez reduktor i system sprzęgło/hamulec połączony jest z kołem słonecznym przekładni planetarnej (koło 1 na rys. 15). Silnik elektryczny połączony jest z kołem koronowym (koło 2).

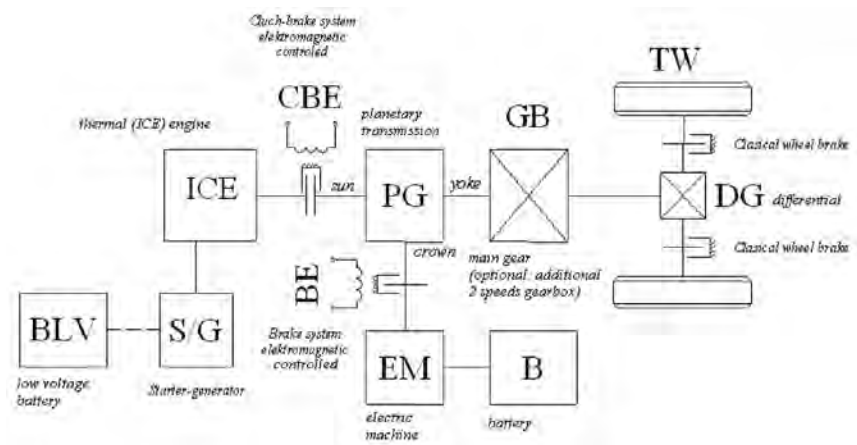


Fig. 13. Layout of compact hybrid drives with planetary transmission – block schematics

Rys. 13. Schemat blokowy napędu hybrydowego z przekładnią planetarną CHPTD. Tłumaczenie skrótów: ICE – silnik spalinowy, BLV – bateria rozruchowa, CBE – układ sprzęgło/hamulec, PG – przekładnia planetarna, EM – elektryczny silnik trakcyjny, B – bateria trakcyjna, GB – przekładnia, DG – mechanizm różnicowy, TW – koła jezdne

a planetary sun wheel (wheel 1 of Fig. 15). Electric machine is connected with the crown wheel (wheel 2). Planetary yoke wheel (wheel 3) transmits the sum (with positive or negative sign depending on the drive operating mode) of power generated by the engine and the motor through the main and differential gear set to the traction wheels.

This drive applied in the vehicle can operate in two modes during vehicle start (Fig. 16):

- hybrid acceleration
- pure electric acceleration

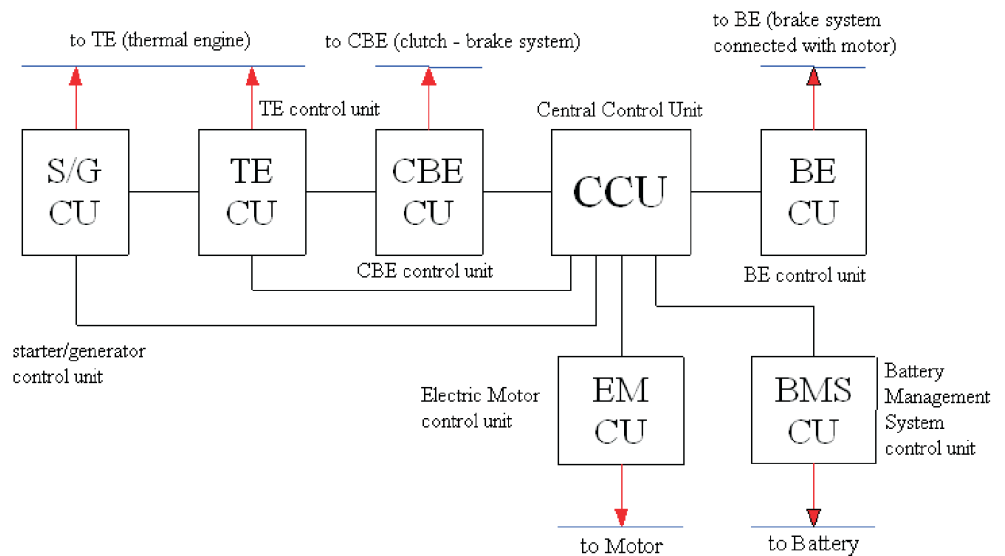


Fig. 14. Layout of compact hybrid drives with planetary transmission – control system block

Rys. 14. Schemat blokowy napędu hybrydowego z przekładnią planetarną – sygnały sterujące. Tłumaczenie skrótów: SGCU – sterownik starter/generatora, TECU – sterownik silnika spalinowego, CBE CU – sterownik sprzęgła/hamulca, CCU – sterownik centralny, EMCU – sterownik silnika elektrycznego, BMS CU – sterownik systemu kondycjonowania baterii

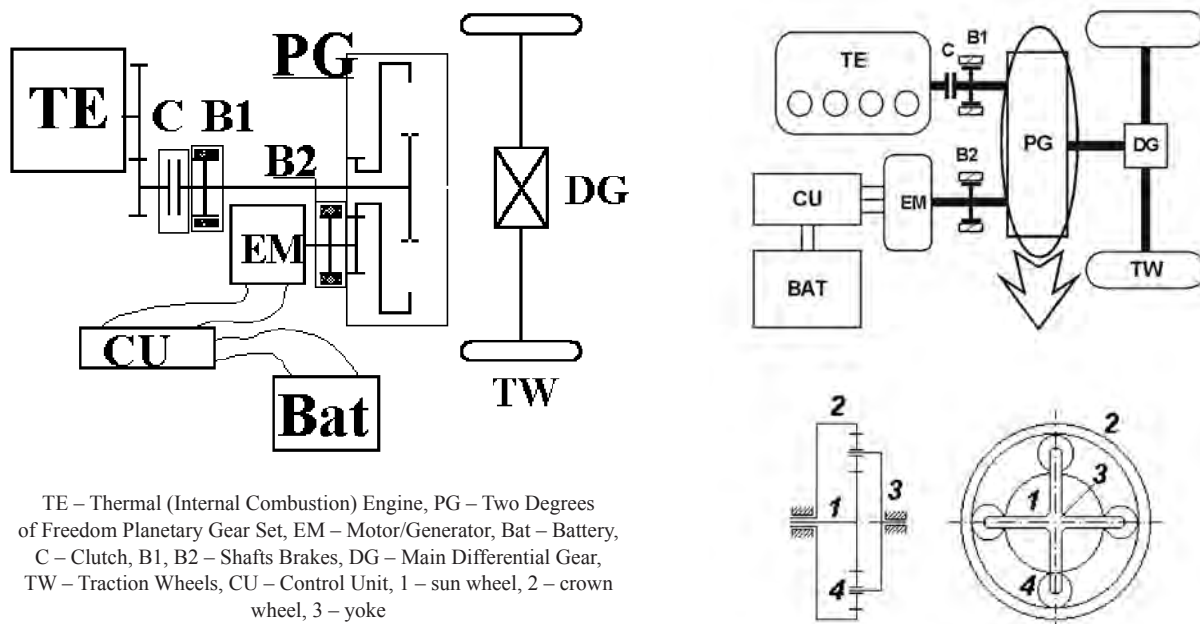


Fig. 15. CHPTD kinetic connections

Rys. 15. Schemat napędu hybrydowego z przekładnią planetarną. Tłumaczenie skrótów jak na rys. 13

6. Comparison of simulation results of the CHPTD with 500 V 36 A·h Li-ion battery and 500 V 80 A·h NiMH battery

The following comparison of the simulation results is about CHPTD with 500 V 36 A·h Li-ion battery and 500 V 80 A·h NiMH battery. In order to get the comparable

Jazmo przekładni planetarnej (koło 3) transmituje przez przekładnię główną i mechanizm różnicowy sumę mocy, generowaną przez silnik elektryczny i spalinowy.

Zaprezentowany układ napędowy może pracować w dwóch trybach podczas rozpoczynania jazdy (rys. 16):

- hybrydowe przyspieszanie
- przyspieszanie “czysto” elektryczne.

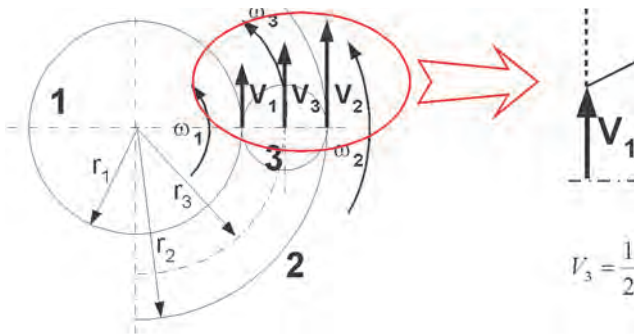


Fig. 16. Speed vector relations respectively to three rotating shafts of planetary gearbox

Rys. 16. Zależności pomiędzy wektorami prędkości liniowych powiązanych z prędkościami obrotowymi wałów przekładni planetarnej

results, we tried to keep the same main parameters or similar of the CHPTD and only adjust some parameters of the battery pack.

The nominal energy of the NiMH battery pack is 40 kW·h, which is two times more than the Li-ion battery pack (18 kW·h). However, the fuel consumption of the engine with the Li-ion battery pack is lower than in the case of the NiMH battery pack. The reason is that the internal resistance value of 500 V 80 A·h NiMH battery pack is about 0.475 Ω (k = 0.8), which is about 3 times of 0.158 Ω (BCL = 0.55), the internal resistance value of the 500 V 36 A·h Li-ion battery pack.

Comparison of the main parameters of CHPTD for 500 V battery pack.

Battery/akumulator	500 V 36 A·h Li-ion battery pack	500 V 80 A·h NiMH battery pack
Nominal energy of battery pack/nominalna energia akumulatorów	18 kW·h	40 kW·h
Main gear – differential ratio/przełożenie przekładni głównej	4.98	4.88
The basic planetary gear ratio/przełożenie przekładni planetarnej	2.87	2.87
Reducer ratio between PM motor and planetary gear/przełożenie reduktora	4.8	4.8
Reducer ratio between engine and planetary gear/przełożenie reduktora	1.46 x 1.25	1.46 x 1.24
Vehicle mass/masa pojazdu	15,000 kg	15,000 kg
Vehicle front area/pow. czołowa	6.92 m ²	6.92 m ²
Drag coefficient c _x /współ. oporów c _x	0.55	0.55
Dynamic tyre radius index r _{dyn} /dynamiczny promień koła r _{dyn}	0.51 m	0.51 m
Nominal voltage of battery pack/nominalne napięcie akumulatorów	500 V	500 V
Nominal battery capacity/nominalna pojemność akumulatorów	36 A·h	80 A·h
Fuel consumption/zużycie paliwa	24.96 l/100 km	26.06 l/100 km
Diesel engine/silnik ZS	7800 cc	7800 cc
Warsaw driving cycle – top speed/maks. prędkość w teście warszawskim	50 km/h	50 km/h
Engine control strategy parameters/parametry sterowania	[-100 0 7 8 30] [0 0 0 172 410]	[-100 0 7 8 30] [0 0 0 172 423]

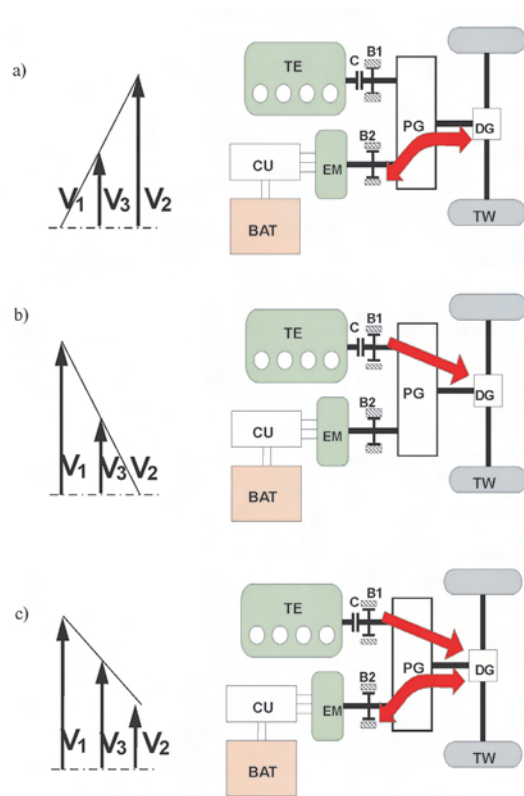


Fig. 17. Brake system operation and energy flow corresponding to a) pure electric, b) pure ICE, c) hybrid

Rys. 17. Działanie systemu hamulców i przepływy energii odpowiadające trybowi pracy: a) „czysto” elektrycznemu, b) „czysto” spalinowemu c) hybrydowemu

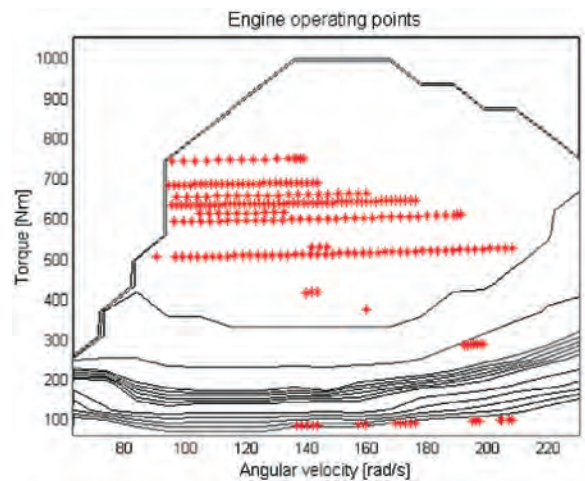


Fig. 18. Engine operating points of CHPTD with the 500 V Li-ion battery. The engine operates mainly in the area of the lowest specific fuel consumption

Rys. 18. Punkty pracy silnika dla układu z przekładnią planetarną i baterią 500 V Li-ion. Punkty pracy silnika spalinowego mieszczą się najczęściej w obszarze minimalnego jednostkowego zużycia paliwa

6. Porównanie wyników badań symulacyjnych napędu hybrydowego z przekładnią planetarną CHPTD z baterią 500 V 36 A·h Li-ion i 500 V 80 A·h NiMH

Porównano wyniki badań symulacyjnych napędu hybrydowego z przekładnią planetarną CHPTD z baterią 500 V 36 A·h

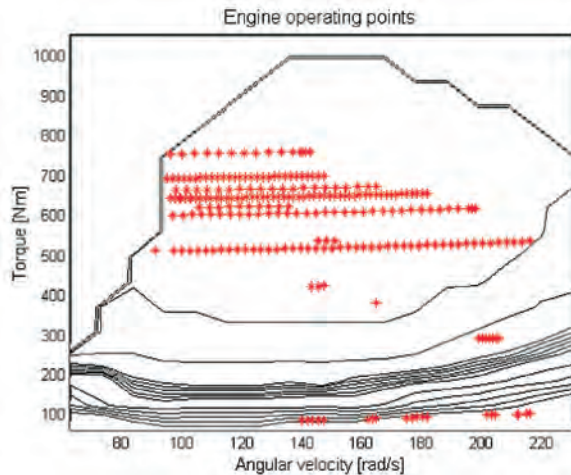


Fig. 19. Engine operating points of CHPTD with the 500 V NiMH battery. The engine operates mainly in the area of the lowest specific fuel consumption

Rys. 19. Punkty pracy silnika dla układu z przekładnią planetarną i baterią 500 V NiMH. Punkty pracy silnika spalinowego mieszczą się najczęściej w obszarze minimalnego jednostkowego zużycia paliwa

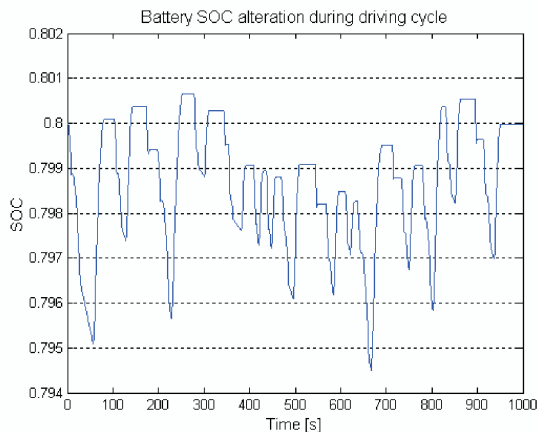


Fig. 21. Battery BCL alteration of CHPTD with the 500 V NiMH battery. The battery operates in the area of low internal resistance and high efficiency. The battery is balanced (exactly the same initial and terminal BCL = 0.8)

Rys. 21. Stan naładowania baterii BCL dla układu z przekładnią planetarną i baterią 500 V NiMH. Bateria pracuje w obszarze niskiej rezystancji wewnętrznej, więc dużej sprawności. Bateria jest zbalansowana (ten sam poziom naładowania baterii BCL = 0,8 na początku i na końcu cyklu jazdy)

7. Conclusions

According to the simulation results, some conclusions are as follows:

- In the case of serial hybrid drives:
 - the assumed control based on “constant torque” and “constant speed” with the limitation of generator angular velocity permits to obtain a proper ICE – generator set operation
 - the smallest modification of power, torque and velocity of ICE – generator set confirmed the theoretical analyses
 - the presented method is necessary for the design of serial hybrid drives
 - these promising results of fuel consumption for gasoline ICE allow to expect similar advantages when CNG or LNG engines are used

Li-ion i 500 V 80 A·h NiMH. Aby uzyskać zbliżone warunki porównawcze, utrzymano te same główne parametry układu napędowego, zmieniając nieznacznie jedynie parametry baterii.

Energia nominalna baterii NiMH wynosi 40 kW·h, prawie dwukrotnie więcej niż baterii Li-ion 18 kW·h. Mimo to zużycie paliwa w układzie z baterią Li-ion jest mniejsze. Przyczyną jest prawie 3-krotnie mniejsza rezystancja wewnętrzna baterii Li-ion, wynosząca dla całego zestawu 0,158 Ω (SOC = 0,55), w porównaniu do 0,475 Ω (k = 0,8) dla zestawu NiMH.

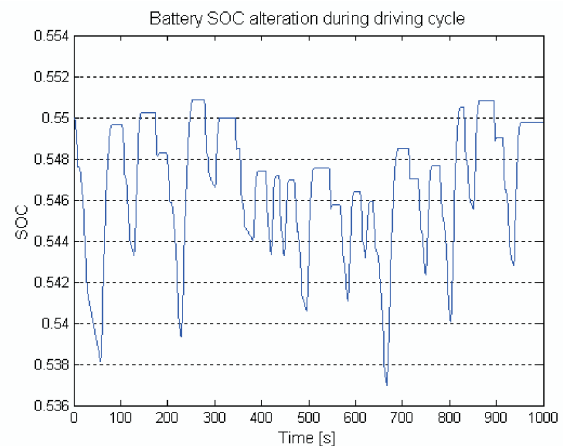


Fig. 20. Battery BCL alteration of CHPTD with the 500 V Li-ion battery. The battery operates in the area of low internal resistance and high efficiency. The battery is balanced (exactly the same initial and terminal BCL = 0.55)

Rys. 20. Stan naładowania baterii BCL dla układu z przekładnią planetarną i baterią 500 V Li ion. Bateria pracuje w obszarze niskiej rezystancji wewnętrznej, więc dużej sprawności. Bateria jest zbalansowana (ten sam poziom naładowania baterii BCL = 0,55 na początku i na końcu cyklu jazdy)

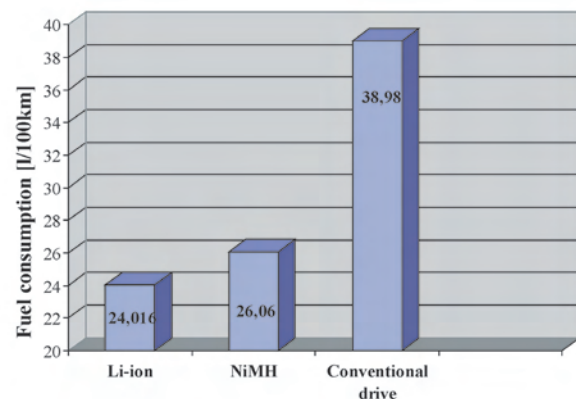


Fig. 22. Comparison of the fuel consumption ($\text{dm}^3/100 \text{ km}$) for CHPTD equipped two types of battery pack

Rys. 22. Porównanie zużycia paliwa ($\text{dm}^3/100 \text{ km}$) dla układu z przekładnią planetarną wyposażonego w dwa typy baterii

7. Wnioski

Na podstawie wyników badań symulacyjnych sformułowano następujące wnioski:

- Dla napędu hybrydowego szeregowego:
 - przyjęcie strategii sterowania „stałego momentu” i „stałej prędkości” z ograniczeniem prędkości obrotowej generatora pozwala uzyskać właściwe warunki pracy zespołu silnik spalinowy–generator

- the use of a small diesel engine in a serial hybrid drive equipped with a battery pack as high capacity causes ICE operation in area of relatively high torque low – because noise should be reduced – angular velocity of engine shaft. This means the engine operating points are near or in majority, inside the area of its highest efficiency. Anyway, the fuel consumption is only about 7 dm³/100 km less than in the conventional diesel bus drive. It results from the serial drive architecture and the demand for battery balance.
2. In the case of CHPTD:
- the power of ICE must be adjusted to assumed vehicle speed. Contrary to “serial drive”, parallel CHPTD gives possibilities to drive using only ICE. This is the advantage of this type of hybrid drive because if under high constant speed driving for a long time (e.g. motorway driving) hybrid drive is not useful. Of course it is used for the acceleration and regenerative braking at all times
 - despite the operating points of ICE operation are spread (but only in the area of minimum fuel consumption), the fuel consumption is much lower than in the case of serial hybrid drives
 - the use of planetary transmission gives a more flexible torque distribution providing the most effective ICE operation
 - CHPTD is more compact, lighter (only one electric motor) than the serial hybrid drive
 - the CHPTD is very profitable particularly in the case of city buses.

From a general point of view, the proposed method for hybrid drive fitted with ICE is a very good tool. A computer simulation based on a properly developed hybrid powertrain components modeling, allows an optimal component parameters adjustment and the adjustment of its dynamic characteristics. ICE operation can be analyzed and properly designed. Finally, it's necessary to remark that the difference of ICE fuel consumption using its mathematical model and ICE map is really small (only a few per cent). It's not at all strange because an ICE map is based on a bench-test and obtained by proper modelling.

Bibliography/Literatura

- [1] Szumanowski A.: Hybrid Electric Vehicle Drives Design – Edition Based On Urban Buses, Monographbook, ITE, Warszawa 2006.
- [2] Szumanowski A.: Fundamentals of Hybrid Vehicle Drives, Monographbook, ITE, Warszawa 2000.
- [3] Gear C.W.: Simulations Numerical Solution of Differential Algebraic Equations, IEEE Trans. 18/1971.
- [4] Gear C.W.: DIFSUB for the Solution of Ordinary Differential Equations, CACM 14/1972.
- [5] Szumanowski A., Hajduga A., Piórkowski P.: Proper adjustment of combustion engine and induction motor in hybrid vehicles drive, EVS15, Bruksela 1998.
- [6] Szumanowski A., Hajduga A., Piórkowski P.: Evaluation of Efficiency Alterations in Hybrid and Electric Vehicles Drives. Proceeding of Advanced Propulsion Systems GPC, Detroit 1998.
- [7] Szumanowski A., Chang Yuhua, Piórkowski P.: Analysis of Different Control Strategies and Operating Modes of Compact Hybrid Planetary Transmission Drive, 2005 IEEE Vehicle Power and Propulsion (VPP) Conference (Sep.7-9, 2005, Illinois Institute of Technology) in Chicago, Illinois, USA.

- uzyskano najmniejszą zmienność mocy, momentu i prędkości silnika spalinowego – potwierdzoną teoretycznie
- zaprezentowana metoda sterowania jest niezbędna do projektowania szeregowych napędów hybrydowych
- uzyskane dla silnika benzynowego wyniki zużycia paliwa pozwalają oczekiwać podobnych rezultatów dla silników zasilanych CNG i LNG
- zastosowanie małego silnika o ZS w szeregowym napędzie hybrydowym wyposażonym w zestaw baterii o wysokiej pojemności pozwala na pracę silnika spalinowego ze stosunkowo wysokim momentem przy małej prędkości wału silnika, co ogranicza emisję hałasu. Jednocześnie punkt pracy silnika można umiejscowić w pobliżu obszaru najmniejszego jednostkowego zużycia paliwa. Zużycie paliwa wyniosło o około 7 dm³/100 km mniej niż w przypadku konwencjonalnego napędu autobusu z silnikiem o ZS.

2. W przypadku napędu CHPTD:

- moc silnika spalinowego musi być dostosowana do prędkości pojazdu. W odróżnieniu od napędu szeregowego, napęd CHPTD umożliwia jazdę z użyciem wyłącznie silnika spalinowego. Jest to ważna cecha tego napędu, gdyż przy długotrwałej jeździe z dużą prędkością hybrydowy tryb jazdy jest nieefektywny. Oczywiście ten tryb jest wykorzystywany w przypadku przyspieszania i hamowania odzyskowego
- pomimo że punkty pracy silnika spalinowego są rozproszone (ale tylko w obszarze minimalnego zużycia paliwa), zużycie paliwa jest znacznie mniejsze niż w przypadku szeregowego napędu hybrydowego
- zastosowanie przekładni planetarnej umożliwia elastyczne dostosowanie dystrybucji momentu trakcyjnego, pozwalającej na bardziej efektywną pracę silnika spalinowego
- napęd CHPTD jest bardziej zwarty i lżejszy niż szeregowy napęd hybrydowy (tylko jedna maszyna elektryczna)
- napęd CHPTD jest szczególnie efektywny zwłaszcza w napędach miejskich autobusów.

Zaproponowana metoda jest bardzo dobrym narzędziem projektowania hybrydowych układów napędowych z silnikiem spalinowym. Badania symulacyjne, bazujące na opracowanych modelach komponentów napędu, pozwalają na właściwy dobór ich parametrów i charakterystyk dynamicznych. Przede wszystkim można właściwie dostosować działanie silnika spalinowego do wymagań napędu hybrydowego. Należy również podkreślić, że różnica zużycia paliwa uzyskana z modelu matematycznego silnika i z jego map jest bardzo mała (rzędu kilku procent). Jest to efektem tego, że mapy chwilowego zużycia paliwa bazują na wynikach badań laboratoryjnych.

Artykuł recenzowany

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

Prof. dr hab. inż. Antoni Szumanowski – Profesor na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej.

e-mail: antoni.szumanowski@simr.pw.edu.pl



Flow resistance in the engine inlet-exhaust system as affected by the engine parameters

The paper presents theoretical and experimental research into the process of charge exchange in a spark ignition engine (the process of cylinder filling and discharging). A significant role in the inlet system plays the resistance of the flow of a fresh charge through the throttle, particularly when it is partially opened. In classic spark ignition engine solutions this flow resistance is a part of the engine load imposition. The problem has been illustrated by the theoretical and experimental test results of the influence of the pressure drop Δp_a on the side of the fresh charge flow and the pressure drop Δp_w in the exhaust system on the engine operation. Relations have been determined between the engine operating parameters and the flow conditions of the charge/exhaust gases.

Key words: combustion engine, inlet system, exhaust system, flow resistance, pressure drop, charge exchange work

Kształtowanie się oporów przepływu w układzie wymiany ładunku na tle parametrów pracy silnika spalinowego

W artykule przedstawiono teoretyczne i eksperymentalne badania ogólnego procesu wymiany ładunku silnika spalinowego o zapłonie iskrowym, w którym uwzględnia się zarówno proces napełniania, jak i wypływ spalin. Istotną rolę w układzie dolotowym odgrywa opór przepływu świeżego ładunku przez przepustnicę, szczególnie w sytuacji częściowego jej otwarcia. W typowych rozwiązaniach silników o zapłonie iskrowym opór ten spełnia rolę elementu regulacji obciążenia. Problematykę zilustrowano wynikami badań, teoretycznych i eksperymentalnych, wpływu spadku ciśnienia Δp_a po stronie dopływu świeżego ładunku do silnika oraz spadku ciśnienia Δp_w spalin w układzie wylotowym, na pracę silnika ZI. Określono wzajemne zależności pomiędzy eksploatacyjnymi parametrami pracy silnika a warunkami przepływu świeżego ładunku i spalin.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, układ dolotowy, układy wylotowy, opory przepływu, spadek ciśnienia, praca wymiany ładunku

1. Introduction – the process of charge exchange

The charge exchange depends on the cyclicity of the combustion engine operation. This process encompasses:

- cylinder filling with a fresh charge (air or combustible mixture)
- discharging of the combustion products.

The process of charge exchange is realized through the following systems: inlet and exhaust.

Tasks of the inlet system:

- supply of fresh charge and preparation of the combustible mixture
- the aspects of load control (air excess ratio λ , volumetric efficiency η_v , fuel dose m_p).

Tasks of the exhaust system:

- controlled exhaust discharge
- ecological and energy related aspects within the aftertreatment measures.

Mutual interactions of the phenomena occurring in the inlet and exhaust systems and the cylinder are observed. There are direct and indirect interactions – the exhaust temperature influences the temperature level of the whole exhaust system and the temperature level affects the efficiency of the catalytic converter.

1. Wprowadzenie – znaczenie procesu wymiany ładunku

Wymiana ładunku uwarunkowana jest cyklicznością pracy silnika spalinowego. Na proces ten składa się:

- napełnianie cylindrów świeżym ładunkiem (powietrzem lub mieszanką palną)
- odprowadzenie produktów spalania.

Proces wymiany ładunku realizowany jest poprzez układy: dolotowy i wylotowy, które spełniają swoje indywidualne zadania:

układ dolotowy:

- doprowadzenie świeżego ładunku oraz przygotowanie mieszanki palnej
- aspekty sterowania i regulacji (stosunek nadmiaru powietrza λ , stopień napełnienia η_v , dawka paliwa m_p),

układ wylotowy:

- kontrolowane wyprowadzanie spalin do otoczenia
- aspekty energetyczno-ekologiczne w ramach tzw. przedsięwzięć wtórnych.

Zauważa się wzajemne oddziaływanie zjawisk zachodzących w układach dolotowym i wylotowym oraz procesów w cylindrze. Można wskazać na oddziaływanie pośrednie i bezpośrednie; np. temperatura spalin opuszczających cylinder wpływa na poziom nagrzania całego układu

The influence of the charge exchange system on the engine work efficiency is significant. The individual elements fitted in the charge exchange system generate flow resistance of the fresh charge in the inlet system and the outflow of the gases in the exhaust system (Fig. 1). The result of such a resistance is the increase in the work of the charge exchange, which in turn adds to the reduction of the internal work of the engine and its efficiency.

The process of charge exchange is tightly related to the way of generating the engine load. Two systems of load control are applied [1]:

quantitative – applied in spark ignition engines (SI); in this system the basic power control element is the flow resistance of the charge in the inlet system set by a given throttle position,

qualitative – applied in the diesel engines (CI), whose principle is the wide variability of air excess ratio λ .

Characteristic features of the quantitative load control [1]:

- adjusting of the mass of the medium (the sum of the mass of the supplied air and the fuel dose) to a current power demand, which usually results in a given pressure p_1 in the cylinder after its filling
- the state of the required adjustment of the medium mass is most frequently achieved through an appropriate position of the throttle (choking) in the inlet channel
- during the flow of the gas through the throttle an intense fluid choking occurs (isenthalpic), which, as an irreversible process, generates losses of exergy (increase of the charge exchange work) in the cylinder filling process [2]
- the excess of oxygen (air) λ and the stoichiometric content of the mixture prepared for the combustion remain on an almost unchanged level, irrespective of the engine load.

2. The work of the reference engine cycle including the work of the charge exchange

A theoretical, qualitative and quantitative analysis of the influence of the flow resistance Δp_d of the fresh charge through the inlet system and the flow resistance Δp_w of the gases in the exhaust system on the engine operation has been performed assuming the Seiliger-Sabathe reference cycle as a model of the processes occurring in spark ignition engines (Fig. 2).

For the Seiliger-Sabathe cycle characteristic parameters have been defined [1]:

- compression ratio

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \tag{1}$$

wylotowego, a przez poziom temperatury na skuteczność działania reaktora katalitycznego.

Istotny jest wpływ układu wymiany ładunku na efektywność pracy w silniku. Poszczególne elementy instalowane w układzie wymiany ładunku wywołują opory przepływu świeżego ładunku w układzie dolotowym i przepływu spalin w układzie wylotowym (rys. 1). Skutkiem tych oporów jest wzrost pracy wymiany ładunku, co z kolei przyczynia się do obniżenia pracy wewnętrznej i efektywnej silnika spalinowego.

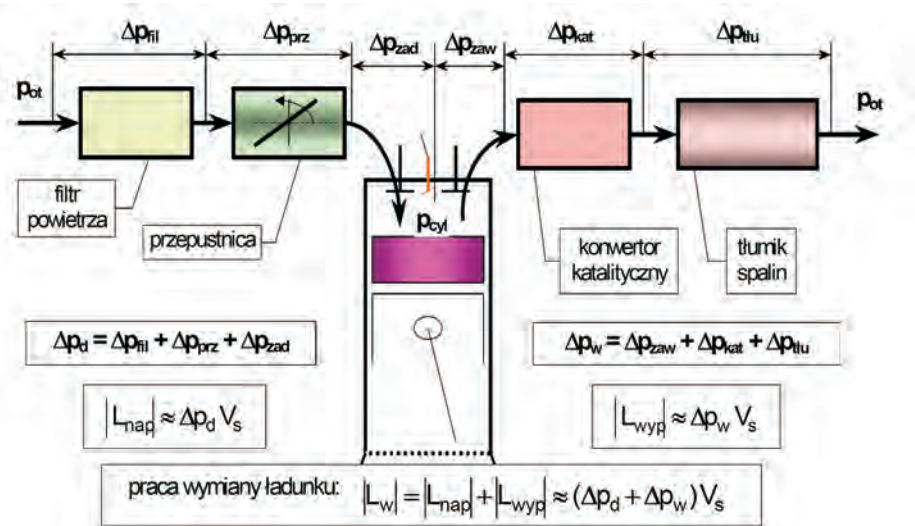


Fig. 1. The basic elements of the charge exchange in a spark ignition engine
Rys. 1. Zasadnicze elementy układu wymiany ładunku silnika o zapłonie iskrowym

Proces wymiany ładunku jest ściśle związany ze sposobem regulacji obciążenia silnika spalinowego. Stosowane są dwa systemy regulacji [1]:

- ilościowa** – stosowana w silnikach z zapłonem iskrowym (ZI); w tym systemie podstawowym elementem regulacji mocy jest opór przepływu ładunku w układzie dolotowym, ustalany przez odpowiednie ustawienie przepustnicy,
- jakościowa** – stosowana w silnikach z zapłonem samoczynnym (ZS), której istotną cechą regulacyjną obciążenia jest szeroki zakres zmian nadmiaru powietrza λ .

Charakterystyczne cechy ilościowej regulacji obciążenia silnika [1]:

- dopasowanie masy czynnika roboczego (suma masy doprowadzonego powietrza oraz masy dawki paliwa) do aktualnego zapotrzebowania mocy, co skutkuje zazwyczaj odpowiednim poziomem ciśnienia p_1 w cylindrze po jego napełnieniu
- stan wymaganego dopasowania masy czynnika roboczego osiąga się najczęściej przez odpowiednie ustawienie przepustnicy (dławienie) na kanale dopływowym
- podczas przepływu gazu przez przepustnicę występuje intensywne dławienie płynu (izentalpowe), które jako przemiana zawsze nieodwracalna generuje straty egzergii (wzrost wykonanej pracy wymiany ładunku) w procesie napełniania silnika [2]

– load parameter ($V = \text{idem}$)

$$\gamma = \frac{p_3}{p_2} \quad (2)$$

– second load parameter ($p = \text{idem}$)

$$\varphi = \frac{V_4}{V_3} \quad (3)$$

– heat distribution number

$$\Psi = \frac{Q_{d,v}}{Q_d} \quad (4)$$

–energy-stoichiometric parameter [1]

$$E = \frac{Q_d}{p_1 V_1} \quad (5)$$

The above defined parameters have been shown in Fig. 2.

The work of the charge exchange is impactful on the value of the work of the cycle. The considerations shall relate to the case of charge exchange for which the filling process is included as expressed in:

$$\left(\frac{\Delta p_d}{p_0} \right) > 0 \quad (6)$$

and the exhaust of the gases is included i.e. when the condition:

$$\left(\frac{\Delta p_w}{p_0} \right) > 0 \quad (7)$$

is fulfilled

where: Δp_d – average pressure drop on the cylinder inlet side, Δp_w – average pressure drop on the cylinder exhaust side, p_0 – ambient pressure.

The value of work L_w of the charge exchange for a single cycle is:

$$L_w = L_{\text{nap}} + L_{\text{wyp}}, \quad L_{\text{nap}} > 0, \quad L_{\text{wyp}} < 0 \quad (8)$$

but

$$|L_{\text{wyp}}| > L_{\text{nap}} \Rightarrow L_w < 0 \quad (9)$$

where: L_{nap} – work of the cylinder filling with a fresh charge, L_{wyp} – work related to the evacuation of the exhaust gases.

The value of work L_w of the charge exchange can be estimated as:

$$|L_w| \approx (\Delta p_d + \Delta p_w) V_s \quad (10)$$

where: V_s – cylinder capacity.

When determining of the work of the cycle L_o including the work L_w of the charge exchange, we should not only include the work of the charge exchange itself but also the fact of the initial pressure drop p_1 of the cycle by Δp_d during the cylinder filling:

$$p_1 = p_0 - \Delta p_d \quad (11)$$

and the increase in the final pressure p_6 by Δp_w during the evacuation of the exhaust gases:

– nadmiar tlenu (powietrza) λ oraz skład stechiometryczny mieszanki palnej przygotowanej do procesu spalania pozostają prawie na niezmiennym poziomie, niezależnie od samego obciążenia silnika.

2. Praca porównawczego obiegu silnika spalinyowego z uwzględnieniem pracy wymiany ładunku

Teoretyczną, jakościową i ilościową analizę wpływu oporów Δp_d przepływu świeżego ładunku przez układ dolotowy oraz oporów Δp_w wypływu spalin w układzie wylotowym na pracę silnika przeprowadzono, przyjmując obieg porównawczy Seiligera-Sabathe'a, jako model procesów zachodzących w silniku spalinyowym o zapłonie iskrowym (rys. 2).

Dla obiegu Seiligera-Sabathe'a zdefiniowano charakterystyczne parametry [1]:

- stopień kompresji – wzór (1)
- parametr (stopień) obciążenia ($V = \text{idem}$) – wzór (2)
- parametr (stopień) dociążenia ($p = \text{idem}$) – wzór (3)
- liczba rozdziału ciepła (4)
- parametr energetyczno-stechiometryczny [1] – wzór (5), gdzie parametry występujące w powyższych definicjach zaznaczono na rys. 2.

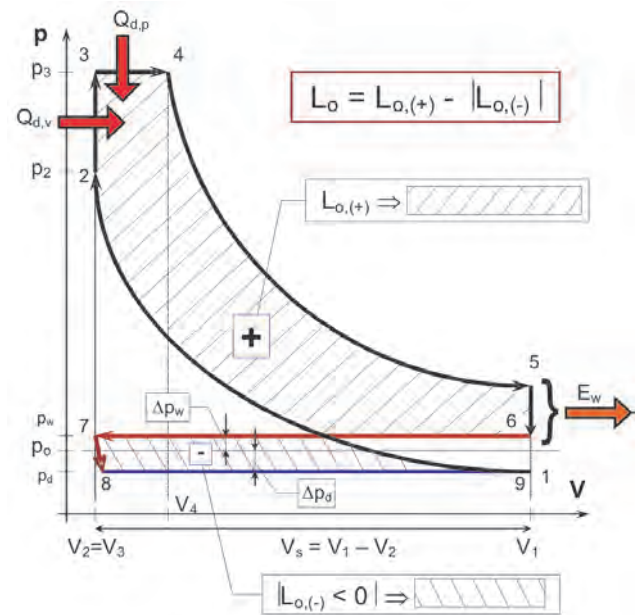


Fig. 2. Reference Seiliger-Sabathe cycle including the resistance and the work of the charge exchange

Rys. 2. Obieg porównawczy Seiligera-Sabathe'a z uwzględnieniem oporów i pracy wymiany ładunku

Na wartość wyznaczanej pracy obiegu istotny wpływ ma praca wymiany ładunku. Rozważania dotyczyć będą przypadku wymiany ładunku, w którym uwzględnia się zarówno proces napełniania silnika, co można wyrazić warunkiem (6), jak również proces wypływu spalin, czyli przy spełnieniu warunku (7), gdzie: Δp_d – średni spadek ciśnienie po stronie dopływowej do cylindra, Δp_w – średni spadek ciśnienie po stronie wypływowej z cylindra, p_0 – ciśnienie normalne (otoczenia).

$$p_6 = p_0 + \Delta p_w \tag{12}$$

In such an approach the work of cycle L_o can be determined as [1, 3]:

$$L_o = \oint_{ob} p dV \tag{13}$$

The integral (13) can be noted as a sum of absolute works L_i of individual processes forming the cycle:

$$L_o = -|L_{1-2}| + L_{2-3} + L_{3-4} + L_{4-5} + L_{5-6} - |L_{6-7}| + L_{7-8} + L_{8-9} \tag{14}$$

After determining of the composites of the absolute works and summing them up according to formula (14) the work L_o of the cycle is expressed in the relation:

$$L_o = p_0 V_1 \left\{ F_L - \left(\frac{\Delta p_d}{p_0} \right) \left[F_L + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \right] - \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \left(\frac{\Delta p_w}{p_0} \right) \right\} \tag{15}$$

where the auxiliary function is

$$F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi) = \frac{\varepsilon^{(\kappa-1)} [(\gamma-1) + \kappa \gamma (\varphi-1)] - (\gamma \varphi^\kappa - 1)}{\kappa - 1} \tag{16}$$

It is easier to conduct the analysis of the work of the cycle in a relative system (dimensionless) with reference to an ideal cycle. The ideal cycle is characterized by a lack of flow resistance in the inlet and exhaust system:

$$\Delta p_d = 0 \quad \text{oraz} \quad \Delta p_w = 0 \tag{17}$$

hence the charge exchange work is also zero: $L_w = 0$. The work $L_{o,0}$ of the ideal cycle could be expressed with a dependence:

$$L_{o,0} = (p_0 V_1) F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi) \tag{18}$$

The quotient (15)/(18) enables the determining of the relative work of the cycle:

$$\left(\frac{L_o}{L_{o,0}} \right) = 1 - \left\{ \left(\frac{\Delta p_d}{p_0} \right) \left[1 + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi)} \right] + \left(\frac{\Delta p_w}{p_0} \right) \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon F_L(\varepsilon, \gamma, \varphi)} \right\} \tag{19}$$

A graphic image of function (19) of the relative work of the Seiliger-Sabathe cycle is the surface shown in Fig. 3. The shape of the function under analysis shows that the drop in pressure Δp_d on the inlet side while filling the cylinder with a fresh charge much more significantly influences the work of the cycle than resistance Δp_w of the gas flow in the exhaust system.

The relative work of the reference cycle has been shown in Fig. 3 in a wide range of flow resistance variations. That is why the characteristic work point of the ideal cycle has been marked in the figure:

– $L_{o,0}$ – work point of the ideal cycle for $\Delta p_d = 0$ and $\Delta p_w = 0$,

Wielkość pracy L_w wymiany ładunku dla jednego cyklu wynosi (8), ale L_{wyp} pokazuje wzór (9), gdzie: L_{nap} – praca napełniania cylindra świeżym ładunkiem, L_{wyp} – praca związana z wypływem spalin z cylindra silnika.

Wartość pracy L_w wymiany ładunku można oszacować jako (10), gdzie: V_s – objętość skokowa cylindra.

Wyznaczając wielkość pracy obiegu L_o , przy uwzględnieniu pracy L_w wymiany ładunku, należy uwzględnić nie tylko wartość samej pracy wymiany ładunku, ale także obniżenie ciśnienia początkowego p_1 obiegu o wartość Δp_d podczas napełniania cylindra (11) oraz podwyższenie ciśnienia końcowego p_6 o wartość Δp_w w czasie wypływu spalin (12).

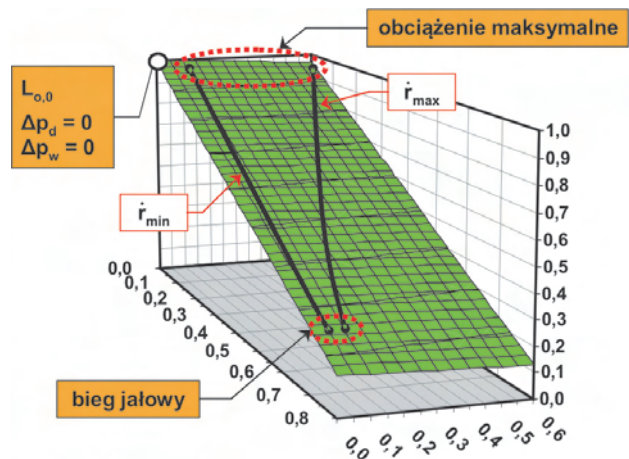
W takim ujęciu pracę obiegu L_o można wyznaczyć jako całkę (13) [1, 3]. Całkę (13) można zapisać jako sumę prac bezwzględnych L_i poszczególnych przemian tworzących obieg (14).

Po wyznaczeniu składowych prac bezwzględnych i zsumowaniu ich zgodnie ze wzorem (14), praca L_o obiegu wyraża się zależnością (15), gdzie pomocniczą funkcję wyraża (16).

Dogodniej jest prowadzić analizę pracy obiegu w układzie względnym (bezwymiarowym), w odniesieniu do obiegu idealnego. Obieg idealny charakteryzuje się brakiem oporów przepływu w układzie dolotowym i wylotowym (17), skąd wynika, że praca wymiany ładunku także wynosi zero: $L_w = 0$. Natomiast praca $L_{o,0}$ obiegu idealnego wyrażona może być zależnością (18).

Iloraz równań (15) i (18) umożliwia wyznaczenie względnej pracy obiegu (19).

Graficznym obrazem funkcji (19) względnej pracy obiegu Seiligera-Sabathe'a jest powierzchnia przedstawiona na rys. 3. Z ukształtowania analizowanej funkcji wynika, iż



Obieg Seiligera-Sabathe'a
 $\varepsilon = 8,8; E = 30; \Psi = 0,9$
 $L_o/L_{o,0} = f(\Delta p_d/p_0; \Delta p_w/p_0)$

Fig. 3. Relative work of the reference Seiliger-Sabathe cycle depending on the resistance of the inlet and exhaust systems

Rys. 3. Względna praca obiegu porównawczego Seiligera-Sabathe'a w zależności od oporów układu dolotowego i wylotowego

and the work area of the real engine for its orientation against the plane of the work of the reference cycle;

- the area „idle” (Fig. 3) is characterized by a large drop in pressure Δp_d of the fresh charge in the inlet system which is a result of a slight throttle opening in this range of engine operation; at the same time, in the exhaust system we can observe a little drop in pressure Δp_w , which is the effect of a lesser stream of the exhaust gases;
- the area „maximum load” (Fig. 3) is characterized by a small drop in pressure Δp_d in the inlet system which is a result of a full throttle opening and a higher pressure Δp_w drop in the exhaust system, which is the effect of a larger stream of the exhaust gases.

Real engine work area (Fig. 3) is additionally limited by \dot{r}_{\min} line that characterizes the flow resistance in the charge exchange system for a minimum speed of the tested engine and line \dot{r}_{\max} representing the pressure drops for the maximum engine speed.

3. Determining of the average pressure drops in the charge exchange system

Experimental tests of the flow resistance in the inlet/exhaust system of a 1170A1.046 spark ignition engine have been carried out. The experiment plan shown on the work area in the configuration:

$$\dot{r} - M_o \text{ (engine speed-torque),}$$

within which the work points of the engine (measuring points) were determined have been shown in Fig. 4.

The quantities characterizing the tested flow resistance in the charge exchange system are the average pressure drops that were determined based on the engine indication. The engine indication enabled the determining of the course of the pressure p changes inside the cylinder depending on its volume V (Fig. 5) i.e. a function:

$$p = f(V) \quad (20)$$

The average pressure drop Δp_d during the flow of the fresh charge into the engine was determined as:

$$\Delta p_d = p_0 - \frac{\int_{V_{DZP}}^{V_{GZP}} p dV}{V_s} \quad (21)$$

and the average pressure drop Δp_w of the flow of the gases in the exhaust system according to:

$$\Delta p_w = \frac{\int_{V_{DZP}}^{V_{GZP}} p dV}{V_s} - p_0 \quad (22)$$

As the above formulas indicate, the individual pressure drops in the charge exchange system were averaged in the extreme piston positions during the exhaust and inlet strokes.

spadek ciśnienia Δp_d na dopływie do silnika, podczas zasilania świeżym ładunkiem, znacznie intensywniej oddziałuje na wartość pracy obiegu niż opory Δp_w przepływu spalin przez układ wylotowy.

Względną pracę obiegu porównawczego przedstawiono na rysunku 3 w szerszym zakresie zmian oporów przepływu. Dlatego też zaznaczono na rysunku charakterystyczny punkt pracy obiegu idealnego:

- $L_{o,0}$ – punkt pracy obiegu idealnego dla $\Delta p_d = 0$ oraz $\Delta p_w = 0$, oraz pole pracy silnika rzeczywistego dla jego zorientowania względem płaszczyzny pracy obiegu porównawczego;
- obszar „bieg jałowy” (rys. 3) charakteryzuje się dużym spadkiem ciśnienia Δp_d świeżego ładunku w układzie dolotowym, który jest rezultatem przede wszystkim niewielkiego otwarcia przepustnicy w tym zakresie pracy silnika; jednocześnie w układzie wylotowym obserwuje się niewielki spadek ciśnienia Δp_w , co jest efektem małego strumienia spalin;
- obszar „obciążenie maksymalne” (rys. 3) charakteryzuje się małym spadkiem ciśnienia Δp_d w układzie dolotowym, który jest efektem pełnego otwarcia przepustnicy oraz większym spadkiem ciśnienia Δp_w w układzie wylotowym, związanym z dużą wartością strumienia spalin.

Pole pracy silnika rzeczywistego (rys. 3) jest dodatkowo ograniczone linią \dot{r}_{\min} charakteryzującą opory przepływu w układzie wymiany ładunku dla minimalnej prędkości obrotowej badanego silnika oraz linią \dot{r}_{\max} reprezentującą spadek ciśnienia dla maksymalnej prędkości obrotowej silnika.

3. Określenie średnich spadków ciśnienia w układzie wymiany ładunku

Przeprowadzono eksperymentalne badania oporów przepływu w układzie dolotowym i wylotowym silnika o zapłonie iskrowym, typ 1170A1.046. Plan eksperymentu na tle pola pracy silnika w układzie:

$$\dot{r} - M_o \text{ (prędkość obrotowa – moment obrotowy),}$$

w ramach którego określono punkty pracy silnika, w których dokonywano pomiarów, przedstawiono na rys. 4.

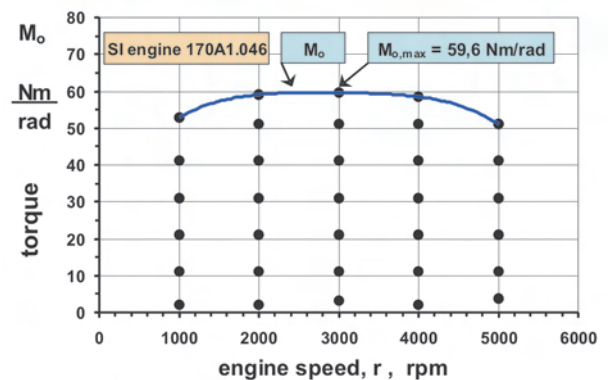


Fig. 4. Experiment plan as shown on the work area $M_o = f(\dot{r})$ of the tested spark ignition engine

Rys. 4. Plan eksperymentu na tle pola pracy $M_o = f(\dot{r})$ badanego silnika ZI

4. Pressure drop Δp_d on the inlet side of the engine

The results of the tests of the pressure drops Δp_d of the air on the inlet side, depending on the relative load (torque) at steady engine speeds have been shown in Fig. 6. For comparison, the tested pressure drops Δp_d have also been presented as a function of relative effective power in Fig. 7 for $\dot{r} = \text{idem}$.

Under real engine operating conditions a linear dependence has been observed between the pressure drop in the inlet system and the obtained effective work (Fig. 6 and 7). No significant influence has been observed of the engine speed on the pressure drop Δp_d on the inlet side of the engine in the configuration shown in Fig. 6. Yet, a significant impact on the pressure drop Δp_d has the engine load, which is mainly related to the throttle angle. A maximum closing of the throttle at idle ($M_o = 0$) results in the highest pressure drop Δp_d . Its value decreases with the increase of the load, which is a result of the gradual throttle opening. The pressure drop Δp_d reaches the lowest values in the external operating characteristics i.e. at maximum load ($M_o/M_{o,z} = 1$) – full throttle opening (Fig. 6 and 7).

As mentioned before, Fig. 6, showing the extent of the pressure drop Δp_d on the inlet side of the engine in the function of torque, a significant impact of the engine speed on this pressure drop is not observed. Hence, in this system we can determine one curve of approximation covering the whole work area of the engine:

$$\left(\frac{\Delta p_d}{p_0}\right) = f\left(\frac{M_o}{M_{o,max}}\right) \tag{23}$$

where $(M_o/M_{o,max})$ denotes relative torque compared to the maximum engine torque $M_{o,max}$ (Fig. 4).

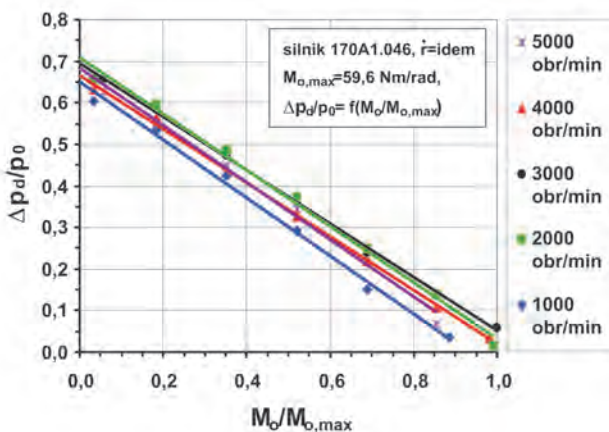


Fig. 6. Average pressure drop Δp_d on the inlet side of the engine depending on the relative torque $M_o/M_{o,max}$

Rys. 6. Średni spadek ciśnienia Δp_d po stronie dopływu świeżego ładunku do silnika w zależności od względnego momentu obrotowego $M_o/M_{o,max}$

The work of the reference Seiliger-Sabathe cycle is a linear function (15) and (19) of the resistance of the inlet system (Fig. 3), which indicates that the curve of approximation (23) should be a first order polynomial. The coefficients

Wielkościami charakteryzującymi badane opory przepływu w układzie wymiany ładunku są odpowiednie, średnie spadki ciśnienia, które wyznaczano na podstawie badań intrykacyjnych silnika. Badania intrykacyjne umożliwiają wyznaczenie przebiegu zmian ciśnienia p wewnątrz cylindra w zależności od jego objętości V (rys. 5), czyli funkcji o postaci (20).

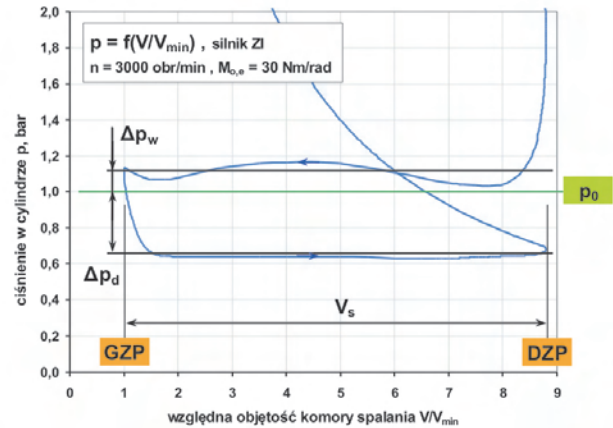


Fig. 5. The schematics of the average pressure drops in the charge exchange system

Rys. 5. Schemat wyznaczania średnich spadków ciśnienia w układzie wymiany ładunku

Średni spadek ciśnienia Δp_d podczas przepływu świeżego ładunku do silnika wyznaczano jako (21), natomiast średni spadek ciśnienia Δp_w przepływu spalin w układzie wylotowym – wg schematu (22).

Jak wskazują powyższe formuły, odpowiednie spadki ciśnienia w układzie wymiany ładunku uśredniano w zakresie skrajnych położen tłoka w czasie suwu wypływu spalin i dopływu świeżego ładunku.

4. Spadek ciśnienia Δp_d po stronie dopływu świeżego ładunku do silnika

Wyniki badań spadków ciśnien Δp_d powietrza po stronie napływowej, w zależności od obciążenia (momentu obrotowego) względnego, przy ustalonych prędkościach obrotowych silnika, przedstawiono na rys. 6. Dla porównania, badane spadki ciśnien Δp_d przedstawiono także w funkcji względnej mocy efektywnej, na rys. 7 dla $\dot{r} = \text{idem}$.

W warunkach pracy silnika rzeczywistego także stwierdzono liniową współzależność spadku ciśnienia powietrza w układzie dolotowym i uzyskiwanej pracy efektywnej (rys. 6 i 7). Nie obserwuje się istotnego wpływu prędkości obrotowej silnika na wielkość spadku ciśnienia Δp_d po stronie napływu świeżego ładunku, w układzie przedstawionym na rys. 6. Znaczący wpływ na wartość spadku ciśnienia Δp_d ma natomiast obciążenie silnika, co związane jest głównie z kątem otwarcia przepustnicy. Maksymalne przymknięcie przepustnicy na biegu jałowym ($M_o = 0$) skutkuje największą wartością spadku ciśnienia Δp_d . Jego wartość maleje ze wzrostem obciążenia, co jest rezultatem stopniowego otwierania przepustnicy. Spadek ciśnienia Δp_d osiąga wartości najniższe

of the linear equation approximating the measurement data have been determined by the least squares method [6] and the following has been obtained:

$$\left(\frac{\Delta p_d}{p_0}\right) = -0,6592 \left(\frac{M_o}{M_{o,max}}\right) + 0,6770 \quad (24)$$

at the correlation coefficient:

$$R^2 = 0.980 \quad (25)$$

That has been graphically shown in Fig. 8. This figure, apart from the line approximating the tests results, shows the dependence of the flow resistance Δp_d of the fresh charge in the inlet system on the work of the theoretical and reference Seiliger-Sabathe cycle. The aim of this comparison is to emphasize the full qualitative (linear) accordance of the dependence of the load on the inlet system flow resistance for both the real engine cycle and the reference one.

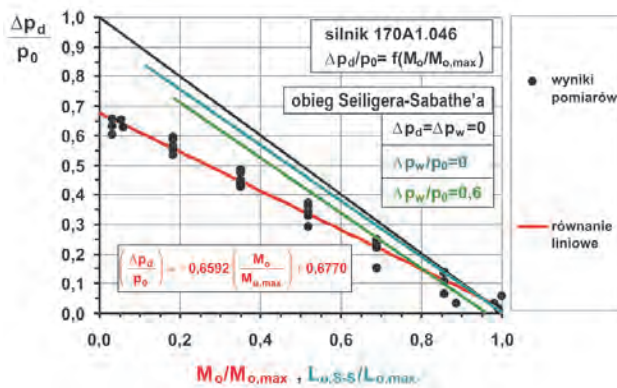


Fig. 8. Average pressure drop Δp_d on the inlet side of the engine depending on the relative engine load for a real engine cycle and the theoretical and reference Seiliger-Sabathe engine cycle

Rys. 8. Średni spadek ciśnienia Δp_d po stronie dopływu świeżego ładunku do silnika w zależności od obciążenia względnego dla rzeczywistego obiegu silnika oraz teoretycznego i porównawczego obiegu Seiligera-Sabathe'a

5. Pressure drop Δp_w of the gases in the engine exhaust system

The test results of the pressure drops Δp_w of the gases in the engine exhaust system depending on the relative torque at steady engine speeds have been shown in Fig. 9. For comparison, the tested pressure drops have also been presented in the function of relative effective power (Fig. 10), also for $\dot{r} = \text{idem}$.

The codependence of the flow resistance in the exhaust system and the obtained effective work varies from the respective codependence in the inlet system. The average pressure drop Δp_w on the exhaust side grows with the increase of the load and engine speed (Fig. 9). Such a phenomenon is the result of the increase of the gas stream and the speed of the gases.

In Figures 6 and 8, showing the value of the pressure drop Δp_d on the inlet side of the engine in the function of relative torque we do not observe a significant influence of

na charakterystyce eksploatacyjnej, zewnętrznej, tzn. przy maksymalnym obciążeniu ($M_o/M_{o,z} = 1$) – pełnym otwarciu przepustnicy (rys. 6 i 7).

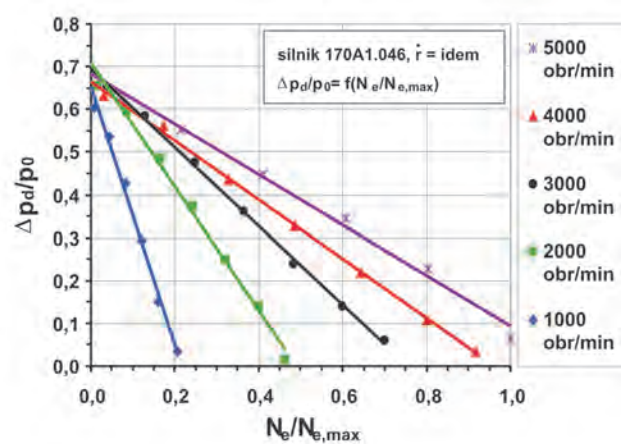


Fig. 7. Average pressure drop Δp_d on the inlet side of the engine depending on the relative effective power $N_e/N_{e,max}$

Rys. 7. Średni spadek ciśnienia Δp_d po stronie dopływu świeżego ładunku do silnika w zależności od względnej mocy efektywnej $N_e/N_{e,max}$

Jak wspomniano, na rysunku 6, przedstawiającym wielkość spadku ciśnienia Δp_d po stronie napływu świeżego ładunku w funkcji momentu obrotowego, nie obserwuje się znaczącego wpływu prędkości obrotowej na ten spadek ciśnienia. Zatem w tym układzie można wyznaczyć jedną krzywą aproksymacji, obejmującą całe pole pracy silnika (23), gdzie $(M_o/M_{o,max})$ oznacza względny moment obrotowy, odniesiony do maksymalnego momentu obrotowego $M_{o,max}$ silnika (rys. 4).

Praca obiegu porównawczego Seiligera-Sabathe'a jest liniową funkcją (15) i (19) oporów układu dolotowego (rys. 3), co wskazuje, iż krzywą aproksymacji (23) powinien być wielomian pierwszego stopnia. Współczynniki liniowego równania aproksymującego dane pomiarowe wyznaczono metodą najmniejszych kwadratów [6] i uzyskano jego postać (24), przy współczynniku korelacji (25), którą przedstawiono graficznie na rys. 8. Na rysunku tym oprócz linii aproksymującej wyniki badań eksperymentalnych dodatkowo, dla porównania, przedstawiono zależność wpływu oporów Δp_d przepływu świeżego ładunku przez układ dolotowy na pracę teoretycznego i porównawczego obiegu Seiligera-Sabathe'a. Celem tego porównania jest podkreślenie pełnej jakościowej (liniowej) zgodności zależności obciążenia od oporów układu dolotowego zarówno dla rzeczywistego obiegu silnika, jak i obiegu porównawczego.

5. Spadek ciśnienia Δp_w spalin w układzie wylotowym silnika

Wyniki badań spadków ciśnień Δp_w spalin w układzie wylotowym silnika, w zależności od względnego momentu obrotowego, przy ustalonych prędkościach obrotowych silnika, przedstawiono na rys. 9. Dla porównania, badane spadki ciśnień przedstawiono także w funkcji względnej mocy efektywnej (rys. 10), także dla $\dot{r} = \text{idem}$.

the engine speed on this pressure drop. However, the smallest influence of the engine speed on the average pressure drop Δp_w of the gases on the exhaust side is observed when this pressure drop is presented as a dependence on the relative effective power (Fig. 10).

Hence, for this system a single approximation curve has been determined for the whole work area as shown in Fig. 11. In this case the table differences also showed that the most appropriate approximating curve is the second order polynomial:

$$\left(\frac{\Delta p_w}{p_0}\right) = A \left(\frac{N_e}{N_{e,max}}\right)^2 + B \left(\frac{N_e}{N_{e,max}}\right) + C \quad (26)$$

where: $N_{e,max}$ – maximum effective engine power, A, B, C – approximating equation coefficient.

The coefficients A, B and C of equation (26) have been obtained through the least squares method [6], thus obtaining (26) as below:

$$\frac{\Delta p_w}{p_0} = 0.4861 \left(\frac{N_e}{N_{e,max}}\right)^2 + 0.0539 \left(\frac{N_e}{N_{e,max}}\right) + 0.0475 \quad (27)$$

at the correlation coefficient:

$$R_2 = 0.9779 \quad (28)$$

Considering the relation:

$$N_e = 2 \pi \dot{r} M_o \quad (29)$$

in equations (26) and (27) the relative pressure drop ($\Delta p_w/p_0$) of the gases on the exhaust side of the engine we can express depending on the engine relative torque ($M_o/M_{o,max}$) and its speed \dot{r} :

$$\left(\frac{\Delta p_w}{p_0}\right) = A(2\pi\dot{r})^2 \left(\frac{M_{o,max}}{N_{e,max}}\right)^2 \left(\frac{M_o}{M_{o,max}}\right)^2 + B2\pi\dot{r} \left(\frac{M_{o,max}}{N_{e,max}}\right) \left(\frac{M_o}{M_{o,max}}\right) + C \quad (30)$$

or, including the coefficients A, B and C, the multinomial (30) as below:

$$\left(\frac{\Delta p_w}{p_0}\right) = 0.4861(2\pi\dot{r})^2 \left(\frac{M_{o,max}}{N_{e,max}}\right)^2 \left(\frac{M_o}{M_{o,max}}\right)^2 + 0.0539(2\pi\dot{r}) \left(\frac{M_{o,max}}{N_{e,max}}\right) \left(\frac{M_o}{M_{o,max}}\right) + 0.0475 \quad (31)$$

Equation (31), expressing the flow resistance of the gases in the exhaust system, in the full work area of the engine (in a spatial system) has been shown in Fig. 12.

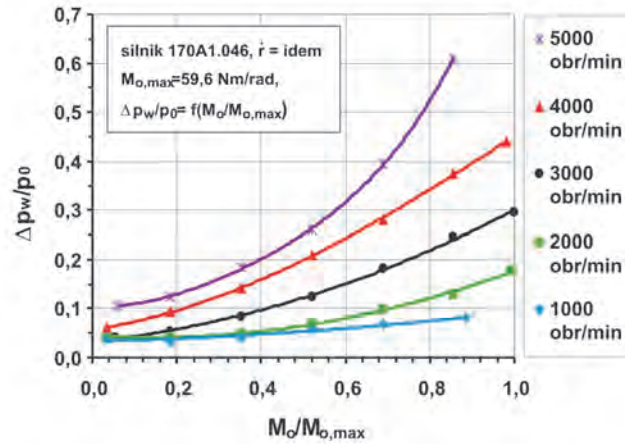


Fig. 9. Average pressure drop Δp_w of the gases in the engine exhaust system depending on the relative torque $M_o/M_{o,max}$

Rys. 9. Średni spadek ciśnienia Δp_w spalin w układzie wylotowym silnika w zależności od względnego momentu obrotowego $M_o/M_{o,max}$

Współzależność oporów w układzie wylotowym i uzyskiwanej pracy efektywnej kształtuje się odmiennie aniżeli odpowiednia współzależność w układzie dolotowym. Średni spadek ciśnienia Δp_w po stronie wypływu spalin z silnika rośnie zarówno ze wzrostem obciążenia, jak i prędkości obrotowej silnika (rys. 9). Sytuacja taka jest rezultatem wzrostu strumienia i prędkości wypływających spalin.

Na rysunkach 6 i 8, przedstawiających wielkość spadku ciśnienia Δp_d po stronie napływu świeżego ładunku w funkcji względnego momentu obrotowego, nie obserwuje się znaczącego wpływu prędkości obrotowej na ten spadek ciśnienia. Z kolei najmniejszy wpływ prędkości obrotowej na średni spadek ciśnienia Δp_w spalin po stronie wypływowej z silnika obserwuje się, gdy ten spadek ciśnienia przedstawi się w zależności od względnej mocy efektywnej (rys. 10).

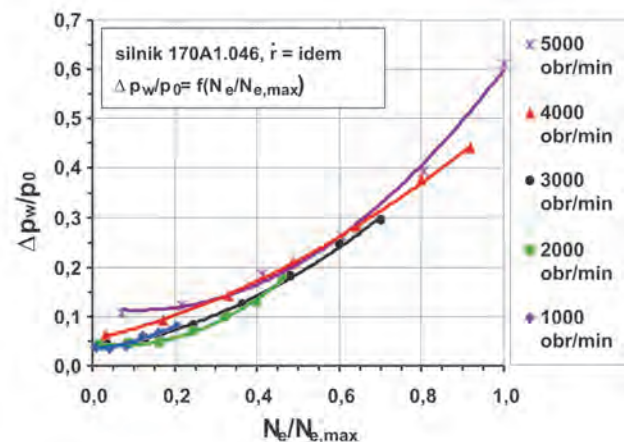


Fig. 10. Average pressure drop Δp_w of the gases in the engine exhaust system depending on the relative effective power $N_e/N_{e,max}$

Rys. 10. Średni spadek ciśnienia Δp_w spalin w układzie wylotowym silnika w zależności od względnej mocy efektywnej $N_e/N_{e,max}$

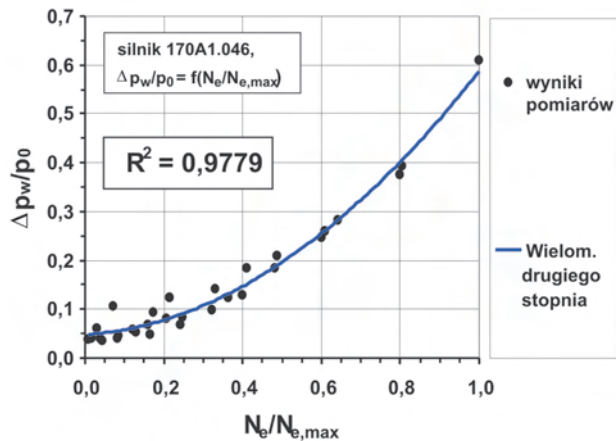


Fig. 11. Average pressure drop Δp_w of the gases in the engine exhaust system; approximation by a second order polynomial

Rys. 11. Średni spadek ciśnienia Δp_w spalin w układzie wylotowym silnika; aproksymacja wielomianem drugiego stopnia

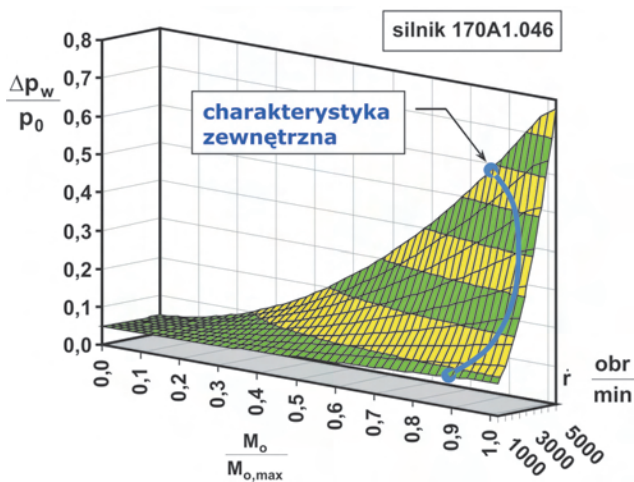


Fig. 12. Average pressure drop Δp_w of the gases in the engine exhaust system in the full area of engine work; surface approximation (31)

Rys. 12. Średni spadek ciśnienia Δp_w spalin w układzie wylotowym w całym polu pracy silnika; aproksymacja powierzchnią – wzór (31)

6. Conclusions

As far as the charge exchange system in a combustion engine is concerned significant are the positive (resulting from its function) and the negative – energy related (economical) aspects of installing its main components. The energy related aspect manifests as a growth of the flow resistance in the charge exchange system. It should be noted that the growth of the flow resistance of both the fresh charge and the gases in the exhaust system leads to a growth in the work of the charge exchange, thus, contributing to the decrease in the internal and effective work (this leads to a drop in the engine efficiency at part loads in particular).

The codependence of the flow resistance in the inlet manifold and the engine load is close to linear, hence, this resistance is a qualitative element of the engine power control. The characteristic feature of this type of power control is maintaining the air excess ratio λ and the stoichiometric mixture ready for combustion on an almost unchanged level

Zatem dla tego układu wyznaczono jedną krzywą aproksymacji dla całego pola pracy, którą przedstawiono na rys. 11. W tym przypadku zestawienie różnic tablicowych również wykazało, że najbardziej odpowiednią krzywą aproksymującą jest wielomian drugiego stopnia (26), gdzie: $N_{e,max}$ – maksymalna moc efektywna silnika, A, B, C – współczynniki równania aproksymacyjnego.

Współczynniki A, B i C równania (26) wyznaczono metodą najmniejszych kwadratów [6], uzyskując (26) w postaci (27), przy współczynniku korelacji (28).

Uwzględniając w równaniach (26) i (27) związek (29), względny spadek ciśnienia ($\Delta p_w/p_0$) spalin w układzie wylotowym można wyrazić, w zależności od względnego momentu obrotowego ($M_o/M_{o,max}$) silnika i jego prędkości obrotowej \dot{n} przez (30) lub, po uwzględnieniu wartości współczynników A, B i C, wielomianu (30) w postaci (31).

Równanie (31), wyrażające opory przepływu spalin w układzie wylotowym, w pełnym polu pracy silnika (w układzie przestrzennym) przedstawiono na rys. 12.

6. Podsumowanie i wnioski

W odniesieniu do układu wymiany ładunku silnika spalinowego istotne są pozytywne (wynikające z funkcji) oraz negatywne, energetyczne (ekonomiczne) aspekty instalowania głównych jego elementów. Aspekt energetyczny przejawia się jako wzrost oporów przepływu w układzie wymiany ładunku. Należy mieć na uwadze, iż zwiększenie zarówno oporu przepływu świeżego ładunku, jak i spalin powoduje wzrost pracy wymiany ładunku, jednocześnie przyczyniając się do zmniejszenia pracy wewnętrznej i efektywnej (sytuacja taka prowadzi także do spadku sprawności efektywnej silnika, szczególnie w zakresie obciążeń częściowych).

Wzajemna zależność oporów przepływu układu dolotowego i obciążenia jest zbliżona do liniowej, zatem opór ten nadaje się na element ilościowej regulacji osiągananej przez silnik mocy. Cechą charakterystyczną tego typu regulacji jest utrzymanie nadmiaru tlenu (powietrza) λ oraz składu stechiometrycznego mieszanki palnej przygotowanej do procesu spalania prawie na niezmiennym poziomie, niezależnie od samego obciążenia silnika. Odpowiednie dopasowanie masy czynnika roboczego, do pozyskiwanej pracy efektywnej, osiąga się najczęściej dzięki odpowiedniemu ustawieniu przepustnicy (dławienie) na kanale dopływowym. Jednakże stosowanie tradycyjnej regulacji ilościowej jest niekorzystne, szczególnie z termodynamicznego punktu widzenia. Podczas przepływu powietrza przez przepustnicę występuje intensywne dławienie płynu (izentalpowe), które jako przemiana zawsze nieodwracalna generuje straty egzergii (wzrost wykonanej pracy wymiany ładunku) w procesie napełniania silnika. Znaczne zmniejszenie pracy wymiany ładunku, a tym samym wzrost sprawności energetycznej silnika spalinowego można osiągnąć przez wprowadzenie zmian w układach regulacji i sterowania (zastosowanie systemów niezależnego sterowania zaworami).

W polu pracy silnika spalinowego istnieje odmienność kształtowania się oporów na dopływie i wypływie, aczkolwiek istotne jest ich łączne oddziaływanie na pracę silnika spalinowego. Opory przepływu w układzie dolotowym

irrespective of the engine load. An appropriate match of the mass of the medium with the obtained effective work is most often achieved through an appropriate throttle position (choking) in the inlet duct. Yet, the application of traditional qualitative control is disadvantageous, particularly in the thermodynamic aspect. When the air passes through the throttle, isenthalpic choking of the fluid occurs which, as an irreversible change, generates losses of exergy (increase in the work of the charge exchange) in the cylinder filling process. A significant reduction of the work of the charge exchange, thus an increase in the engine efficiency, can be achieved through modifications in the power control systems (the application of a system of independent valve control).

In the work area of a combustion engine the flow resistance varies at the inlet and exhaust side of the engine, however, their joint influence on the engine operation is important. The flow resistance in the inlet system more intensely influences the engine cycle than it is in the case of the exhaust system.

An important issue related to the flow resistance in the charge exchange system is the mutual dependence of the flow resistance of the fresh charge in the inlet system and the flow resistance of the gases in the exhaust system. The results of relevant research and analyses of the problem shall be discussed in further publications.

Bibliography/Literatura

- [1] Postrzednik S., Żmudka Z.: Termodynamiczne oraz ekologiczne uwarunkowania eksploatacji tłokowych silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2007.
- [2] Postrzednik S.: Termodynamika zjawisk przepływowych, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2006.
- [3] Szargut J.: Termodynamika techniczna, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.
- [4] Postrzednik S., Żmudka Z. i in.: Ekologiczne oraz eksploatacyjne uwarunkowania współpracy konwerterów katalitycznych z tłokowymi silnikami spalinowymi. Projekt badawczy numer 5T12D 031 24. PBU-14/RIE-6/03. 27.03.2003 – 26.07.2005. Sprawozdanie, Gliwice 2005.
- [5] Żmudka Z., Postrzednik S.: Opór przepływu w układzie dolotowym jako element regulacji obciążenia silnika spalinowego. Czasopismo Techniczne, zeszyt 11/2008 (105). Mechanika z. 7-M/2008. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2008.
- [6] Żmudka Z., Postrzednik S.: Zastosowanie rachunku wyrównawczego do wyznaczania parametrów obiegu porównawczego silnika spalinowego. Termodynamika w nauce i gospodarce, tom II, praca zbiorowa pod red. Zbigniewa Gnutka i Władysława Gajewskiego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008.
- [7] Żmudka Z., Postrzednik S.: Opory przepływu w obrębie wybranych elementów układu wylotowego silnika spalinowego. Termodynamika w nauce i gospodarce, tom II, praca zbiorowa pod red. Zbigniewa Gnutka i Władysława Gajewskiego. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008.

znacznie intensywniej oddziałują na wartość pracy obiegu (silnika) niż opory przepływu spalin przez układ wylotowy.

Istotnym zagadnieniem związanym z oporami w układzie wymiany ładunku jest kształtowanie się wzajemnej współzależności oporów przepływu świeżego ładunku w układzie dolotowym oraz oporów przepływu spalin w układzie wylotowym. Wyniki badań i analiza tego problemu będą omówione w kolejnych publikacjach.

Artykuł recenzowany

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

BDC	bottom dead center/DZP – dolny zwrotny punkt
E	energetic-stoichiometric parameter/parametr energetyczno-stechiometryczny
TDC	top dead center/GZP – górny zwrotny punkt
L_o	work in the cycle/praca obiegu, J
L_w	charge exchange work/praca wymiany ładunku, J
M_o	torque/moment obrotowy, N·m/rad
N_e	effective power/moc efektywna, kW
p	pressure/ciśnienie, Pa
Δp_d	average pressure drop on the inlet side of the engine/średni spadek ciśnienia po stronie dopływu ładunku do silnika, Pa
Δp_w	average pressure drop of the gases in the engine exhaust system/średni spadek ciśnienia po stronie wypływu spalin z silnika, Pa
Q_d	amount of heat supplied to the cycle/ilość ciepła dostarczonego do obiegu, J
Q_w	amount of heat transferred from the cycle/ilość ciepła wyprowadzonego z obiegu, J
\dot{n}	engine speed, rpm/prędkość obrotowa, obr/s
T	temperature/temperatura, K
V	volume/objętość, m ³
SI	spark ignition/ZI – zapłon iskrowy
CI	compression ignition/ZS – zapłon samoczynny
ω	angular speed/prędkość kątowa, rad/s
γ	load parameter(level)/parametr (stopień) obciążenia
ε	compression ratio/stopień sprężania
φ	second distribution number/parametr (stopień) dociążenia
Ψ	heat distribution number/liczba rozdziału ciepła

Mr. Zbigniew Żmudka, DEng. – Senior Lecturer in the Faculty of Environmental Engineering and Energy at Silesian University of Technology in Gliwice.

Dr inż. Zbigniew Żmudka – starszy wykładowca na Wydziale Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

e-mail: zbigniew.zmudka@polsl.pl



Prof. Stefan Postrzednik, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Environmental Engineering and Energy, Silesian University of Technology in Gliwice.

Prof. dr hab. inż. Stefan Postrzednik – profesor na Wydziale Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

e-mail: stefan.postrzednik@polsl.pl



Knocking detection using autocorrelation of the wide-band optical radiation intensity

The paper presents an evaluation of usability of the autocorrelation function which was calculated from the optical radiation signal and used for the detection of knocking combustion in a spark-ignition engine. The main source of experimental data was the resultant wide-band intensity of optical radiation which was acquired using optical combustion sensor having direct access to the combustion chamber. The gathered light was transmitted by a waveguide bundle to the set of photodetectors and after conversion – recorded using analog-digital card. The scope of the analysis which is described in this paper includes an estimation of the autocorrelation function and its evaluation for the purpose of knocking detection. Results have shown that occurrence of knocking combustion is accompanied by a high increase of energy transmitted by the optical signal expressed by its root mean square (rms). Moreover, knocking combustion results in a slower drop of autocorrelation function and appearance of some periodic components.

Key words: knock, combustion, fiber-optic sensor, optical radiation, autocorrelation function

Funkcja autokorelacji szerokopasmowej emisji optycznej w detekcji spalania stukowego

W artykule przedstawiono ocenę możliwości wykorzystania funkcji autokorelacji obliczonej dla sygnału promieniowania optycznego do detekcji spalania stukowego w silnikach o ZI. Głównym źródłem danych eksperymentalnych była wypadkowa, szerokopasmowa emisja optyczna zmierzona za pomocą czujnika z bezpośrednim dostępem optycznym do komory spalania silnika. Sygnał optyczny był transmitowany pękiem światłowodów do zestawu fotodetektorów i rejestrowany po konwersji analogowo-cyfrowej. Analiza opisana w artykule obejmuje estymację funkcji autokorelacji i jej ocenę pod kątem detekcji spalania stukowego. Analiza wyników pozwala na stwierdzenie, że wystąpieniu spalania stukowego towarzyszy znaczący wzrost energii transmitowanej przez sygnał optyczny, wyrażonej przez jej wartość średniokwadratową (rms). Ponadto spalanie stukowe powoduje wolniejszy zanik funkcji autokorelacji i wystąpienie składowych okresowych.

Słowa kluczowe: spalanie stukowe, czujnik światłowodowy, promieniowanie optyczne, funkcja autokorelacji

1. Introduction

Knocking is one of the most frequently investigated and yet not completely understood phenomena accompanying combustion in spark-ignition gasoline engines. Although a huge effort was made to understand knocking combustion, still many unexplained problems or problems that are explained ambiguously exist.

Knocking should be avoided, as uncontrolled self-ignition in the combustion chamber can lead to a serious engine damage. Knocking and other phenomena of abnormal combustion are also the main barriers in the improvement of thermal efficiency and unit performance indicators of spark ignition engines, and therefore they should be consistently eliminated. Detection and control of knocking combustion have become essential components of control systems in modern engines. Nowadays all contemporary SI engines are controlled on the verge of knocking limit in the case of full load or higher part load operation, which allows reaching maximum fuel efficiency. In this context, precise recognition of knocking occurrence and definition of its intensity are of great importance.

Knocking detection is based mainly on the analysis of time or frequency representations of the accompanying processes, however available specifications of signal properties recorded during knocking combustion are of low

1. Wprowadzenie

Spalanie stukowe należy do jednych z najczęściej badanych zjawisk towarzyszących spalaniu w silnikach o zapłonie iskrowym, a mimo to nie jest jeszcze w pełni poznane. Mimo że w zakresie zrozumienia zjawiska stuku uczyniono wiele, to wciąż istnieje wiele zagadnień niewyjaśnionych lub wyjaśnionych w sposób niejednoznaczny,

Spalanie stukowe jest zjawiskiem, którego należy unikać, ponieważ niekontrolowany samozapłon paliwa w komorze spalania może prowadzić do istotnych uszkodzeń silnika. Stuk oraz inne zjawiska nieprawidłowego spalania są również głównymi barierami w zwiększaniu sprawności cieplnej i jednostkowych osiągnięć silników o ZI, dlatego muszą być skutecznie eliminowane. Detekcja i kontrola spalania stukowego stały się zasadniczymi składnikami systemów sterowania współczesnych silników. Wszystkie produkowane obecnie silniki o ZI są sterowane na granicy spalania stukowego w przypadku pracy w warunkach pełnego obciążenia lub wyższych obciążeń częściowych, co pozwala na uzyskanie maksymalnej sprawności w zakresie wykorzystania paliwa. W tym kontekście precyzyjne rozpoznanie wystąpienia spalania stukowego i określenie jego intensywności mają olbrzymie znaczenie.

Detekcja stuku oparta jest głównie na analizie reprezentacji czasowych lub częstotliwościowych procesów towa-

coherence. In the mass produced engines the most commonly used method is based on the application of vibration sensors (accelerometers), which transmit vibration of engine components (cylinder head, engine block) [1, 2]. The most significant weakness of this method is very low signal-to-noise ratio, especially at higher engine speeds, resulting from high background noise level. As a consequence, close-loop engine control is either impossible or retarded ignition is used as countermeasure which decreases the engine efficiency and power [3].

Knocking identification using pressure transducers inherits most of the weaknesses mentioned above. However, in extreme situations a pressure sensor cannot record any oscillations, as it can be located directly in the vibration's node of the combustion chamber. Moreover, misinterpretations of the self-ignition phenomena on the basis of the pressure signal can arise from the fact, that self-ignition has cyclic variability, even with the same pressures existing in the combustion chamber.

Having revised the most important issues regarding knocking combustion and its detection, it is possible to draw some conclusions. The main problem of knocking detection is related to the exact separation of the knocking signal, according to the engine operating conditions. Frequency analysis of the engine block vibrations permits only rough estimation of the knocking intensity. An objective evaluation of the knocking intensity is possible, but it requires a precise separation of the knocking signal from the primary signal of engine operation using band-pass filtering.

2. Knocking detection using optical methods

The development of sensors and methods of knocking detection creates many significant challenges related to the measurement error and complexity of calculations. Therefore, direct methods of measurement are desired, as they allow a detailed observation of combustion phenomena, and thus, detection of knocking and estimation of its intensity. Optical and opto-electronic methods enable a realization of new measurements (in terms of quality) of combustion cycle and have become a commonly used tool in the combustion research, which is confirmed by many publications [e.g. 4–9].

The application of optical combustion sensors has some advantages in comparison to vibration knocking sensors or pressure measurements: their operation is not influenced by any mechanical or electrical disturbances, and they offer high speed of data processing with minimum invasiveness. Optical combustion sensors can even meet performance requirements needed for mass application in automotive engines. In case of wide-band optical radiation intensity, identification of knocking combustion can be done using some numerical or functional features of the signal, like peak values of the radiation intensity, mean value of total optical radiation or changes in radiation intensity during combustion. The intensity of optical radiation varies with crankshaft position and engine load, there is also randomness of the signal resulting from the variability of consecutive combustion cycles. The

rzyszających, jednakże dostępne charakterystyki określające właściwości zarejestrowanych sygnałów są zazwyczaj mało spójne. W silnikach produkowanych seryjnie najczęściej stosowaną metodą jest wykorzystanie czujników mierzących drgania (akcelerometrów) komponentów silnika (głowicy, bloku) [1, 2]. Największą słabością tej metody jest bardzo niski stosunek sygnału do szumu, zwłaszcza przy dużych prędkościach obrotowych silnika, wynikający z wysokiego poziomu szumu. W rezultacie sterowanie kątem wyprzedzenia zapłonu w pętli zamkniętej jest albo niemożliwe, albo jako środek zapobiegawczy wykorzystuje się przyjęte z góry opóźnione wartości kąta wyprzedzenia zapłonu, co z kolei obniża sprawność i moc silnika [3].

Identyfikacja spalania stukowego w oparciu o sygnał uzyskany z czujników ciśnienia nie jest również pozbawiona wad wspomnianych wyżej. W skrajnych przypadkach czujniki te nie są w stanie zarejestrować jakichkolwiek oscylacji ciśnienia, ponieważ mogą znajdować się bezpośrednio w węzle drganiowym komory spalania. Co więcej, błędna interpretacja zjawiska samozapłonu na podstawie przebiegu ciśnienia może wynikać z faktu, że samozapłon charakteryzuje się zmiennością cykliczną, nawet przy tej samej wartości ciśnienia panującego w komorze spalania.

Dokonawszy nawet tak pobieżnej analizy problemów związanych ze spalaniem stukowym i jego detekcją, można sformułować kilka zasadniczych wniosków. Główny problem detekcji stuku jest związany z dokładnym wyizolowaniem sygnału spalania stukowego, w zależności od aktualnych warunków pracy silnika. Analiza częstotliwościowa drgań bloku silnika pozwala na jedynie przybliżoną ocenę intensywności spalania stukowego. Obiektywna ocena intensywności stuku jest możliwa, ale wymaga dokładnego wyodrębnienia tego sygnału z sygnału podstawowego, najczęściej dzięki zastosowaniu filtracji pasmowej.

2. Detekcja spalania stukowego metodami optycznymi

Rzeczywiście rozwój czujników i metod służących do detekcji spalania stukowego stwarza wiele wyzwań związanych z błędami pomiaru i złożonością niezbędnych obliczeń. Stąd też pożądane są bezpośrednie metody pomiaru, pozwalające na dokładną obserwację zjawiska spalania, a więc także na detekcję stuku i ocenę jego intensywności. Metody optyczne i optoelektroniczne umożliwiają realizację jakościowo nowych pomiarów cyklu spalania i stały się powszechnie stosowanym narzędziem w badaniach silników; potwierdzają to liczne publikacje [np. 4–9].

Zastosowanie czujników optycznych ma kilka zalet w porównaniu do czujników drganiowych lub pomiarów ciśnienia: ich działanie nie podlega zakłóceniom mechanicznym ani elektrycznym, oferują dużą prędkość przetwarzania danych przy minimalnej inwazyjności w przebiegu obserwowanego procesu. Optyczne czujniki spalania są w stanie spełnić wymagania w zakresie osiągnięć, związane z zastosowaniem ich w seryjnie produkowanych silnikach samochodowych. W przypadku czujników rejestrujących szerokopasmowy sygnał natężenia promieniowania optycznego,

occurrence of knocking creates significant changes in the measured intensity of optical radiation – either in certain spectral bands or as a resultant wide-band signal.

3. Experimental research

Aim of the research. The scope of experimental research included an introductory qualitative and quantitative analysis of combustion on the basis of optical radiation signal, aimed at more comprehensive understanding of unwanted phenomena such as knocking occurrence. Research should also settle the question, whether it is possible to use the same signal processing procedures which are used in knocking detection algorithms based on the pressure analysis in relation to the signal of optical radiation. Results shown in this paper illustrate the usage of autocorrelation function of the wide-band optical radiation intensity signal for the detection of knocking and estimation of its intensity.

Research engine and measurement system. Research was done using modified Honda GX390 one-cylinder, air-cooled SI engine. Engine was retrofitted with specially designed electronic ignition and fuel injection systems controlled by a dedicated PC software. Table 1 shows the main technical parameters of the modified Honda GX390 engine.

Table 1. Modified Honda GX390 test engine – main technical characteristics

Tabela 1. Zmodyfikowany silnik badawczy Honda GX390 – podstawowe dane techniczne

Engine displacement/pojemność skokowa	$V_s = 0.390 \text{ dm}^3$
Cylinder bore \times piston stroke/ średnica cylindra \times skok tłoka	$D \times S = 88 \times 64 \text{ mm}$
Compression ratio/stopień sprężania	$\epsilon = 8.0$
Maximum power/moc znamionowa	$N_e = 8.7 \text{ kW (11.8 KM)}$ at 3600 rpm
Maximum torque/maksymalny moment obrotowy	$M_o = 26 \text{ N}\cdot\text{m}$ at 2500 rpm

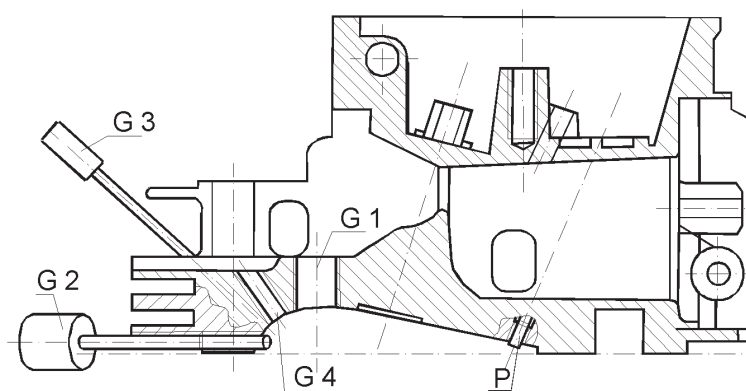


Fig. 1. Cylinder head of the GX390 test engine with marked locations of the combustion sensors: G1 – sensor integrated with the spark-plug, G2, G3, G4 – sensors mounted directly in the cylinder head, P – pressure sensor

Rys. 1. Głowica silnika GX390 z zaznaczonymi miejscami montażu czujników spalania: G1 – czujnik zintegrowany ze świecą zapłonową, G2, G3, G4 – czujniki głowicowe, P – czujnik ciśnienia indykowanego

identyfikacja spalania stukowego może być zrealizowana na podstawie analizy niektórych liczbowych lub funkcyjnych cech sygnału, takich jak wartość szczytowa natężenia promieniowania, wartość średnia czy zmiany intensywności świecenia w trakcie spalania. Natężenie promieniowania optycznego zmienia się wraz z położeniem wału korbowego i obciążeniem silnika, obecna jest także niepowtarzalność sygnału wynikająca ze zmienności poszczególnych cykli spalania. Pojawienie się spalania stukowego powoduje istotne zmiany w przebiegu sygnału optycznego – zarówno w poszczególnych pasmach widma promieniowania, jak i w natężeniu wynikowego sygnału szerokopasmowego.

3. Badania eksperymentalne

Cel badań. Zakres badań eksperymentalnych obejmował wstępną analizę jakościową i ilościową spalania na podstawie sygnału promieniowania optycznego, ukierunkowaną na lepsze zrozumienie niepożądanych zjawisk, takich jak występowanie spalania stukowego. Badania powinny także rozstrzygnąć, czy możliwe jest wykorzystanie wobec sygnału natężenia promieniowania optycznego tych samych procedur przetwarzania sygnału, które stosowane są w algorytmach detekcji stuku bazujących na sygnale ciśnienia. Wyniki zaprezentowane w niniejszym artykule ilustrują wykorzystanie funkcji autokorelacji szerokopasmowego sygnału natężenia promieniowania optycznego do detekcji spalania stukowego i oceny jego intensywności.

Silnik badawczy i układ pomiarowy. Badania wykonano na zmodyfikowanym jednocylindrowym, chłodzonym powietrzem silniku Honda GX390 o zapłonie iskrowym. Silnik został wyposażony w specjalnie zaprojektowane układy zapłonowy i wtryskowy, sterowane elektronicznie z poziomu komputera osobistego PC. W tabeli 1 przedstawiono najważniejsze parametry techniczne silnika Honda GX390.

System pomiarowy składał się z zestawu optycznych czujników spalania rejestrujących natężenie promieniowania optycznego emitowanego podczas procesu spalania. Czujniki zostały zamontowane w różnych punktach głowicy silnika, różniły się średnicą okna optycznego. Zaprezentowane wyniki pochodzą wyłącznie z jednego czujnika oznaczonego G4. Rysunek 1 przedstawia przekrój przez głowicę silnika z zaznaczonymi położeniami poszczególnych czujników. Czujnik G4 wykorzystany do badań przedstawiono na rys. 2. Ma on rdzeń kwarcowy o średnicy 8 mm oraz płaskie zwierciadło optyczne.

Kalibracja czujnika obejmowała ocenę kąta akceptacji – wynosi ona ok. 33 stopnie przy założeniu 5-procentowego poziomu sygnału (rys. 3) – oraz pomiar apertury numerycznej i charakterystyki tłumienia w zależności od kąta padania światła. Sporządzono również charakterystykę tłumienia czujnika w funkcji jego czasu pracy: straty transmisji powodowane są przez zanieczyszczenia osadzające się na zwierciadle czujnika. Na rysunku 4 przedstawiono względny poziom sygnału odniesiony do

The measurement system was based on the set of optical combustion sensors recording the intensity of optical radiation emitted from the combustion chamber. The sensors were mounted in different locations of the cylinder head, and varied with the diameter of their optical window. Results presented in this paper were obtained using only one of the sensors – G4. Figure 1 shows the cross-section of the cylinder head with positions of the sensors marked. The combustion sensor used in the presented experiments (G4 – Fig. 1) is shown in Fig. 2. It has a quartz core diameter of 8 mm and plane mirror surface.

Preliminary calibration of the sensor included the estimation of the acceptance angle – it was approx. 33° with an assumption of 5% signal level (Fig. 3) and numerical aperture and attenuation characteristics in relation to the incidence angle. Sensor calibration also included the attenuation characteristics in a function of its operating time: significant transmission losses were created by deposits on its mirror surface. Fig. 4 presents relative transmission of the combustion sensor for the maximum level of panchromatic optical radiation (η_z) as a function of operating time (no. of engine cycles – N) in steady state conditions (engine was run stoichiometric at 2000 rpm, throttle position was set at 60%). An interesting feature was observed: at the beginning the attenuation characteristic is exponential, in accordance with a Lambert-Beer’s law. After approx. 7 thousand cycles (approx. 420 s) the attenuation characteristics becomes linear. Therefore it can be assumed, that at the beginning of the operation the thickness of the contamination layer increases steadily, then the growth is inhibited. Signal-to-noise ratio remains on a satisfactory level even with the increasing contamination of sensor’s tip.

The optical signal was transmitted to the filtering and detecting components using an elastic bundle of waveguides. The resultant panchromatic optical radiation was recorded using a transducer with a transmission band from 200 to 800 nm and peak sensitivity 750 nm, then amplified. The triggering and sampling signals were supplied by the crankshaft position sensor, and instantaneous optical signal was recorded with the resolution of 0.1 CA (crankshaft angle). Signals were digitized using a 12-bit a-d card with a maximum sampling rate of 1.25 MS/s. Figure 5 presents the general set-up of the optical measurement system.

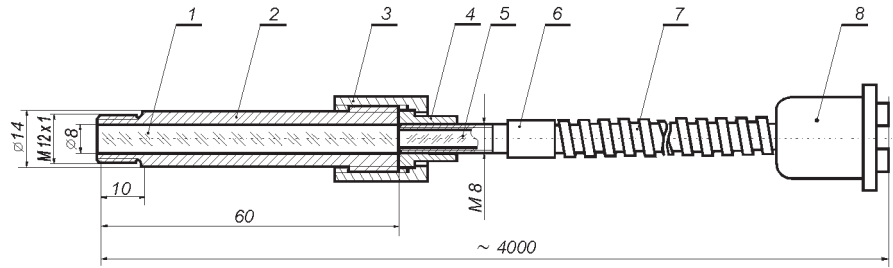


Fig. 2. Design of the basic optical combustion sensor (G4): 1 – quartz-glass, 2 – steel sleeve, 3 – nut, 4 – sleeve, 5 – waveguide bundle, 6 – waveguide terminal, 7 – steel protection coat, 8 – bifurcated terminal

Rys. 2. Przekrój głowicowego czujnika optycznego G4: 1 – pręt ze szkła kwarcowego, 2 – tuleja stalowa, 3 – nakrętka, 4 – tuleja, 5 – pęk światłowodów, 6 – zakończenie światłowodu, 7 – płaszcz stalowy, 8 – zakończenie rozwidlone

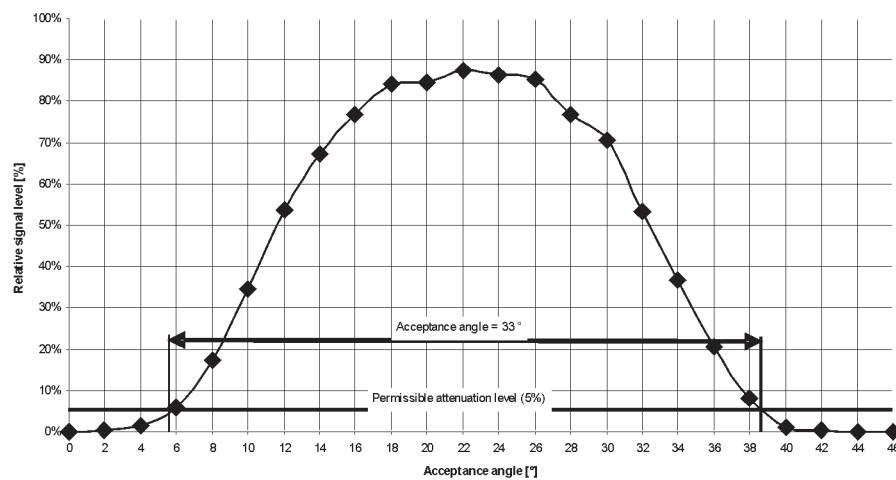


Fig. 3. Relative signal level of combustion sensor (G4) as a function of acceptance angle

Rys. 3. Względny poziom sygnału z czujnika spalania G4 w funkcji kąta akceptacji

maksymalnej wartości promieniowania panchromatycznego (η_z) w funkcji czasu pracy (liczba cykli pracy silnika – N) w warunkach ustalonych (silnik pracował z prędkością 2000 obr/min, położenie przepustnicy ustalono na 60%). Zaobserwowaną interesującą zależność: początkowo charakterystyka tłumienia ma przebieg wykładniczy, zgodny z prawem Lamberta-Beera. Po około 7 tys. cykli (dla 2000 obr/min jest to ok. 420 s pracy) przechodzi w zależność liniową. Stąd przyjęto założenie, że na początku badań grubość osadów wzrasta stopniowo, a następnie proces ten zostaje zahamowany. Stosunek sygnału do szumu pozostaje na zadowalającym poziomie, nawet przy rosnącym zanieczyszczeniu końcówki czujnika.

Sygnał optyczny był transmitowany do układów filtracyjnych i detektorów pękiem światłowodów. Wypadkowe panchromatyczne promieniowanie optyczne rejestrowano przetwornikiem o paśmie przenoszonym w zakresie od 200 do 800 nm i maksymalnej czułości przy 750 nm, przetworzony sygnał był następnie wzmacniany. Wyzwalanie i próbkowanie sygnału realizowano w oparciu o sygnał z czujnika położenia wału korbowego, chwilowe wartości sygnału optycznego rejestrowano z rozdzielczością 0,1° OWK (kątem obrotu wału korbowego). Sygnały analogowe przekształcane były do postaci cyfrowej przy użyciu 12-bit-

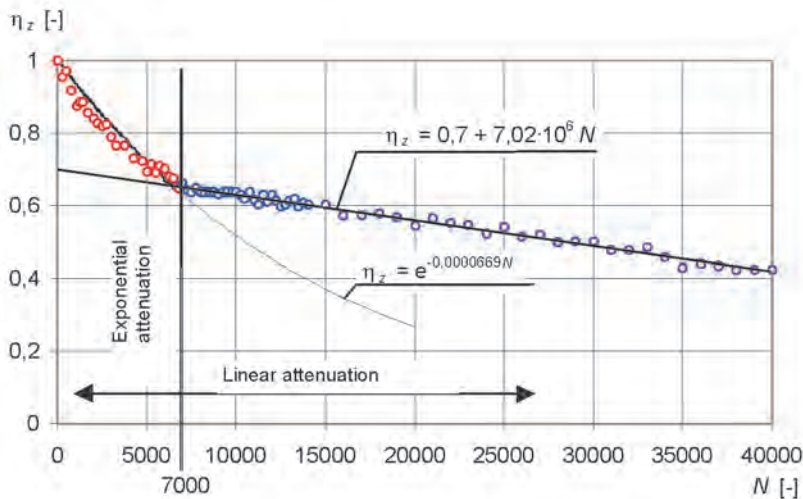


Fig. 4. Relative attenuation of the combustion sensor (G4) as a function of engine cycles (N)
Rys. 4. Względne osłabienie sygnału czujnika spalania (G4) w funkcji liczby cykli pracy silnika (N)

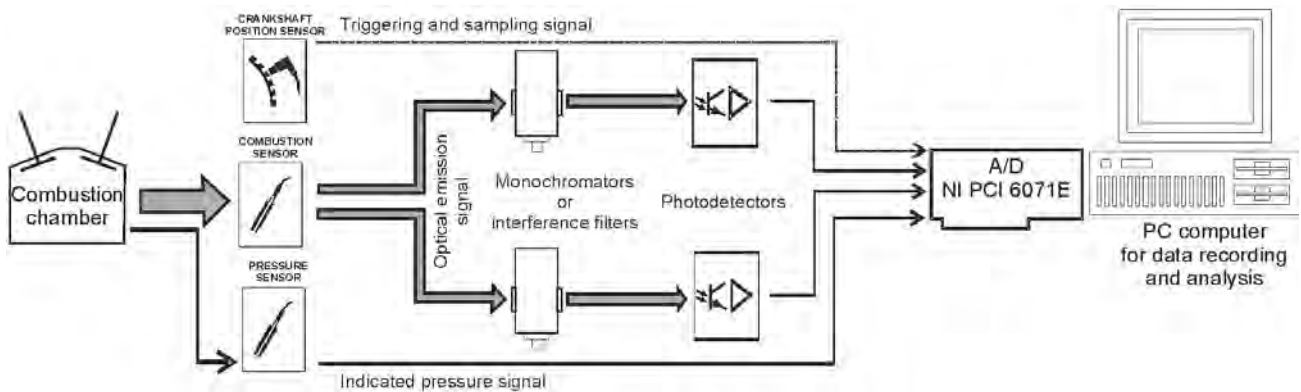


Fig. 5. General schematics of the measurement system used for the recording of the optical radiation from the combustion chamber
Rys. 5. Schemat ogólny toru pomiarowego do rejestracji promieniowania optycznego z komory spalania silnika

Research was done for different engine operating conditions: engine speed (n): 1600, 2500, 3500 rpm; throttle positions (ap): 30, 60, 90%, ignition advance: 25–65 CA BTDC (crankshaft angle before top dead center). The mixture composition was always set manually by the operator to stoichiometric on the basis of the readouts from the wide-band oxygen sensor and exhaust gas analyzer. For comparative analysis a pressure signal was simultaneously recorded using miniature piezoelectric pressure transducer mounted in the spark-plug (AVL GU13Z-24).

4. Data processing

The radiation spectrum of the flames in the combustion chamber of the gasoline engine is dominated by the temperature of combustion (thermal emission) and chemical reactions (chemoluminescence). Its intensity and spectral properties are modified by abnormal combustion such as knock. Research methods utilize different emissive properties of the flames: from the thermal radiation to linear spectra of radicals. In the described experiments the acquired optical

towej karty przetworników o maksymalnej częstotliwości próbkowania 1,2 MS/s. Na rysunku 5 przedstawiono schemat optycznego układu pomiarowego.

Badania eksperymentalne wykonano dla różnych warunków pracy silnika: prędkości obrotowej (n) 1600, 2500 oraz 3500 obr/min, położenia przepustnicy (ap) 30, 60, 90% i kątów wyprzedzenia zapłonu (kwz) 25–65° OWK przed GMP. Dawkę wtryskiwanego paliwa dobierano manualnie, tak aby skład mieszanki odpowiadał stechiometrycznemu, posługiwano się przy tym odczytami z szerokopasmowej sondy lambda oraz analizatora spalin. W celu analizy porównawczej równocześnie rejestrowano sygnał ciśnienia indykowanego generowany przez miniaturowy czujnik piezokwarcowy zintegrowany ze świecą zapłonową (AVL GU13Z-24).

4. Przetwarzanie danych

Widmo promieniowania płomieni w komorze spalania silnika benzynowego jest zdominowane przez temperaturę spalania (emisja termiczna) oraz reakcje chemiczne (chemoluminescencja). Jego intensywność i właściwości widmowe modyfikowane są przez zjawiska spalania nienormalnego, takie jak spalanie stukowe. Metody badawcze wykorzystują różne właściwości emisyjne płomieni, począwszy od promieniowania cieplnego po liniowe widma rodników. W opisywanych eksperymentach zarejestrowany sygnał optyczny miał najprostszą postać: było to uśrednione natężenie (moc optyczna) szerokopasmowego promieniowania optycznego zmierzonego w polu widzenia czujnika. Analiza sygnału przebiegała w odniesieniu do położenia kąтового wału korbowego.

Aby wyeliminować niepożądane składowe stałe oraz zakłócenia wysokoczęstotliwościowe, zarejestrowane sygnały poddano filtracji cyfrowej. W pierwszym rzędzie było konieczne określenie teoretycznych częstotliwości drgań towarzyszących spalaniu stukowemu w komorze spalania

signal had the simplest form: it was an averaged wide-band intensity (optical power) of optical radiation gathered from the sensors's field of view. Further signal analysis was done in the function of angular crankshaft position.

So as to eliminate the unwanted constant components and high-frequency noise, the recorded signals were digitally filtered. First, it was necessary to determine the theoretical frequencies of vibrations accompanying the knocking combustion in the combustion chamber of the GX390 engine. It was done using equation (1) describing the vibration frequency of acoustic pressure wave in the disc-shaped combustion chamber [10]:

$$f_{m,n} = (C \cdot \rho_{m,n}) / \pi \cdot B \quad (1)$$

where: $f_{m,n}$ – vibration frequencies for the modes m, n , [Hz]; C – speed of sound at knocking conditions, [m/s]; $C = 950$ m/s; $\rho_{m,n}$ – coefficient of vibration modes; B – cylinder bore, [m]; $B = 0.088$ m; m – mode index of circumferential oscillations; n – mode index of radial oscillations.

The above equation ignores the axial vibrations, as height of the combustion chamber at TDC of the piston is relatively small in comparison to the piston diameter. Table 2 presents the calculated frequencies for the consecutive circumferential and radial vibration modes. The most important is the first circumferential mode, according to the considerations presented in [10]. The applied digital filter consisted of low-pass and high-pass Chebyshev's filters with infinite impulse response IIR. In such a way it was possible to directly separate the intensity of the optical radiation during knocking combustion.

The sampling frequency also had to be considered. The required minimum was imposed by the Nyquist criterion, however the introduction of digital filters and/or FFT algorithms imposed a use of even higher sampling frequencies. As the knocking frequencies for different vibration modes were approximated on the theoretical basis, it was possible to check the Nyquist criterion for the sampling frequencies used during the experimental research. The comparison of frequencies is presented in Table 3. The minimum sampling frequency (96 kHz) was 3.32 times higher than the maximum limiting sampling frequency determined for the analyzed vibration modes (28.88 kHz). Therefore, it can be assumed, that the recorded signals were free from frequency masking and resonance and high-frequency noise was eliminated.

5. Data analysis

The onset of knocking results in a rapid increase in the intensity of optical radiation $I_{op,t}$, it then changes in accordance with indicated pressure p_i – (see e.g. [11–13]). The changes of intensity of optical radiation can be associated with high frequency pressure waves which reinitialize the luminescence of burned gases as a result of adiabatic heating. In case of boundary conditions – i.e. at knocking limit – the pressure traces would not indicate the occurrence of knock, whereas optical signal shows a rapid growth in the value resulting from the presence of auto-ignition centers. This phenomenon was confirmed by other researchers [8, 10, 14].

silnika GX390. Obliczono je, wykorzystując równanie (1), opisujące częstotliwości drgań fali ciśnienia akustycznego w komorze spalania o kształcie zbliżonym do dysku [10], gdzie: $f_{m,n}$ – częstotliwości drgań dla postaci m, n , [Hz]; C – prędkość dźwięku w warunkach spalania stukowego, [m/s], $C = 950$ m/s; $\rho_{m,n}$ – współczynnik postaci drgań; B – średnica cylindra, [m], $B = 0,088$ m; m – indeks postaci drgań obwodowych; n – indeks postaci drgań promieniowych.

W równaniu (1) pominięto drgania osiowe, ponieważ wysokość komory spalania w GMP tłoka jest względnie mała w porównaniu ze średnicą tłoka. W tabeli 2 przedstawiono obliczone częstotliwości dla, odpowiednio, obwodowych i promieniowych postaci drgań. Najważniejsza jest pierwsza postać drgań obwodowych, zgodnie z rozważaniami zaprezentowanymi w pracy [10].

Table 2. Frequencies of acoustic oscillations of the pressure wave during knocking combustion in the combustion chamber of the GX390 engine

Tabela 2. Częstotliwości drgań akustycznych fali ciśnienia w warunkach spalania stukowego w komorze spalania silnika GX390

$m - n$	1 - 0	2 - 0	0 - 1	3 - 0	1 - 1
$\rho_{m,n}$	1.841	3.054	3.832	4.201	5.332
$f_{m,n}$ [kHz]	6.36	10.56	–	14.44	–

Zastosowane filtry cyfrowe składały się z dolno- i górnoprzepustowych filtrów Czebyszewa o nieskończonej odpowiedzi impulsowej IIR. W ten sposób możliwe było bezpośrednie wyodrębnienie intensywności promieniowania optycznego w warunkach stuku.

Należało również rozważyć częstotliwość próbkowania sygnału. Jej minimalną wartość narzuca kryterium Nyquista, jednakże wprowadzenie filtrów cyfrowych i/lub transformacji FFT wymusza zastosowanie jeszcze wyższych częstotliwości próbkowania. Po teoretycznym wyznaczeniu częstotliwości związanych ze spalaniem stukowym, możliwe było sprawdzenie kryterium Nyquista dla częstotliwości próbkowania zastosowanych podczas realizacji pomiarów. Porównanie częstotliwości przedstawia tab. 3. Minimalna częstotliwość próbkowania (96 kHz) była 3,32 razy wyższa niż maksymalna częstotliwość graniczna wyznaczona dla analizowanych postaci drgań (28,88 kHz). Stąd można

Table 3. Comparison of sampling frequencies used during the experiments with theoretical values

Tabela 3. Porównanie częstotliwości próbkowania sygnału stosowanych w badaniach z wartościami teoretycznymi

Engine speed/ prędkość obrotowa [rpm]	Sampling frequency/ często- tliwość próbkowa- nia [kHz]	Theoretical frequency of the pressure wave for the consecutive vibration modes/ teoret. częstotliwość fali ciśnienia dla ko- lejnych modów drgań [kHz]	Minimum sam- pling frequency acc. to Nyquist criterion/minimal- na częstotliwość próbkowania wg kryterium Nyquista [kHz]
1600	1600*60 = 96	1 - 0: 6.36 2 - 0: 10.56 3 - 0: 14.44	1 - 0: 12,72 2 - 0: 21,12 3 - 0: 28.88
2500	2500*60 = 150		
3500	3500*60 = 210		

The analysis of the autocorrelation function of the wide-band optical radiation intensity signal was based on the evaluation of the estimator of the autocorrelation function of the random process, meeting the conditions of stationarity (eq. 2).

$$\hat{R}_{xx}(\tau) = \begin{cases} \sum_{n=0}^{N-\tau-1} x_{n+\tau} x_n^* & \text{for } \tau \geq 0 \\ \hat{R}_{xx}^*(-\tau) & \text{for } \tau < 0 \end{cases} \quad (2)$$

where N is the length (no. of samples) of the recorded signal vector $x = I_{opt}$, and τ denotes the shift.

In order to minimize the bias error of the estimator and obtain an unbiased estimator of the autocorrelation function, the results were normalized using scaling quantity (eq. 3):

$$\hat{R}_{xx}(\tau)_{unbiased} = \frac{1}{N-|\tau|} \hat{R}_{xx}(\tau) \quad (3)$$

The autocorrelation analysis of the wide-band optical radiation intensity I_{opt} signal obtained from the combustion chamber in different engine operating conditions (engine speed – load – ignition timing) was aimed at a general assessment of the dependence of the signal value on its values at the preceding moments. Some typical features of the autocorrelation function can be used for the detection of knocking, periodic components, noise or for the evaluation and comparison of the change velocity of the optical radiation signal. In some of the cases comparisons with the recorded indicated pressure p_i were made, so as to emphasize the existing differences or similarities.

Figure 6 show the courses of the autocorrelation function for intensity of optical radiation I_{opt} and indicated pressure p_i calculated for 10 consecutive engine cycles. The analysis shows unfiltered signals, therefore a dominant slow-changing periodic component is clearly visible. This component is closely related to the occurrence of combustion. It is noteworthy that the autocorrelation function calculated for the intensity of optical radiation has much higher dynamics of changes resulting from different engine operating conditions. Assuming, in Fig. 6 as a reference level, the courses obtained for $n = 1600$ rpm, $a_p = 30\%$, $kwz = 40$ CA BTDC, in case of the indicated pressure the dynamics of span changes of the autocorrelation $|R_{xx}^{max} - R_{xx}^{min}|$ for the presented engine operating conditions ($n = 2500$ rpm, $a_p = 60\%$, $kwz = 50$ CA BTDC and 3500 rpm, 90% , 60 CA BTDC) amounts to 3.0 dB and 4.0 dB, whereas in the case of the intensity of optical radiation these values are correspondingly 7.9 dB and 14.2 dB. This confirms previous [12] observations regarding a higher influence of engine operating conditions on the changes of the optical signal in comparison to the indicated pressure.

Similar dependences can be observed on the charts shown in Fig. 7, where the calculated autocorrelation functions for one engine cycle were averaged from 100 consecutive cycles – again for different engine operating conditions. Also, in this case a higher dynamics of span changes of the autocorrelation function calculated for the intensity of optical

przyjąć, że w zarejestrowanych sygnałach nie wystąpiło zjawisko maskowania częstotliwości i rezonansu, a szum wysokoczęstotliwościowy został wyeliminowany.

5. Analiza wyników

Pojawienie się spalania stukowego powoduje gwałtowny wzrost natężenia promieniowania optycznego I_{opt} , które następnie zmienia się w korelacji ze zmianami przebiegu ciśnienia indykowanego p_i – (np. [11–13]). Zmiany natężenia promieniowania optycznego mogą być powiązane z wysokoczęstotliwościowymi falami ciśnienia, które reinicjują świecenie spalonych gazów w wyniku ich adiabatycznego ogrzewania. W przypadku warunków granicznych, tj. pracy silnika na granicy stuku, sygnał ciśnienia nie wskaże pojawienia się stuku, natomiast sygnał optyczny wykazuje już gwałtowny wzrost amplitudy, będący wynikiem pojawienia się ośrodków samozapłonu mieszanki. Zjawisko to potwierdzają wyniki badań dostępne w literaturze [8, 10, 14].

Analiza funkcji autokorelacji natężenia szerokopasmowego promieniowania optycznego została przeprowadzona w oparciu o ocenę estymatora funkcji autokorelacji procesu stochastycznego, spełniającego założenia stacjonarności – równanie (2), gdzie N jest długością (liczba próbek) zarejestrowanego sygnału $x = I_{opt}$ oraz τ oznacza przesunięcie.

Aby zminimalizować błąd obciążenia estymatora i uzyskać nieobciążony (unbiased) estymator funkcji autokorelacji, wyniki zostały znormalizowane wielkością skalującą – równanie (3).

Analiza autokorelacji sygnału intensywności szerokopasmowego promieniowania optycznego I_{opt} uzyskanego z komory spalania w różnych warunkach pracy silnika (prędkość obrotowa – obciążenie – kąt wyprzedzenia zapłonu) ukierunkowana była na ogólną ocenę zależności wartości sygnału od jego wartości w chwilach poprzedzających. Pewne typowe cechy funkcji autokorelacji mogą być wykorzystane do detekcji spalania stukowego, składowych okresowych, szumu lub zmian w prędkości zmian sygnału promieniowania optycznego. W niektórych przypadkach dokonywano porównania z odpowiadającym sygnałem ciśnienia indykowanego p_i , aby lepiej uwidocznić istniejące różnice lub podobieństwa.

Rysunek 6 przedstawia przebiegi funkcji autokorelacji sygnału intensywności szerokopasmowego promieniowania optycznego I_{opt} i ciśnienia indykowanego p_i obliczone dla 10 kolejnych cykli pracy silnika. Przedstawiono sygnały niefiltrowane, stąd też wyraźnie dominuje w nich wolnozmienna składowa okresowa. Składowa ta jest bardzo związana z występowaniem spalania. Warto zauważyć, że funkcja autokorelacji obliczona dla sygnału intensywności promieniowania optycznego charakteryzuje się znacznie wyższą dynamiką zmian w zależności od warunków pracy silnika. Przyjmując (rys. 6) za poziom odniesienia przebiegi uzyskane dla $n = 1600$ obr/min, $a_p = 30\%$, $kwz = 40^\circ$ OWK przed GMP, w przypadku ciśnienia indykowanego zakres zmian funkcji autokorelacji $|R_{xx}^{max} - R_{xx}^{min}|$ dla zaprezentowanych warunków pracy silnika ($n = 2500$ obr/min, $a_p = 60\%$, $kwz = 50^\circ$ OWK oraz 3500 obr/min, 90% , 60° OWK) wynosi odpowiednio 3,0 dB i 4,0 dB. W przypadku sygnału

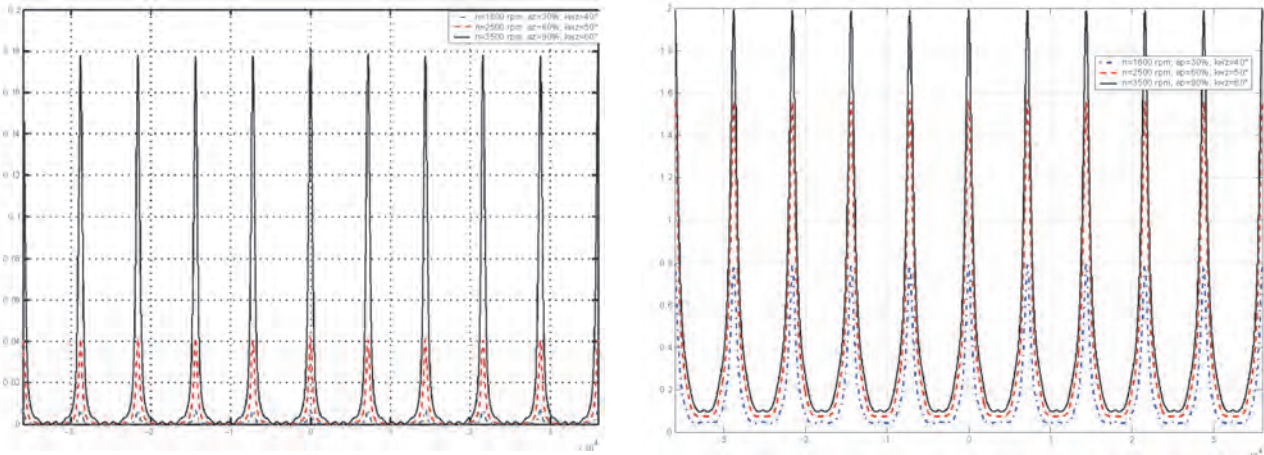


Fig. 6. The autocorrelation function of I_{opt} signal (upper) and p_i signal (lower) calculated for 10 consecutive engine cycles in different engine operating conditions

Rys. 6 Funkcja autokorelacji sygnału I_{opt} (wykres górny) oraz p_i (wykres dolny) obliczona dla 10 kolejnych cykli w różnych warunkach pracy silnika

radiation can be observed: 11.3 dB and 18.0 dB for $R_{xx}(I_{opt})$ whereas for $R_{xx}(p_i)$ correspondingly it is only 4.6 dB and 5.5 dB. The autocorrelation function of indicated pressure p_i approaches zero significantly slower than it is in the case of I_{opt} . It can point to the fact, that the optical signal can be characterized by higher speed of changes and the presence of quick-changing components in the analyzed courses, particularly since the graphs presented in Fig. 7 were averaged from 100 consecutive runs.

For the shift $\tau = 0$ the autocorrelation function equals to the root mean square (rms) Ψ_x^2 which is a common measure of signal energy. Figure 8 shows the rms values of I_{opt} signal for all the investigated engine operating conditions. So as to make comparisons easier, individual values are represented in relative values, referred to the minimum value of $\Psi_{x_{min}}^2$.

The onset of knocking combustion is accompanied by the increase of transmitted energy, which is visible as an increase of its root mean square value. This phenomena can be clearly observed for the engine speed $n = 3500$ rpm, throttle position

optycznego wartości te wynoszą odpowiednio 7,9 dB i 14,2 dB. Potwierdza to wcześniejsze spostrzeżenia autora [12] dotyczące większego wpływu warunków pracy silnika na zmiany intensywności promieniowania optycznego w porównaniu z ciśnieniem indykowanym.

Podobne zależności można zaobserwować na rys. 7, gdzie funkcję autokorelacji dla jednego cyklu pracy silnika obliczono, uśredniając ją ze 100 kolejnych cykli. Ponownie przedstawiono wyniki obliczeń dla różnych warunków pracy silnika. Także i w tym przypadku widoczna jest większa dynamika zmian funkcji autokorelacji obliczonej dla sygnału natężenia promieniowania optycznego: 11,3 dB oraz 18,0 dB dla $R_{xx}(I_{opt})$, gdy dla ciśnienia indykowanego $R_{xx}(p_i)$ wartości te wynoszą 4,6 dB oraz 5,5 dB. Funkcja korelacji dla p_i maleje do zera znacznie wolniej niż w przypadku I_{opt} . Wskazuje to na fakt, że sygnał optyczny charakteryzuje się większą prędkością zmian i w analizowanych przebiegach występują składowe szybkozmienne, zwłaszcza że wykresy na rys. 7 zostały uśrednione ze 100 kolejnych cykli.

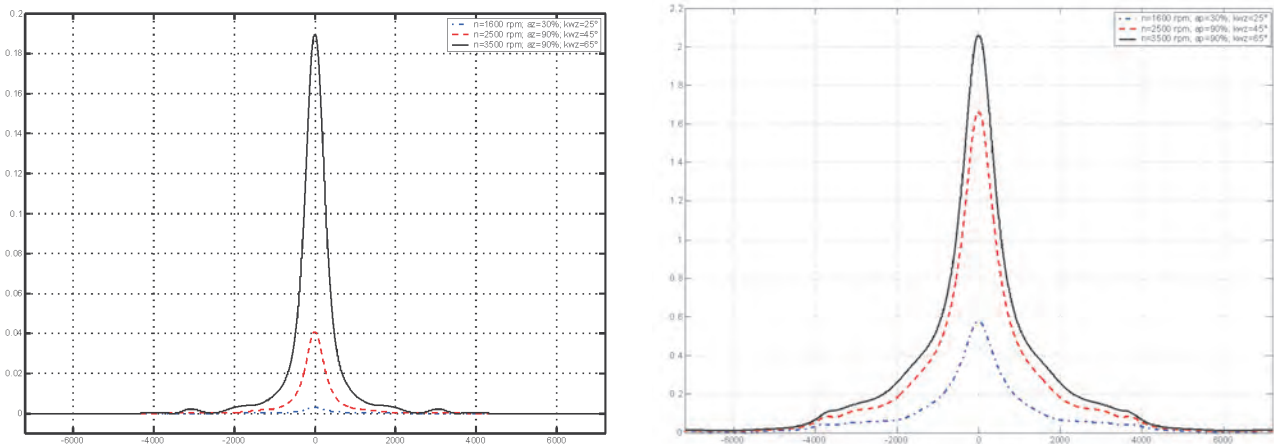


Fig. 7. The autocorrelation function of I_{opt} (upper) and p_i (lower) signals obtained for single engine cycle averaged from 100 consecutive runs, at different engine operating conditions

Rys. 7. Funkcje korelacji sygnału I_{opt} (wykres górny) oraz p_i (wykres dolny) uzyskane dla pojedynczego cyklu pracy silnika uśrednionego ze 100 kolejnych przebiegów dla różnych warunków pracy silnika

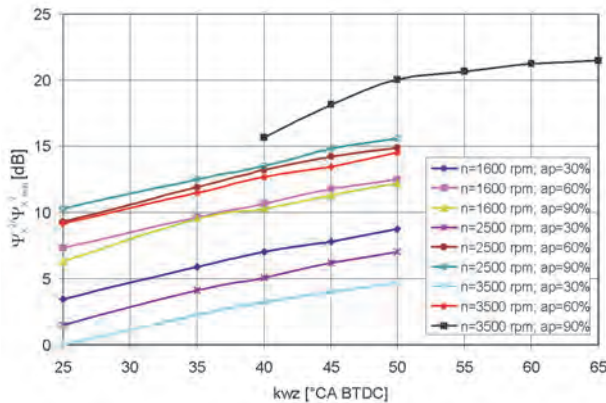


Fig. 8. Relative root mean square rms ($\Psi_x^2/\Psi_{x_{min}}^2$) of the I_{opt} signal for different engine operating conditions (averaged from 100 consecutive cycles)

Rys. 8 Względna wartość skuteczna rms ($\Psi_x^2/\Psi_{x_{min}}^2$) sygnału I_{opt} wyznaczona dla różnych warunków pracy silnika (uśrednienie ze 100 kolejnych cykli)

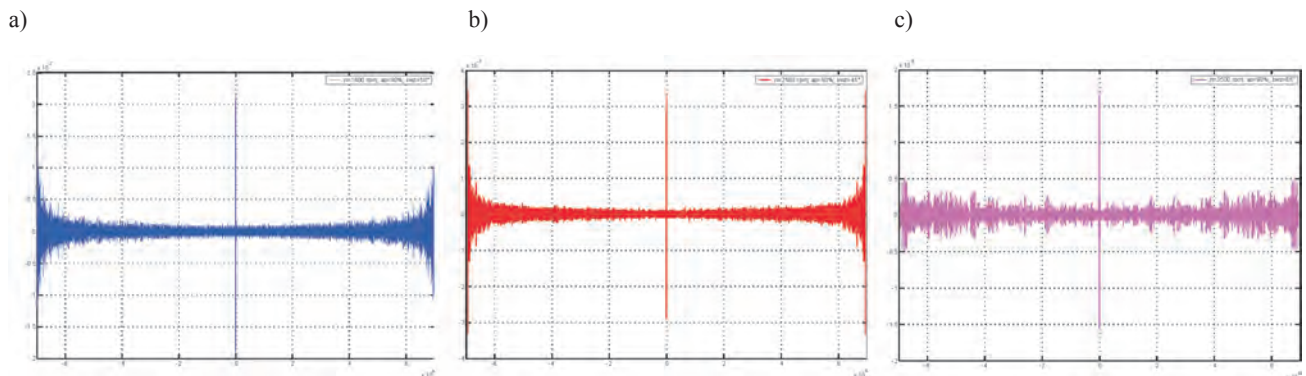


Fig. 9. The autocorrelation of the filtered I_{opt} signal calculated for 100 consecutive engine cycles: a) $n = 1600$ rpm, $a_p = 90\%$, $kwz = 50$ CA; b) $n = 2500$ rpm, $a_p = 60\%$, $kwz = 45$ CA; c) $n = 3500$ rpm, $a_p = 90\%$, $kwz = 65$ CA

Rys. 9. Funkcja autokorelacji filtrowanego sygnału I_{opt} obliczona dla 100 kolejnych cykli: a) $n = 1600$ obr/min, $a_p = 90\%$, $kwz = 50^\circ$ OWK; b) $n = 2500$ obr/min, $a_p = 60\%$, $kwz = 45^\circ$ OWK; c) $n = 3500$ obr/min, $a_p = 90\%$, $kwz = 65^\circ$ OWK

$a_p = 90\%$ and ignition timing kwz equal to 50, 55, 60 and 65 CA BTDC. Relative changes of the signal rms values ($\Psi_x^2/\Psi_{x_{min}}^2$) calculated for the combustion without knocking, independent from the engine operating conditions were contained in the range $\langle 1-20 \rangle$. The increase of the engine load and ignition advance leading to knocking resulted in the increase of the relative Ψ_x^2 values – the maximum value calculated during the research was 141.77.

So as to more accurately describe the characteristic features of the autocorrelation function resulting from the presence of knocking combustion, it was necessary to analyze the filtered combustion courses. The slow changing component related to cyclic combustion was removed as it was described in the “Data processing” chapter of this paper.

Figure 9 presents some examples of the autocorrelation function calculated for the signal of intensity of optical radiation I_{opt} at different engine operating conditions within the range including 100 consecutive engine cycles. The source signal was earlier filtered using a band-pass filter

Dla przesunięcia $\tau = 0$ funkcja korelacji równa się wartości skutecznej Ψ_x^2 (rms), będącej powszechnie stosowaną miarą energii sygnału. Rysunek 8 przedstawia wartości skuteczne sygnału I_{opt} dla wszystkich przebadanych warunków pracy silnika. Aby ułatwić porównania, indywidualne wartości zostały przedstawione w jednostkach względnych, odniesionych do minimalnej wartości $\Psi_{x_{min}}^2$.

Wystąpieniu spalania stukowego towarzyszy wzrost ilości transmitowanej energii, co jest widoczne we wzroście wartości średniokwadratowej. Zjawisko to jest wyraźnie widoczne w przypadku przebiegów zarejestrowanych dla $n = 3500$ obr/min, położenia przepustnicy $a_p = 90\%$ i kąta wyprzedzenia zapłonu kwz wynoszącego 50, 55, 60 i 65° OWK przed GMP. Względne zmiany wartości skutecznej ($\Psi_x^2/\Psi_{x_{min}}^2$) obliczone dla sygnału optycznego zarejestrowanego podczas spalania bezstukowego; niezależnie od warunków pracy silnika zawierały się w przedziale $\langle 1-20 \rangle$. Wzrost obciążenia silnika i kąta wyprzedzenia zapłonu prowadzące do wystąpienia spalania stukowego powodują zwiększenie wartości względnych Ψ_x^2 – maksymalna wartość wyznaczona w obliczeniach wyniosła 141,77.

Aby dokładniej opisać charakterystyczne cechy funkcji autokorelacji związane z występowaniem spalania stukowego, przeanalizowano cykle poddane filtracji. Składowa wolnozmienne związana z cyklicznym występowaniem spalania została wyeliminowana, co dokładniej opisano w tym artykule, w rozdz. 4.

Na rysunku 9 przedstawiono przykładowe funkcje autokorelacji obliczone dla sygnału natężenia promieniowania optycznego I_{opt} dla różnych warunków pracy silnika w przedziale obejmującym 100 kolejnych cykli. Sygnał źródłowy został wcześniej odfiltrowany za pomocą filtrów pasmowo-przepustowych. Dla uproszczenia obliczeń został również zawężony do przedziału kąтового od 330 do 440° OWK (szerokość okna 120° OWK), obejmującego okres spalania mieszanki.

We wszystkich przypadkach pokazanych na rys. 9 (9a–c) funkcja autokorelacji maleje szybko i dla większych wartości przesunięcia τ pojawia się szum gaussowski. Warto jednak

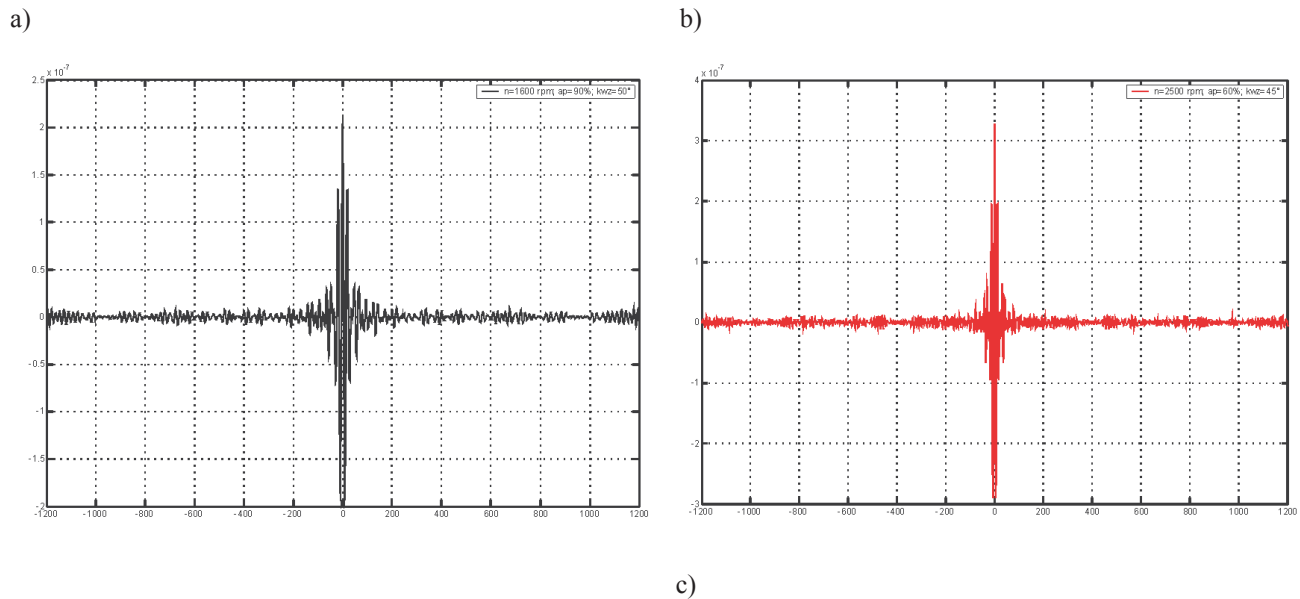


Fig. 10. The autocorrelation function of filtered signal I_{opt} calculated for 100 consecutive cycles, window 120 CA: a) $n = 1600$ rpm, $a_p = 90\%$, $kwz = 50$ CA; b) $n = 2500$ rpm, $a_p = 60\%$, $kwz = 45$ CA; c) $n = 3500$ rpm, $a_p = 90\%$, $kwz = 65$ CA

Rys. 10. Funkcja autokorelacji filtrowanego sygnału I_{opt} obliczona dla 100 kolejnych cykli, okno 120° OWK: a) $n = 1600$ obr/min, $a_p = 90\%$, $kwz = 50^\circ$ OWK; b) $n = 2500$ obr/min, $a_p = 60\%$, $kwz = 45^\circ$ OWK; c) $n = 3500$ obr/min, $a_p = 90\%$, $kwz = 65^\circ$ OWK

and for the simplification of the calculations, narrowed to the angular window from 330 to 440 CA (length 120 CA), which included the combustion period.

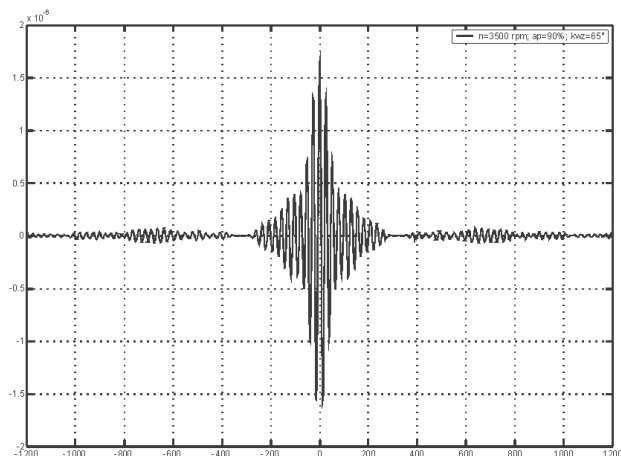
In all cases shown in Fig. 9 (9a–9c) the autocorrelation function decreases relatively quickly, and for higher values of shift τ , a Gaussian noise can be observed. However it is worth while to observe the periodic components which are clearly visible in Fig. 9c. This chart corresponds to the engine operation with knocking combustion. As the analyzed signal was previously filtered, the presence of these components should therefore be related to the knocking phenomena. So as to verify the above observations, an analysis of the autocorrelation was made for limited values of shift τ – the results of which are presented in Fig. 10.

The onset of knocking results in a much slower decrease of the autocorrelation function, moreover its values in the case of knocking are higher even by one order of magnitude. The observed dependence can result from a simultaneous existence of many superimposing combustion spots, which increase the intensity of the recorded optical radiation signal.

6. Conclusions

The described preliminary phase of work was mostly oriented towards the evaluation of usability of the designed optical combustion sensors and signal processing methods for combustion diagnostics. A statistical analysis of the optical radiation signal and its comparison with the reference pressure signal permits to draw some conclusions.

c)



zauważyć składowe okresowe, które są wyraźnie widoczne na rys. 9c. Wykres ten odpowiada pracy silnika w warunkach spalania stukowego. Ponieważ analizowany sygnał był wcześniej odfiltrowany, obecność tych składowych powinna być bezpośrednio skojarzona z obecnością stuku. Aby zweryfikować powyższe obserwacje, funkcję autokorelacji wyznaczono dla ograniczonych wartości przesunięcia τ – wyniki zaprezentowano na rys. 10.

Pojawieniu się spalania stukowego towarzyszy znacznie powolniejszy spadek wartości funkcji autokorelacji, ponadto jej wartości w przypadku stuku są wyższe – nawet o rząd wielkości. Zaobserwowana zależność może wynikać z równoczesnej obecności wielu, wzajemnie nakładających się ognisk spalania, które zwiększają natężenie rejestrowanego sygnału promieniowania optycznego.

6. Wnioski

Opisany fragment prac badawczych dotyczył oceny możliwości wykorzystania zaprojektowanych optycznych czujników spalania i metod przetwarzania sygnału w diagnostyce spalania. Analiza statystyczna sygnału natężenia promieniowania optycznego i porównanie go z referen-

1. The existence of strong correlation between the intensity of optical radiation from the combustion chamber and the indicated pressure which was confirmed in the previous stages of the data analysis as well as by other researchers, allows to form the assumption that wide-band optical radiation can be reliably used as a basis for knocking detection. It should also be possible to use the same signal processing procedures which are used in the knocking detection algorithms based on the pressure analysis in relation to the signal of optical radiation.
 2. The analysis of the results shows, that the resultant wide-band optical radiation is more sensitive to the changing engine operating conditions in a wide-band region and less susceptible to external interferences in comparison to the indicated pressure. A higher dynamics of span changes of the autocorrelation function calculated for the intensity of optical radiation can also be observed. A detailed analysis of the results presented in this paper shows that the autocorrelation function calculated for the intensity of optical radiation during knocking combustion shows periodic components.
 3. The onset of knocking results in a much slower decrease of the autocorrelation function, moreover its values in the case of knocking are higher even by one order of magnitude. Knocking also results in a significant increase of the root mean square calculated for the signal. This can result from the simultaneous existence of many superimposing combustion spots. A violent increase of energy transmitted by the signal directly influences the intensity of the recorded optical radiation signal.
 4. The presented results do not yet permit to draw detailed conclusions regarding the flame properties or knocking characteristics. This requires further signal processing including the filtration of frequencies corresponding to the resonant frequency of the combustion chamber and an analysis in the frequency domain. There is also an unexploited potential related to the spectral measurements of the optical radiation emitted during the combustion process.
- Artykuł recenzowany

cyjnym sygnałem ciśnienia indykowanego pozwalają na wyciągnięcie kilku wniosków.

1. Istnienie silnej korelacji pomiędzy natężeniem promieniowania optycznego z komory spalania a ciśnieniem indykowanym, które zostało potwierdzone przez autora we wcześniejszych etapach analizy wyników [12, 13] oraz przez innych badaczy [10, 14], pozwala na przyjęcie założenia, że szerokopasmowy sygnał promieniowania optycznego może być w sposób wiarygodny wykorzystany do detekcji spalania stukowego. Powinno być również możliwe wykorzystanie tych samych metod przetwarzania sygnału, które są stosowane w analizie sygnałów ciśnienia.
2. Analiza wyników wskazuje na to, że wypadkowy sygnał natężenia szerokopasmowego promieniowania optycznego bardziej zależy od zmiennych warunków pracy silnika i jest mniej podatny na zakłócenia zewnętrzne niż jest to w przypadku ciśnienia indykowanego. Widoczna jest również większa dynamika zmian rozpiętości funkcji autokorelacji obliczonej dla sygnału optycznego. Szczegółowa analiza wyników zaprezentowanych w tym artykule wykazała, że funkcja autokorelacji obliczona dla natężenia promieniowania optycznego w warunkach spalania stukowego ma składowe okresowe.
3. Pojawienie się spalania stukowego powoduje znacznie wolniejszy spadek wartości funkcji autokorelacji, ponadto jej wartości w przypadku stuku są wyższe nawet o rząd wielkości. Stuk powoduje również znaczący wzrost wartości średniokwadratowej obliczonej dla sygnału. Wynika to z obecności wielu nakładających się ognisk spalania. Gwałtowny wzrost ilości energii transmitowanej przez sygnał bezpośrednio wpływa na natężenie rejestrowanego sygnału optycznego.
4. Zaprezentowane wyniki nie pozwalają jednak na wyciągnięcie szczegółowych wniosków dotyczących właściwości płomienia lub charakterystyki stuku. Wymaga to dalszego przetwarzania sygnału, obejmującego m.in. wyodrębnienie częstotliwości odpowiadających częstotliwości rezonansowej komory spalania i sygnału w dziedzinie częstotliwości. Istnieje także dotychczas niewykorzystany potencjał związany z widmowymi pomiarami promieniowania optycznego towarzyszącego spalaniu.

Bibliography/Literatura

- [1] Decker H., Gruber H.: SAE Pap. 850298, 1985.
- [2] Leppard W.R.: SAE Pap. 820074, 1982.
- [3] Saminy B., Rizzoni G.: SAE Pap. 960618, 1996.
- [4] Sasayma T., Oho S., Kuroiwa H., Suzuki S.: SPIE Vol. 840, (1987).
- [5] Shoji H., Shimizu T., Nishizawa T. et al.: SAE Pap. 962104 (1996).
- [6] Smith G., Luque G., Park C. et al.: Combustion and Flame, 131 (2002).
- [7] Sohma K., Yukitake Y., Azuhata Y., Takaku Y.: SAE Pap. 910499 (1991).
- [8] Sun Z., Blackshear P.L., Kittelson D.B.: SAE Pap. 962103 (1996).
- [9] Yang J., Plee S., Remboski D.: SAE Pap. 930216 (1993).
- [10] Brunt M., Pond C., Biundo J.: SAE Pap. 980896 (1998).
- [11] Piernikarski D.: Lightguides and their Applications II, Proc. of SPIE, vol. 5576 (2004).
- [12] Hunicz J., Piernikarski D.: SAE Pap. 2004-01-0516 (2004).
- [13] Piernikarski D.: Archivum Combustionis, vol. 26, no. 3-4 (2006).
- [14] Ohya Y., Ohsuga M., Kuroiwa H.: SAE Pap. 901712 (1990).

Mr Piernikarski Dariusz, DEng. – Doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Dr inż. Dariusz Piernikarski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: d.piernikarski@pollub.pl



Piotr JAKLIŃSKI
Miroslaw WENDEKER
Jacek CZARNIGOWSKI
Mariusz DUK
Tomasz ZYSKA
Jakub KLIMKIEWICZ

PTNSS-2009-SS1-C064

The comparison of the operating parameters in an aircraft radial piston engine fuelled by 100LL and ES95 gasoline

Small aviation develops very dynamically. This is a result of airplane general availability and their lower prices. At the same time, however, the maintenance costs of airplanes increases. It particularly concerns the operation cost where fuel is its substantial part. At the moment special 100LL gasoline is used to fuel aircraft piston engines. It is about 20% more expensive than ES95 gasoline of comparable properties.

The paper shows the results of test-bed research conducted on the radial piston aircraft engine fuelled by aircraft 100LL gasoline and automotive ES95 gasoline. The object of research was ASz-62IR engine by WSK Kalisz fitted with an experimental fuel injection system. The power, fuel consumption and cylinder head temperatures were analysed in the selected typical operating points. The testing was carried out in a steady state. It was proven that it is possible to exchange (replace) fuels with no engine power loss with a miniscule increase of fuel consumption.

Key words: internal combustion engine, radial engine, fuel injection, 100LL gasoline, ES95 gasoline, test-bed research

Porównanie parametrów użytkowych gwiazdowego tłokowego silnika lotniczego zasilanego benzyną lotniczą 100LL i benzyną samochodową ES95

Lotnictwo małych samolotów rozwija się bardzo dynamicznie. Wynika to z coraz większej dostępności samolotów oraz coraz niższych ich cen; jednak koszty utrzymania samolotu są nadal bardzo wysokie. Dotyczy to przede wszystkim samolotów, w których koszty paliwa stanowią znaczącą część kosztów eksploatacyjnych. Obecnie lotnicze silniki tłokowe zasilane są specjalnym paliwem – benzyną lotniczą typu 100LL, której koszt jest o 20% wyższy niż porównywalnej właściwościami benzyny samochodowej ES95.

W artykule przedstawiono wyniki badań stanowiskowych gwiazdowego, tłokowego silnika lotniczego zasilanego dwoma paliwami: benzyną lotniczą 100LL oraz benzyną samochodową ES95. Obiektem badań był silnik ASz-62IR produkowany przez WSK „PZL-Kalisz” S.A., wyposażony w eksperymentalny układ wtrysku paliwa do rur dolotowych. Analizie poddano moc, zużycie paliwa oraz temperaturę głowicy w wybranych, charakterystycznych punktach pracy. Badania przeprowadzono w stanach ustalonych. Wykazano, że możliwa jest zamiana paliwa bez utraty mocy silnika, jedynie przy niewielkim wzroście jego zużycia.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, silnik gwiazdowy, wtrysk paliwa, benzyna 100LL, benzyna ES95, badania stanowiskowe

1. Introduction

Small aviation develops very dynamically both in Europe and worldwide. The development concerns recreation planes, taxi-planes, farming planes, small cargo planes. Most of them are powered with piston engines because of a low price of such engines as well as their cheap maintenance as compared with turbine engines.

The cost of fuel is a considerable part of the maintenance expenses of internal combustion engines. At present aviation piston engines are fuelled by special fuel – aviation 100LL gasoline that is about 20% more expensive than automotive ES95 gasoline of comparable properties. 100LL is the only one currently produced that contains lead [1, 2]. The planned ecological restrictions in aviation within the next few years kindle much interest in alternative fuels [1, 2, 3, 4]. Nowadays, they are looking for fuel to substitute 100LL gasoline that is being phased out from production because of lead compounds.

1. Wprowadzenie

Lotnictwo małych samolotów rozwija się bardzo dynamicznie zarówno w Europie, jak i na całym świecie. Rozwój ten obejmuje samoloty przeznaczone do rekreacji, taksówki powietrzne, samoloty rolnicze oraz małe samoloty transportowe. Są to przeważnie samoloty napędzane silnikami tłokowymi, co wynika ze stosowanych mocy silników, z niskich kosztów zarówno zakupu silnika, jak również jego eksploatacji – w porównaniu z silnikami turbinowymi.

Koszty paliwa stanowią znaczącą część kosztów eksploatacyjnych silników spalinowych. Obecnie lotnicze silniki tłokowe zasilane są specjalnym paliwem – benzyną lotniczą typu 100LL, której koszt jest o 20% wyższy niż porównywalnej właściwościami benzyny samochodowej ES95. Jest to jedyne obecnie produkowane paliwo zawierające związki ołowiu [1, 2]. Planowane w najbliższych latach obostrzenia ekologiczne stawiane przed lotnictwem powodują znaczący

Fuels containing ethanol are frequently used as alternative ones. According to experimental tests, alcohol based fuel can be used only if its dosage is from 10% to 19% [2] larger than that of gasoline depending on a gasoline composition and engine adjustment. Simultaneously, if such an ethanol based fuel is used, it is necessary to use some additional protection for fuel system elements [4, 5].

The simplest solution seems to use a commonly available fuel, i.e. automotive ES95 gasoline. The fuel is similar to the aviation one with regard to its calorific value, physical properties (density, viscosity) and storage properties [6, 7, 8, 9, 10].

Table 1 gives some basic physical and chemical properties of the aviation and automotive gasoline. It can be noted that the properties of both fuels are almost identical. The octane number, explosiveness limits and calorific value are very similar. However, there are differences in the hydrocarbon fraction in the composition of both fuels. It changes the boiling point range and, most importantly, the vapour pressure. This fact will influence the processes of mixture formation and possibly combustion. Thus, it seems possible to use this fuel in contemporary fuel systems with no necessity of any modifications of design or material. Any possible changes may only concern the adjustment of the fuelling and ignition systems.

To that end the authors carried out the preliminary research in order to verify the possibility of the automotive gasoline to be used for fuelling aviation engines as well as the impact of this exchange on the engine operating parameters. The spotted differences between these fuels will also be applied to determine any necessary changes to adjust the fuel control system.

2. The object and scope of research

2.1. The object

The research was carried out at the engine test bench at WSK „PZL-Kalisz” on ASz-62IR engine fitted with an electronic injection system designed for the project conducted by the scientists from Lublin University of Technology.

The tested unit is an air-cooled four-stroke gasoline engine of 9 cylinders in a radial configuration, supercharged by a radial compressor powered by the engine crankshaft. The total engine cubic capacity is 29.87 dm³, and the compression ratio is 6.4:1. The maximum take-off power is 1000 HP at 2200 rpm. The maximum fuel consumption is 280 kg/h. The engine is fuelled with Avgas 100LL and ES95 through an electronic injection system.

wzrost zainteresowania paliwami alternatywnymi [1–4]. Poszukiwane jest obecnie zastępcze paliwo dla benzyny 100LL wycofywanej z produkcji.

Jako paliwa alternatywne najczęściej wykorzystywane są paliwa oparte na alkoholu etylowym. Z badań doświadczalnych wynika, że zastosowanie paliwa alkoholowego wymaga zwiększenia jego dawkowania w stosunku do benzyny od 10 do 19% [2], w zależności od składu paliwa oraz regulacji silnika. Jednocześnie zastosowanie paliwa zawierającego etanol powoduje konieczność zastosowania dodatkowej ochrony elementów układu paliwowego [4, 5].

Najprostszym rozwiązaniem wydaje się zastosowanie powszechnie dostępnego paliwa – benzyny stosowanej do samochodów ES95. Paliwo to jest podobne do benzyny lotniczej pod względem energetycznym, właściwości fizycznych (gęstość, lepkość) oraz właściwości związanych z przechowywaniem [6–10].

W tabeli 1 przedstawiono podstawowe właściwości fizykochemiczne benzyny lotniczej i samochodowej. Można zauważyć, że właściwości obu benzyn są podobne. Zarówno liczba oktanowa, granice wybuchowości, jak i wartość opałowa są bardzo zbliżone. Istnieją jednakże różnice wynikające z różnicy frakcji węglowodorów występujących w składach obu paliw. Powoduje to zmianę w zakresie temperatur wrzenia, a przede wszystkim prężności par. Będzie to wpływać na proces tworzenia mieszanki i być może na proces spalania.

Z analizy porównawczej benzyn wynika, że możliwe jest bezpośrednie zastosowanie tego paliwa do istniejących układów paliwowych, bez konieczności wprowadzania modyfikacji konstrukcyjnych i materiałowych; jedynie

Table 1. The physical and chemical properties of aviation and automotive gasoline [6–9]

Tabela 1. Właściwości fizykochemiczne benzyny lotniczej i samochodowej [6–10]

Properties/właściwości	100LL aviation gasoline/ benzyna lotnicza	ES95 automotive gasoline/ benzyna samochodowa
Chemical composition/skład chemiczny: – simple hydrocarbons/węglowodory proste – aromatic compounds/związki aromatyczne – lead compounds/związki ołowiu	69.4% 30% 0.6%	65% 35% 0
Density/gęstość [kg/m ³]	700–80	725–780
Boiling point/temperatura wrzenia	30–170°C	30–215°C
Vapour pressure in/prężność par w 20°C [kPa]	38–48	60–80
Octane number/liczba oktanowa	100	95
Calorific value/wartość opałowa [MJ/kg]	43.5	43
Explosiveness limits/granice wybuchowości [%v/v]: – lower/dolna – upper/górna	1.4 11.5	1.1 10.6
Self-ignition point/temperatura samozapłonu	360°C	340°C

mogą być konieczne zmiany w sterowaniu tworzeniem mieszanki i zapłonu. Dlatego też autorzy przeprowadzili badania wstępne, mające na celu określenie możliwości zastosowania benzyny samochodowej do zasilania silnika lotniczego oraz wpływu tej zmiany na parametry użytkowe silnika. Identyfikacja różnic między paliwami wykorzystana będzie także do określenia koniecznych zmian nastaw układu sterowania paliwem.

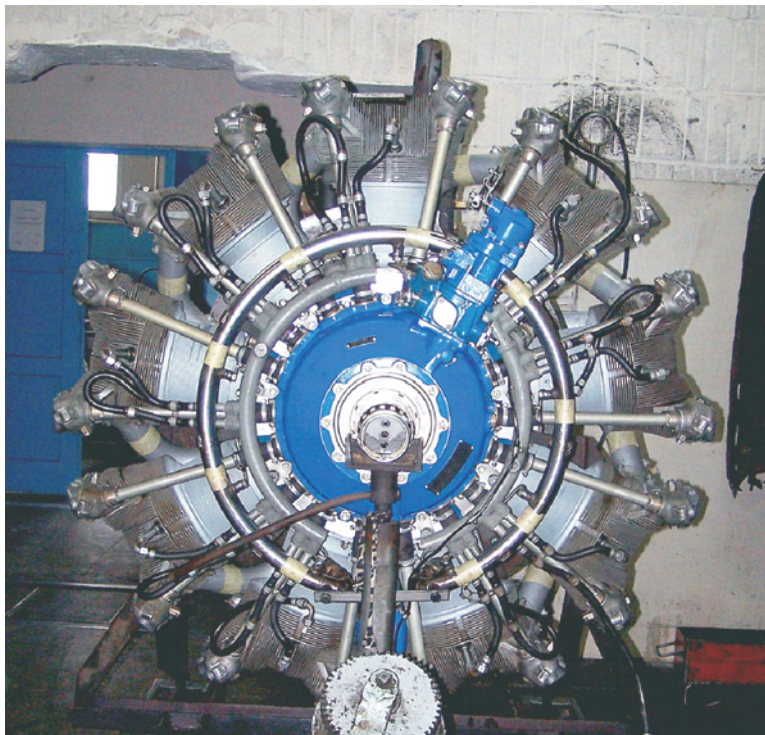


Fig. 1. Test stand. ASz-62IR Engine. Front view

Rys. 1. Obiekt badań – silnik ASz-62IR – widok z przodu

2.2. The measurement systems

The basic equipment of the WSK Kalisz test stand was used for the testing. The following values were measured:

- engine torque – a reactionary moment measured by means of a balance system, the measurement accuracy $\pm 1 \text{ N}\cdot\text{m}$, subsequently converted into power corrected to NTP conditions
- fuel consumption – measured by volume, subsequently converted into mass, including a fuel temperature correction, the measurement accuracy $\pm 1 \text{ kg/h}$
- head temperature – measured by means of thermocouples as washers placed under the spark-plugs of the rear part of the engine head, the measurement accuracy $\pm 1^\circ\text{C}$.

The engine operating conditions were defined as engine speed and pressure in the inlet individual runners and set according to the indications of the electronic injection system. Engine speed was measured according to the signal of a magnetically induced rotational position sensor co-operating with a phonic wheel. The measurement accuracy equals $\pm 0.1 \text{ rpm}$. The pressure in the inlet individual runners was measured by means of MPX 250 sensor featuring the measure range of 30–250 kPa of absolute pressure and the measurement accuracy of 1%.

The measurements were done manually because of low frequency of signals.

2.3. The scope

The tests covered the engine operation in a steady state at various engine speeds. The measurements were carried out for maintenance characteristic, i.e. for engine speed n ranging from 1660 to 2200 rpm (Fig. 2). The measurement points are normally used for testing of each new engine.

2. Obiekt i zakres badań

2.1. Obiekt badań

Badania przeprowadzono na hamowni silnikowej WSK „PZL-Kalisz” S.A. na silniku ASz-62IR wyposażonym w elektroniczny układ wtrysku paliwa opracowany w ramach projektu celowego prowadzonego przez zespół Politechniki Lubelskiej.

Obiektem badań jest lotniczy silnik spalinowy w układzie gwiazdowym (rys. 1). Jest to silnik 9-cylindrowy, czterosurowy o zapłonem iskrowym, chłodzony powietrzem, doładowany mechanicznie przez promieniową sprężarkę. Objętość skokowa silnika wynosi $29,87 \text{ dm}^3$, a stopień sprężania – 6,4:1. Maksymalna moc (moc startowa) wynosi 1000 KM przy prędkości obrotowej 2200 obr/min. Maksymalne zużycie paliwa – 230 kg/h. Silnik zasilany jest paliwem Avgas 100LL oraz ES95 z wykorzystaniem elektronicznie sterowanego układu wtrysku paliwa.

2.2. System pomiarowy

Podczas badań wykorzystano podstawowe wyposażenie stanowiska badawczego hamowni silnikowej w WSK Kalisz. Mierzono następujące wielkości:

- moment obrotowy silnika – mierzony jako moment reakcyjny za pomocą układu szalkowego, dokładność pomiarowa $\pm 1 \text{ N}\cdot\text{m}$, przeliczany następnie na moc korygowaną do warunków normalnych
- zużycie paliwa – mierzone objętościowo, przeliczane na masowe z korekcją od temperatury paliwa, dokładność pomiaru $\pm 1 \text{ kg/h}$
- temperatury głowic – mierzone z użyciem termopar umieszczonych w postaci podkładek pod świecami zapłonowymi tylnej części głowicy silnika, dokładność odczytu $\pm 1^\circ\text{C}$.

Warunki pracy silnika, wyznaczone jako prędkość obrotowa i ciśnienie w rurach dolotowych, ustalone były na podstawie wskazań układu sterowania wtryskiem paliwa. Pomiar prędkości obrotowej dokonywany był na podstawie sygnału czujnika magnetoindukcyjnego współpracującego z kołem fonicznym, dokładność pomiaru wynosiła $\pm 0,1 \text{ obr/min}$. Pomiar ciśnienia w rurach dolotowych dokonywany był za pomocą czujnika MPX 250: zakres pomiarowy 30–250 kPa ciśnienia bezwzględnego, dokładność pomiarowa – 1%.

Ze względu na wolnozmienność sygnałów, pomiarów dokonywano ręcznie.

2.3. Zakres badań

Badania przeprowadzono w warunkach ustalonych dla różnych prędkości obrotowych silnika. Zakres badań obejmował punkty pracy silnika przy prędkościach obrotowych od 1550 do 2200 obr/min (rys. 2) znajdujących się na charakterystyce użytkowej silnika. Punkty te są wykorzystywane przy testach każdego nowego silnika. Badania przeprowadzono przy temperaturze otoczenia równej 30°C i ciśnieniu atmosferycznym 1005 hPa.

The tests were carried out at the engine test house where the temperature was maintained at the level of 30°C. During the tests the atmospheric pressure was 1005 hPa.

The tests were conducted for the same operating points of the engine fuelled by 100LL aviation and ES95 automotive gasoline. The engine torque, power, fuel consumption and head temperature were measured for each operating point.

The injection dosage was set to obtain the same mixture composition for each tested point. The agreed fuel dosage enabled achieving excess air coefficient $\lambda = 0.9$ (measured at the joint outlet manifold from the 3rd and 4th cylinder by means of LSU4 linear lambda oxygen sensor).

For each engine operating point the measurements were carried out in constant time. The time equalled 4 minutes. It resulted from the method of conducting the tests, consisting in keeping the engine operating at a given point for a time needed for the fuel consumption measurements and it was also determined as the shortest possible time needed to conduct the measurements in a steady state, due to heavy operating conditions of the sensors (temperature, vibrations and air blasts).

3. The results

Figure 3 shows the comparison of the power obtained when fuelled by both types of gasoline in the selected operating points. As noted the both lines almost overlap.

Figure 4 presents the differences between the power obtained for 100LL and ES95. The aviation gasoline parameters were assumed to be the basic value for all the comparisons. In the case of ES95 there was a slight increase of power for all the tested operating points. It ranged from 3 to 5 KM, which corresponds from 0.3 to 0.8% of the values obtained in the given points. Thus, the power increase is inconsiderable.

Greater differences were noted for fuel consumption (Fig. 5 and 6). Figure 5 shows that the fuel consumption increase was noticeable if fuelled by ES95 gasoline. Such an increase can be significant as it is about 6% for all the operating points (Fig. 6). The fuel consumption increase is probably due to the differences in the chemical composition and viscosity of both tested fuels.

The temperature of the engine heads changed as well – see Fig. 7. In this case the application of the automotive gasoline decreased the average temperature of the heads by several degrees. This decrease is given in Fig. 8. The temperature decreased most, i.e. over 2°C when the engine operated at cruising and maximum power (the engine speeds were respectively: 2030 and 2100 rpm). The slightest temperature decrease, i.e. less than 1°C was observed for the power of 30% (the engine speed equalled 1660 rpm) and the starting power (2200 rpm).

The decrease of the average value was not significant. The difference ranging from 1 to 2% was much lower than the temperature distribution on particular cylinders – Fig. 9. It was noted that the discrepancies between the cylinder range from 18°C at the speed of 1660 rpm up to 40°C at the speed of 2200 rpm. The authors also observed that the distribution was actually identical for both types of fuel. In all the cases cylinder 8 or 9 had the lowest while cylinder 7 or 5, had the highest temperature.

Badania przeprowadzono w tych samych punktach pracy silnika zarówno przy zasilaniu benzyną lotniczą 100LL, jak i benzyną samochodową ES95. W każdym z punktów mierzono moment obrotowy, moc, zużycie paliwa oraz temperaturę głowic.

Dawkę wtrysku ustalano, tak aby w każdym z badanych punktów uzyskiwać ten sam skład mieszanki. Przyjęto dawkę paliwa pozwalającą na uzyskanie współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 0.9$ (mierzono ze wspólnego kolektora wylotowego dla cylindrów 3 i 4 za pomocą szerokokresowej sondy lambda LSU4).

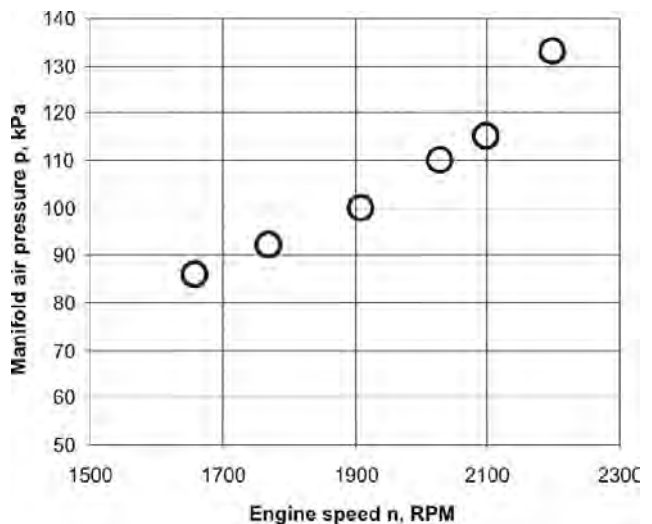


Fig. 2. Measurement points

Rys. 2. Punkty pomiarowe

W każdym punkcie pomiarowym silnik pracował około 4 minuty. Czas ten zapewniał ustabilizowanie pracy silnika, jego stanu termicznego oraz wykonanie wszystkich pomiarów.

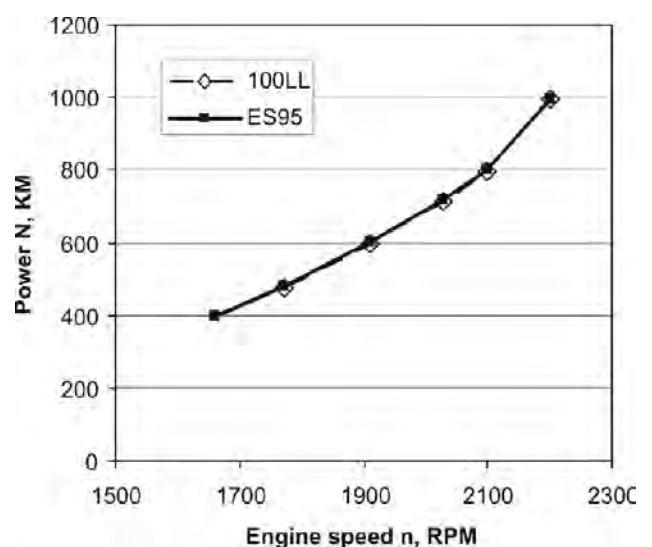


Fig. 3. The power obtained during the tests on 100LL and ES95 gasoline

Rys. 3. Moc uzyskana podczas badań w paliwie 100LL i ES95

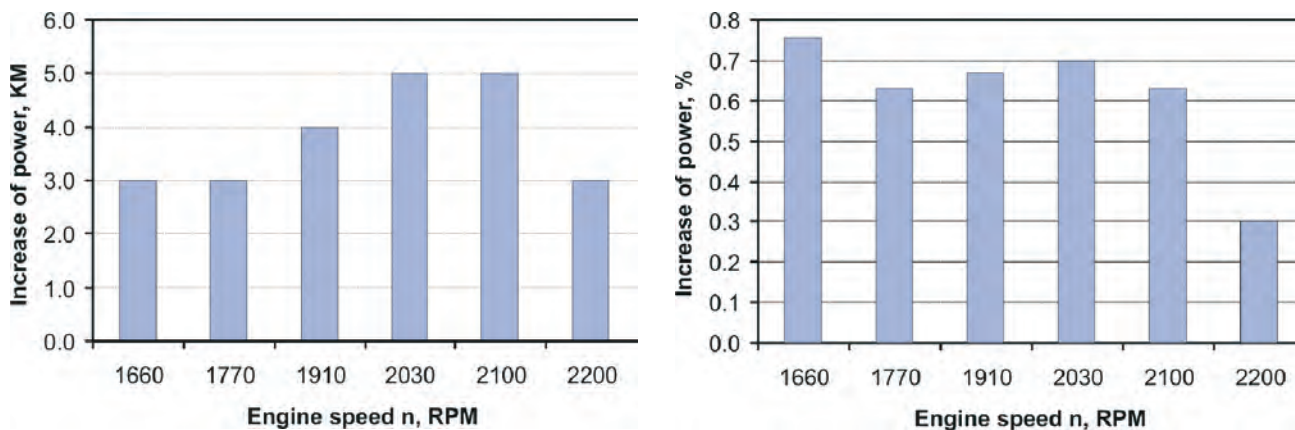


Fig. 4. Engine power change when ES95 substituted 100LL

Rys. 4. Zmiana mocy po zmianie zasilania silnika z paliwa 100LL na ES95

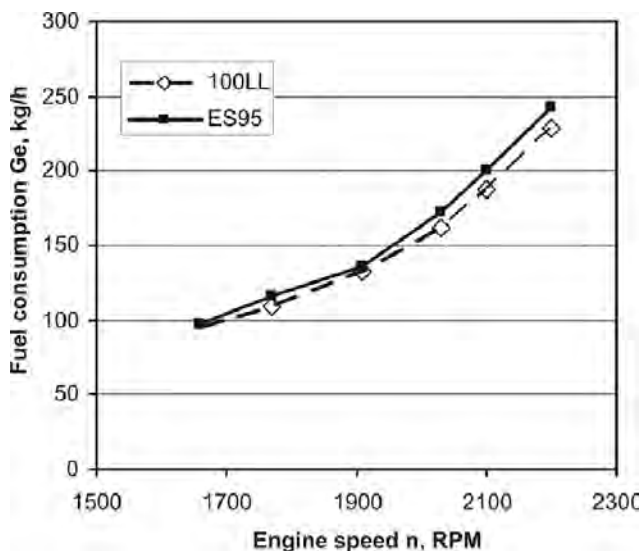


Fig. 5. Fuel consumption during the tests in the case of 100LL and ES95 gasoline

Rys. 5. Zużycie paliwa podczas badań z zastosowaniem paliwa 100LL i ES95

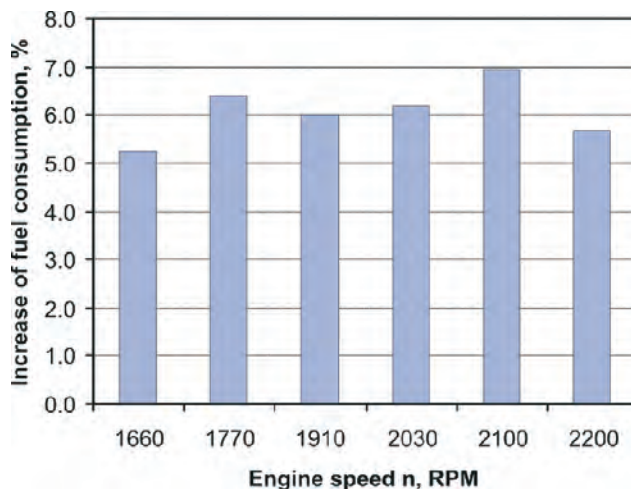
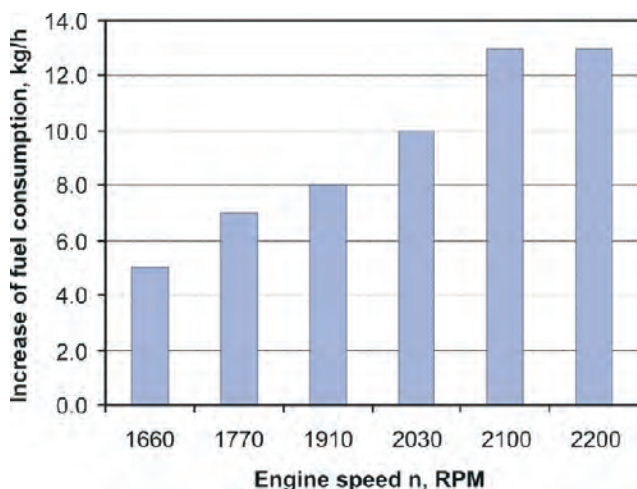


Fig. 6. Fuel consumption change when ES95 substituted 100LL

Rys. 6. Zmiana zużycia paliwa po zmianie zasilania silnika z paliwa 100LL na ES95

3. Wyniki badań

Na rysunku 3 przedstawiono porównanie uzyskanej mocy przy zasilaniu obydwoma paliwami w wybranych punktach pracy. Jak można zauważyć, obie linie prawie się pokrywają.

Na rysunku 4 przedstawiono natomiast różnice między mocami uzyskanymi przy użyciu benzyny lotniczej 100LL i samochodowej ES95. Jako wartość bazową do wszystkich porównań przyjęto benzynę lotniczą. We wszystkich badanych punktach widoczny jest niewielki wzrost mocy po zastosowaniu benzyny ES95. Waha się on od 3 do 5 KM, co odpowiada 0,3 do 0,8% wartości uzyskiwanych w danych punktach. Przyrost mocy jest zatem pomijalnie mały.

Większe różnice zaobserwowano w zużyciu paliwa (rys. 5 i 6). Na rysunku 5 wyraźnie widoczne jest zwiększenie godzinowego zużycia paliwa przy zasilaniu benzyną ES95. Wzrost ten można uznać już za istotny, gdyż we wszystkich punktach wynosi on około 6% (rys. 6). Wzrost zużycia paliwa jest prawdopodobnie spowodowany różnicą w składach chemicznych oraz gęstości badanych paliw.

The temperature distribution in the remaining cylinders was also similar in the selected measurement points. Thus, it can be supposed that the way particular cylinders are assembled (the leak-tightness of the piston-ring-cylinder assembly-PRC and the valve seats, the capacity of engine oil passages) is more important than the fuel type.

4. Summary

The analysis of the obtained results leads to the following conclusions:

1. Automotive ES95 gasoline seems to be a good replacement for the 100LL aviation fuel.
2. Such a substitution will not affect the engine power significantly. The observed increase in the engine power amounted to approximately 0.5% only.

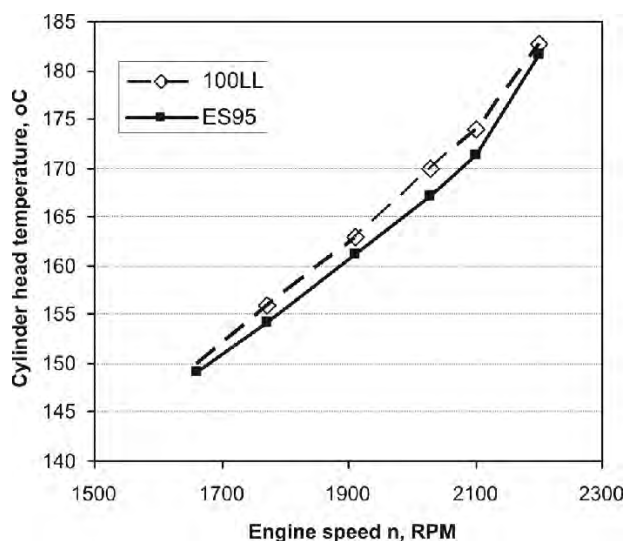
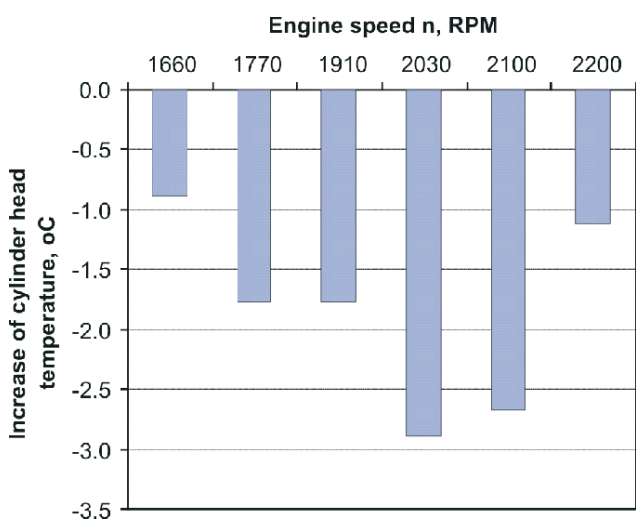


Fig. 7. Cylinder head average temperature during the tests for 100LL and ES95

Rys. 7. Średnia temperatura głowic w czasie badań przy użyciu paliwa 100LL i ES95



Zmianie uległy także temperatury głowic (rys. 7). W tym przypadku wprowadzenie benzyny samochodowej spowodowało spadek średniej temperatury głowic o kilka stopni (rys. 8). Największy spadek, wynoszący ponad 2°C, występuje przy pracy silnika na mocy przelotowej i mocy maksymalnej (prędkości obrotowe silnika odpowiednio: 2030 i 2100 obr/min). Najmniejszy natomiast, wynoszący poniżej 1°C, na 30% mocy (prędkość obrotowa równa 1660 obr/min) oraz na mocy startowej (2200 obr/min).

Obniżenie średniej temperatury głowic nie jest znaczące. Różnica wynosząca od 1 do 2°C jest dużo mniejsza niż rozrzut temperatur na poszczególnych cylindrach (rys. 9). Można zauważyć, że rozbieżności między cylindrami wynoszą od 18°C przy prędkości 1660 obr/min do nawet 40°C dla prędkości 2200 obr/min. Jednocześnie można zauważyć, że rozrzut ten jest prawie identyczny dla obu paliw. We wszystkich przypadkach najniższą temperaturę głowicy ma cylinder 8 lub 9, a najwyższą 7 lub 5.

Również rozkład temperatur w pozostałych cylindrach jest podobny w poszczególnych punktach pomiarowych.

Zatem można domniemywać, że większe znaczenie w temperaturze poszczególnych głowic cylindrów ma ich umiejscowienie w silniku i złożenie (szczelność układu TPC, szczelność gniazd zaworowych, drożność kanałów oleju) niż rodzaj paliwa.

4. Podsumowanie

Analizując uzyskane wyniki, można stwierdzić, że:

1. Możliwe jest zastąpienie w tłokowych silnikach lotniczych paliwa lotniczego 100LL paliwem samochodowym ES95.
2. Zamiana ta nie powoduje istotnej zmiany mocy silnika. Zaobserwowano wzrost mocy jedynie o około 0,5%.
3. Zamiana paliwa powoduje konieczność zmiany jego dawkowania. Zastosowanie benzyny samochodowej zwiększa zużycia paliwa o około 6%. Wynika to z różnicy w gęstości paliw. Zmiana ta powoduje, że

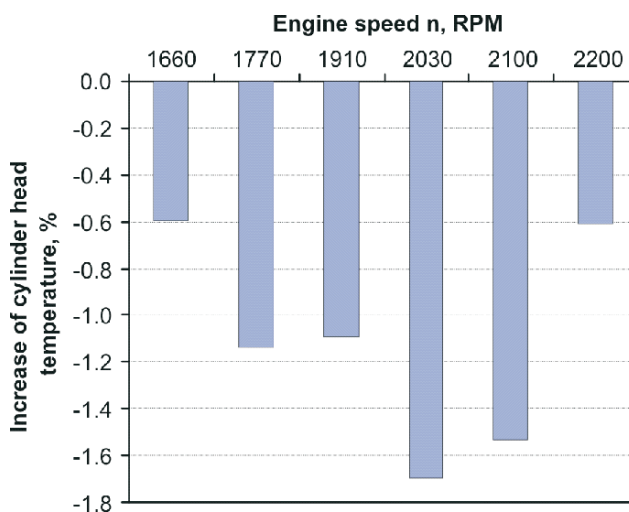


Fig. 8. Cylinder head average temperature change when ES95 substituted 100LL

Rys. 8. Zmiana średniej temperatury głowic po zmianie zasilania silnika z paliwa 100LL na ES95

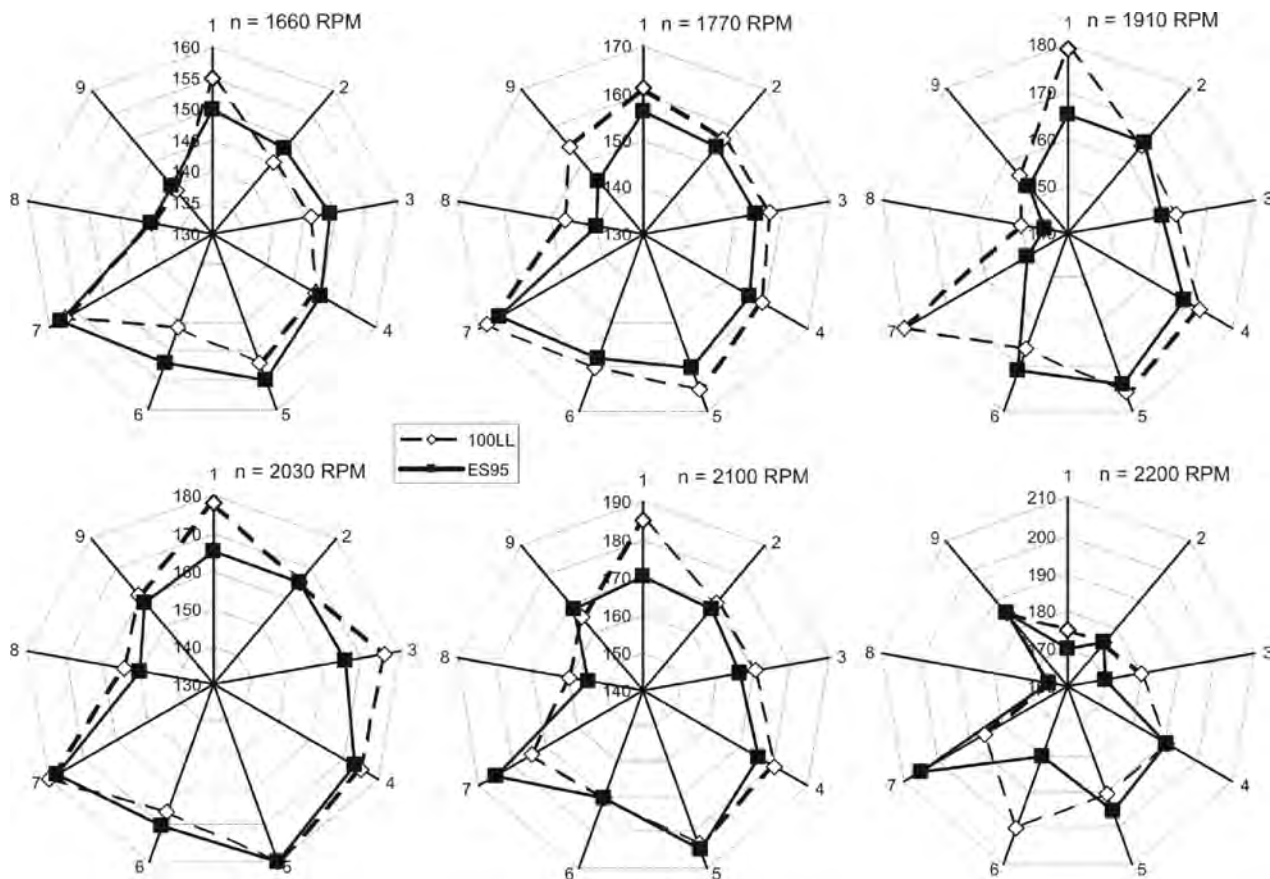


Fig. 9. Distribution of the cylinder head temperatures in the selected operating points depending on a fuel type
 Rys. 9. Rozkład temperatury głowic w poszczególnych punktach pracy w zależności od rodzaju paliwa

3. The fuel replacement requires a modification of the fuel dosage. The use of the automotive gasoline results in the increase of fuel consumption by about 6% because of the difference in the density of the fuels. Such an exchange needs a carburettor to be readjusted or the injection timing to be relevantly extended in the injection system.
4. The exchange of the fuel does not significantly change the head temperatures. The observed decrease by about 1.5% is miniscule for the differences ranging from 12 to 20% between the head temperatures of particular cylinders.
5. The fuel type does not influence the temperature distribution in particular cylinders.

It is necessary to emphasise that the tests are only preliminary. It is essential to test particular engine elements in real conditions of operation. Apart from that, it should be tested how the fuel reacts to the fast changes of pressure and temperature that occur when the plane gains altitude, which may lead to a vapour-locks in the low-pressure fuel pipes.

The tests prove that ES95 gasoline can be used to fuel aviation piston engines. The exchange of 100LL gasoline for ES95 gasoline results in a negligible small increase of the engine power observed when the indicated mean effective pressure increases. Simultaneously, the peak pressure slightly increases as well, but as for the indicated mean effective pressure, it is insignificant. The changes of the crank angle of the peak pressure are insignificant as well.

niezbędne jest doregulowanie gaźnika lub w przypadku układu wtryskowego – odpowiednie wydłużenie czasów wtrysku.

4. Zmiana paliwa nie powoduje także znaczącej zmiany temperatur głowic. Zauważony spadek o około 1,5% nie jest istotny przy zróżnicowaniu temperatur głowic pomiędzy poszczególnymi cylindrami rzędu od 12 do 20%.
5. Zmiana paliwa nie wpłynęła na rozkład temperatur cylindrów silnika.

Należy podkreślić, że przeprowadzone badania są jedynie badaniami wstępnymi. Konieczne jest przeprowadzenie dalszych prac, szczególnie nakierowanych na trwałość poszczególnych elementów silnika. Do tych prac dodać należy badania związane z reakcją paliwa na szybkie zmiany ciśnienia i temperatury występujące podczas wznoszenia samolotu i mogące powodować powstanie korków parowych w niskociśnieniowych przewodach paliwowych układu zasilania.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

PRC piston-ring-cylinder/tłok-pierścienie-cylinder

NTP normal temperature and pressure/warunki normlane

RPM revolutions per minute/obroty na minutę

Bibliography/Literatura

- [1] Daggett D.L., Hendricks R.C., Walther R., Corporan E.: Alternative fuels for use in commercial aircraft. Boeing Company 2007.
- [2] Cadet Center for Renewable Energy "Ethanol as an Aviation Fuel", Technical Brochure, No. 51, US. 97 504.
- [3] Gonzalez C., Jesik R.L.: ETBE based Aviation Spark-ignition Engine Fuel, Program Report 2003.
- [4] Section 7. Development Ground Evaluation of ETBE/N-Butane Fuels, Cessna/FAA ETBE Based Aviation Sparkignition Engine Fuel Program, 2003.
- [5] Agrawal H., Sawant A.A., Jansen K., Miller J.W., Cocker D.R.: Characterization of chemical and particulate emissions from aircraft engines, Atmospheric Environment No. 42/2008.
- [6] Warunki techniczne. Benzyna lotnicza AVGAS 100LL, WT-99/OBR PR/ND/48, Ośrodek Badawczo- Rozwojowy Przemysłu Rafineryjnego S.A. Płock.
- [7] Karta charakterystyki preparatu niebezpiecznego. Benzyna lotnicza 100LL, Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Przemysłu Rafineryjnego S.A. Płock, 2000.
- [8] AVGAS100LL Data Sweet No. S13001, Schell 2002.
- [9] van Basshuysen R., Schäfer F.: Internal Combustion Engine Handbook, Basics, Components, Systems and Perspectives, SAE International, Warrendale 2004.
- [10] PKN Orlen SA, Specyfikacja właściwości paliw: Eurosuper 95.
- [11] Czarnigowski J., Wendeker M., Jakliński P., Nazarewicz A., Pietrykowski K., Gęca M., Zyska T.: Model of injection system for SI radial aircraft engine, SAE Technical Paper, No 2007-01-1903.
- [12] Nazarewicz A., Pietrykowski K., Wendeker M., Czarnigowski J., Jakliński P., Gęca M.: CFD simulation research of the fuel rail of the aircraft radial engine, Silniki Spalinowe, SC2, 2007, P07-C150, pp. 80-93

Mr. Piotr Jakliński, DEng. – doctor in the Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aircraft Propulsion, Lublin University of Technology.

Dr inż. Piotr Jakliński – adiunkt w Katedrze Termodynamiki, Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych Politechniki Lubelskiej.

e-mail: p.jaklinski@pollub.pl



Prof. Mirosław Wendeker, DSc., DEng. – Professor Head of Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aircraft Propulsion, Lublin University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – kierownik Katedry Termodynamiki, Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych Politechniki Lubelskiej.

e-mail: m.wendeker@pollub.pl



Mr. Jacek Czarnigowski, DEng. – doctor in the Department of Machine Design, Lublin University of Technology.

Dr inż. Jacek Czarnigowski – adiunkt w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Lubelskiej.

e-mail: j.czarnigowski@pollub.pl



Mr. Mariusz Duk, DEng. – doctor in the Faculty of Electrical Engineering and Computer Science at Lublin University of Technology.

Dr inż. Mariusz Duk – adiunkt na Wydziale Elektrotechniki i Informatyki Politechniki Lubelskiej.

e-mail: m.duk@pollub.pl



Mr. Tomasz Zyska, MSc, DEng. – Laboratory assistant in the Faculty of Electrical Engineering and Computer Science at Lublin University of Technology.

Mgr inż. Tomasz Zyska – pracownik techniczny na Wydziale Elektrotechniki i Informatyki Politechniki Lubelskiej.

e-mail: t.zysk@pollub.pl



Mr. Jakub Klimkiewicz, – student in the Faculty of Mathematics, Physics and Computer Science at Maria Curie-Skłodowska University in Lublin

Jakub Klimkiewicz – student na Wydziale Matematyki, Fizyki i Informatyki Uniwersytetu Marii Curie-Skłodowskiej u Lublinie.

e-mail: j.klimkiewicz@gmail.com



Andrzej BALCERSKI
Cezary BEHRENDT
Zbigniew KNEBA
Przemysław RAJEWSKI

PTNSS-2009-SS1-C031

The energy test “100 fishing days” of a Baltic cutter

The original concept of the energy test during continuous fishing of a Baltic cutter lasting 100 working days at the fishery has been presented in the paper. The test will enable the calculation of the fuel consumption and the operating efficiency of the energy system. The calculation models which are made in the paper take into account the actual realizations of energy and trawling systems, operating conditions of ships and parameter values characterizing the operation of all devices under consideration. The test may be used to evaluate the design solutions of ships at the design stage as well as the ones already in use.

Key words: *Baltic cutter, energy system, energy test*

Test energetyczny „100 dni połowowych” kutra bałtyckiego

W artykule zawarto oryginalną koncepcję testu energetycznego podczas nieprzerwanej eksploatacji kutra bałtyckiego w przeciągu 100 dni „pracy na łowisku”. Test zapewni wyznaczenie na drodze obliczeniowej ilości zużytego paliwa i sprawności eksploatacyjnej układu energetycznego. Podane modele obliczeniowe uwzględniają rzeczywiste rozwiązania układów energetycznych i układów połowowych oraz warunki pracy jednostek a także wartości parametrów charakteryzujących pracę wszystkich rozpatrywanych urządzeń. Test może być wykorzystany do oceny rozwiązań konstrukcyjnych jednostek znajdujących się w eksploatacji oraz będących na etapie projektowania.

Słowa kluczowe: *kuter bałtycki, układ energetyczny, test energetyczny*

1. Energy systems of Baltic cutters

Baltic cutters are trawling vessels using floating or bottom trawls. The trawling system may be hauled by a single vessel or two separate (pair trawl) vessels in a stern or side fishing mode.

A Baltic cutter is an autonomous system in terms of energy i.e. all its energy needs are generated and realized by the vessel's independent energy system. The energy system includes fuel consuming assemblies such as thermal engines; currently it is exclusively the piston combustion diesel engines, auxiliary marine boilers, machinery converting mechanical energy into electrical energy (power generators) as well as energy transmission devices (transmissions, waste heat recuperation systems).

Combustion power sources include:

- main engines driving the vessel through a propeller and selected technological mechanical power receiving devices. In Baltic cutters such receiving devices may be the trawl and net winches. Apart from that, the main engine may drive the main power generator on the vessel.
- auxiliary engines driving the power generators constituting joint power generation systems. An auxiliary engine may also drive some other auxiliary receiving devices forming a set.
- auxiliary marine boilers. Baltic cutters are fitted with central heating boilers only.

Figure 1 shows example diagrams of energy systems and a generalized structure of the energy balance.

1. Układy energetyczne kutrów bałtyckich

Bałtyckie jednostki rybackie (kutry) prowadzą połowy techniką trałową przy użyciu włoków (dennych lub pelagicznych). Zestaw trałowy może być holowany przez oddzielną jednostkę lub równocześnie przez dwie (połowy w tukę) i wybierany na pokład statku przez burtę bądź rufę.

Kuter bałtycki jest układem autonomicznym energetycznym, tzn. wszystkie potrzeby generowane są przez jednostkę i pokrywane wyłącznie przez znajdujący się na niej układ energetyczny. Układ energetyczny obejmuje urządzenia paliwochłonne, tj. silniki cieplne; obecnie są nimi wyłącznie tłokowe silniki spalinowe o ZS, kotły pomocnicze opalane oraz maszyny przekształcające energię mechaniczną w elektryczną (prądnice), a także urządzenia zmieniające parametry strumienia energii (przekładnie, układy utylizacji ciepła odpadowego).

W siłowniach spalinowych występują:

- Silniki główne zapewniające ruch jednostki dzięki napędzaniu pędnika (śruby napędowej) oraz wybrane wydzielone odbiorniki technologiczne energii mechanicznej. W przypadku kutrów bałtyckich odbiornikami tymi mogą być: wciągarka(i) trałowa i wciągarka sieciowa. Oprócz tego silnik główny może napędzać prądnicę zawieszoną sieci ogólnookrętowej.
- Silniki pomocnicze napędzające prądnice sieci ogólnookrętowej i tworzące wspólnie pomocnicze zespoły prądotwórcze. Silnik pomocniczy może również napędzać nieliczne odbiorniki pomocnicze, tworząc tzw. zespół wielomaszynowy.

2. Test assumptions and characteristics

In relation to the evaluation of the operating efficiency of individual series of fishing cutters the most frequently applied method is the kilogram of fuel per ton of fish ratio. This, however is a limited evaluation method in terms of the figure of merit of the applied technical solutions, parameters and the selection of individual devices. Their impact on the final value of the ratio is complicated as it significantly depends on the organizational, legal, and ichthyologic factors. Sea tests of newly manufactured vessels, traditional for the marine industry, have been developed to check whether the contracted parameters are obtained (rated power towing, cargo bay temperature) and cannot provide the evaluation of the merit of the energy system in variable operating conditions.

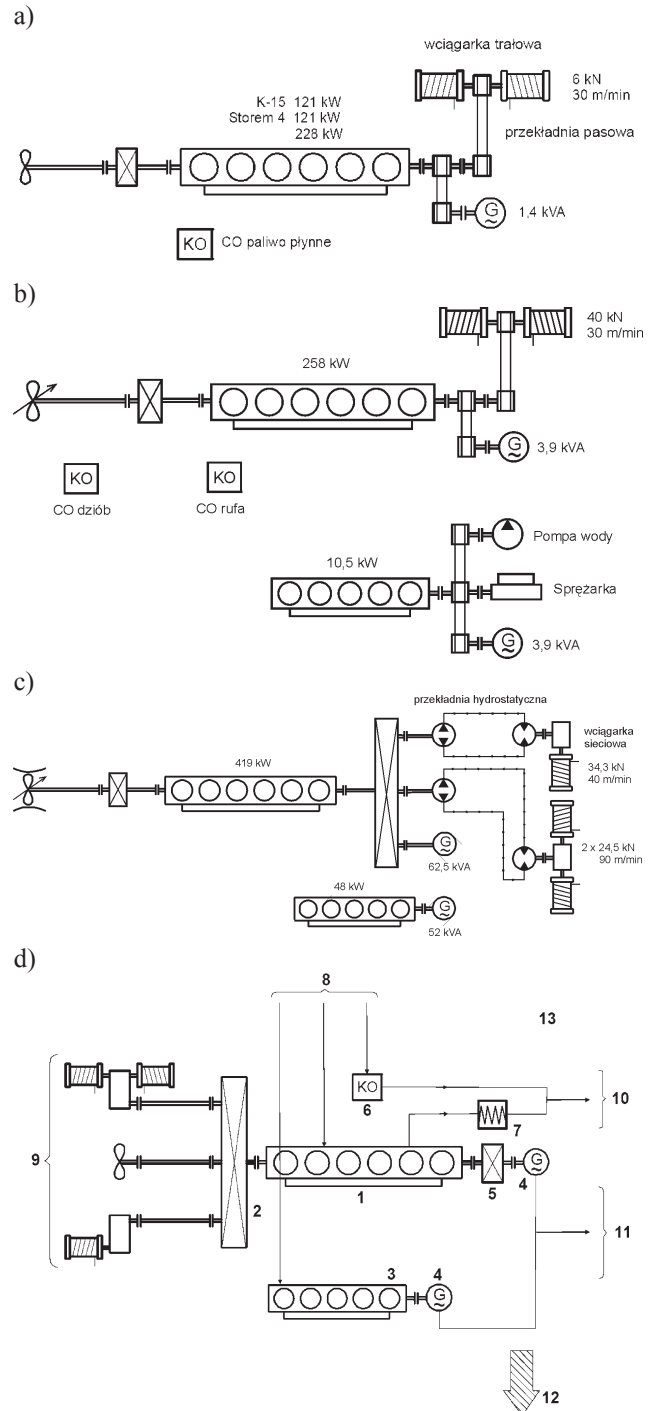
This substantiates the need for such a test development that meets the assumptions given below:

1. The test will be of algorithmic nature, the results will be obtained based on the developed algorithms and data characterizing given processes.
2. The test will, with the utmost reliability, include real energy system solutions and the conditions of their operation.
3. The test will pertain to energy systems in vessels with drivetrains where the main engine may drive the propeller, the winches and the power generator but the thermal energy is provided by the boiler or electrical heaters. This means that the calculations will not include the power generator driven by the auxiliary engine. The assumption that the work of the main engine fully covers the mechanical and electrical energy demand is in accordance with the real operation of the vessels under consideration.
4. The test will pertain to a state of operation „operation at the fishery” for which the energy system was designed covering the operation of dropping and lifting the fishing equipment, trawling, maneuvers, short runs, storming and stoppage at drift (covering total of ~132 days of the year) [10]. The free run state of operation is neglected covering the period of the run: seaport- fishery, fishery seaport (~13 days respectively). Hence, the proposal that the test covers full 100 days of the operation of the energy system in the fishery conditions.
5. For the description of the real conditions of operation a probabilistic model will be used [5, 6]. A significant element of the test design is the use of the characteristics of the forecasted constituent loads of the main engine related to:
 - drive of the propeller
 - drive of the winches
 - drive of the power generator.

The parameters of the distribution of these will be characterized by giving the values of:

N_i^{sr} – average value of the load distribution, σ_i – standard deviation of the load distribution, λ_i – share coefficient (of the operation time) of a given load.

The application of a simple dependence with a view to determining the parameters of the joint distribution (load



1 – Main engine, 2 – Final drive, 3 – Auxiliary engine, 4 – Power generator, 5 – Auxiliary transmission, 6 – boiler, 7 – waste heat recuperation system, 8 – fuel supply, 9 – main technological receivers of mechanical energy (propeller, hoists), 10 – power supply of groups of thermal energy receivers, 11 – power supply of groups of electrical energy receivers, 12 – stream of losses, 13 – balance shield

Fig. 1 Schematics of energy systems of Baltic cutters for series: a) K-15 (length ~17.5 m build 1951-1959) and Storem 4 (length ~17-19 m build 1960-1970), b) B-25s (length ~24.5 m build 1964-1976), c) B-280 (length ~26.8 m build 1987-1993), d) generalized structure

Rys. 1. Schematy układów energetycznych kutrów bałtyckich jednostek serii: a) K-15 (dl. ~17,5 m bud. 1951-1959) i Storem 4 (dl. ~17-19 m bud. 1960-1970), b) B-25s (dl. ~2,5 m bud. 1964-1976), c) B-280 (dl. ~26,8 m bud. 1987-1993), d) uogólniony schemat bilansowy

distribution of the main engine) requires two conditions to be fulfilled [6, 7]:

- regularity of the constituent distributions
- independence of the constituent loads from one another.

The results of extensive statistical research confirm the fulfillment of these conditions [3, 5, 6].

The test will be carried out through the calculations and determining of:

- the characteristics of the constituent load distributions of the energy system i.e. propeller, the winches, the power generator and the boiler
- the parameters of the load distribution of the main engine
- the total fuel consumption by the main engine and the boiler
- the value of the energy and operating efficiencies of the energy system.

3. The methodology of the design of the Baltic cutter energy test

As per the above stated assumptions, the parameters of the load distribution of the main engine are determined by the dependence:

$$\left. \begin{aligned} N_{SG}^{sr} &= \frac{N_{SN}^{sr}}{\eta_{PG}\eta_{LW}} + \frac{N_{WT}^{sr}\lambda_{SG}^{WT}}{\eta_{PG}} + \frac{N_{WS}^{sr}\lambda_{SG}^{WS}}{\eta_{PG}} + \frac{N_{PZ}^{sr}}{\eta_{PD}\eta_{PZ}} \\ \sigma_{SG} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_{SN}}{\eta_{PG}\eta_{LW}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{WT}\lambda_{SG}^{WT}}{\eta_{PG}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{WS}\lambda_{SG}^{WS}}{\eta_{PG}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{PZ}}{\eta_{PD}\eta_{PZ}}\right)^2} \end{aligned} \right\} (1)$$

where: $N_{SG}^{sr}; N_{SN}^{sr}; N_{WT}^{sr}; N_{WS}^{sr}; N_{PZ}^{sr}$ – average values of the load distributions: joint loads of the main engine, the propeller, trawl winch, net winch and the power generator respectively, $\sigma_{SG}; \sigma_{SN}; \sigma_{WT}; \sigma_{WS}; \sigma_{PZ}$ – standard deviations of the load distributions: joint loads of the main engine, the propeller, trawl winch, net winch and the power generator respectively, $\lambda_{SG}^{WT}; \lambda_{SG}^{WS}$ – the values of the coefficients determining the time share of the operation of the trawl winch and the net winch during the main engine operation, $\eta_{PG}; \eta_{PD}; \eta_{PZ}; \eta_{LW}$ – the efficiencies of the: final drive, auxiliary drive, power generator shaft lines respectively.

In order to determine the main engine fuel consumption we must know:

- the main engine fuel consumption characteristics (best if provided by the engine manufacturer)
- the parameters of the operating load distribution of the main engine in the period under consideration (state of operation- test)
- the duration of the test.

In relation to engines the characteristics approximated with a second order multinomial may be used in the form:

$$\overline{G}_{SG}^h = b_0 + b_1 \overline{N}_{SG} + b_2 \overline{N}_{SG}^2 \quad (2)$$

where: $\overline{G}_{SG}^h; \overline{N}_{SG}$ – relative hourly fuel consumption and engine load, $b_0; b_1; b_2$ – constant values, while:

- Kotły pomocnicze opalane. W przypadku kutrów bałtyckich występują wyłącznie kotły wodne centralnego ogrzewania.

Na rysunku 1 pokazano przykładowe schematy układów energetycznych oraz uogólniony schemat bilansowy.

2. Założenia i charakterystyka testu

W odniesieniu do oceny efektywności eksploatacyjnej poszczególnych serii statków rybackich najczęściej stosowany jest wskaźnik [liczba kilogramów zużytego paliwa/1. tonę złowionego surowca]. Stwarza on jednak ograniczone możliwości oceny dobroci zastosowanych rozwiązań technicznych, parametrów i doboru poszczególnych urządzeń. Ich wpływ na ostateczną wartość wskaźnika jest uwikłany, ponieważ zależy on bardzo od czynników organizacyjnych, prawnych, ichtiologicznych i in. Tradycyjne dla okrętownictwa próby morskie nowo zbudowanych jednostek mają za zadanie sprawdzić, czy są osiągnięte zakontraktowane wartości parametrów (np. moc, uciąż, temperatura w ładowni) i nie mogą dawać oceny dobroci układu energetycznego w późniejszych zamiennych warunkach eksploatacji.

Uzasadnia to celowość opracowania testu odpowiadającego podanym niżej założeniom:

1. Test będzie miał charakter obliczeniowy, tzn. odpowiednie wyniki będą uzyskiwane dzięki wykorzystaniu opracowanych modeli obliczeniowych (algorytmów) oraz danych charakteryzujących określone procesy.
2. Test w możliwie najwyższym stopniu będzie uwzględniał rzeczywiste rozwiązania układów energetycznych i warunki ich eksploatacji.
3. Test odnosić się będzie do układów energetycznych kutrów z układami napędowymi, w których silnik główny może napędzać śrubę, wciągarkę trałową i wciągarkę sieciową oraz prądnice sieci ogólnokrętowej, zaś energię ciepłą zapewniać kotła opalanego lub podgrzewacze elektryczne. Oznacza to, że w obliczeniach nie będzie uwzględniana prądnica napędzana przez silnik pomocniczy. Założenie, że praca silnika głównego pokrywa całkowite zapotrzebowanie na energię mechaniczną i elektryczną odpowiada praktyce eksploatacji rozpatrywanych jednostek.
4. Test będzie się odnosić do stanu eksploatacji „praca na łowisku”, dla którego jest projektowany układ energetyczny, obejmującego operacje wydawania i wybierania zestawu połowowego, trałowania, manewrów, niewielkich przelotów, sztormowania oraz okresów postoju w dryfie (zajmujące łącznie ~132 doby w ciągu roku) [10]. Pomija się stan eksploatacji „pływanie swobodne” obejmujący okresy pływania na trasach port–łowisko i łowisko–port (odpowiednio ~13 dób). Stąd propozycja, aby test obejmował pełne 100 dób pracy układu energetycznego w warunkach pracy na łowisku.
5. Do opisu rzeczywistych warunków eksploatacji zostaną wykorzystane modele probabilistyczne [5, 6]. Istotnym elementem budowy testu jest wykorzystanie charakterystyk prognozowanych obciążeń składowych silnika głównego związanych z:

$$\left. \begin{aligned} \bar{G}_{SG}^h &= \frac{G_{SG}^h}{G_{SG}^{h \text{ nom}}} \\ \bar{N}_{SG} &= \frac{N_{SG}}{N_{SG}^{\text{nom}}} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

where: G_{SG}^h , $G_{SG}^{h \text{ nom}}$ – respectively: hourly and hourly rated fuel consumption, N_{SG} , N_{SG}^{nom} – respectively: load and rated load of the main engine.

The total main engine fuel consumption operating in time t will be [6, 13]:

$$G_{SG}^t = t G_{SG}^{h \text{ nom}} \left[b_0 + b_1 \bar{N}_{SG}^{\text{sr}} + b_2 \left(\bar{N}_{SG}^{\text{sr}} \right)^2 + b_2 \sigma_N^2 \right] \quad (4)$$

where: \bar{N}_{SG}^{sr} – the average value of the relative distribution of the engine load, σ_N^2 – deviation from the standard distribution of relative loads \bar{N}_{SG} .

If, according to the assumptions, the main engine operates for the whole duration of the test ($t = 100 \cdot 24 = 2400$ h), then the corresponding fuel consumption G_{SG}^* will be:

$$G_{SG}^* = t (G_{SG}^h)_{\text{std}}^{\text{nom}} \left[b_0 + b_1 \bar{N}_{SG}^{\text{sr}} + b_2 \left(\bar{N}_{SG}^{\text{sr}} \right)^2 + b_2 \sigma_N^2 \right] \quad (5)$$

The fuel consumption by the boiler (boilers) can be obtained by the balance equation:

$$G_{KO} W_d^{\text{KO}} \eta_{KO} = N_{KO} \quad (6)$$

where: G_{KO} – boiler fuel consumption, N_{KO} – boiler's thermal effective power, η_{KO} – boiler efficiency, W_d^{KO} – calorific value of the fuel used by the boiler.

Rated effective thermal power of the boiler (N_{KO}^{nom}) and η_{KO} are specified in the documentation (user's manual) for a particular boiler. Knowing the value N_{KO}^{sr} we can obtain an average hourly fuel consumption by the boiler:

$$(G_{KO}^h)^{\text{sr}} = \frac{N_{KO}^{\text{sr}}}{W_d^{\text{KO}} \eta_{KO}} \quad (7)$$

and the total boiler fuel consumption during the test will be:

$$G_{KO}^* = t \lambda_{SG}^{\text{KO}} \frac{N_{KO}^{\text{sr}}}{W_d^{\text{KO}} \eta_{KO}} \quad (8)$$

where: λ_{SG}^{KO} – the coefficient of time share of the boiler in the operating time of the main engine (equal to the test duration time).

The total fuel consumption by the fuel consuming components of the energy system (G_{UE}^*) of a Baltic cutter (main engine and boiler) during the test „100 fishing days” will be:

- napędem śruby
- napędem wciągarki trałowej
- napędem wciągarki sieciowej
- napędem prądnicy zawieszanej.

Parametry rozkładów tych obciążeń będą charakteryzowane przez podanie wartości: N_i^{sr} – wartość średnia rozkładu obciążeń, σ_i – odchylenie standardowe rozkładu obciążeń, λ_i – współczynnik udziału (czasu pracy) określonego obciążenia.

Zastosowanie prostej zależności celem wyznaczenia parametrów rozkładu łącznego (tzn. rozkładu obciążeń silnika głównego) wymaga spełnienia dwóch warunków [6, 7]:

- normalności rozkładów składowych
- niezależności od siebie obciążeń składowych.

Wyniki obszernych badań statystycznych potwierdzają spełnienie tych warunków [3, 5, 6].

Test będzie realizowany przez wykonanie obliczeń i określenie:

- charakterystyk rozkładów obciążeń składowych układu energetycznego, tj. śruby napędowej, wciągarek trałowych, wciągarki sieciowej, prądnicy zawieszanej i kotła opalanego
- parametrów rozkładu obciążeń silnika głównego
- całkowitego zużycia paliwa przez silnik główny i kocioł opalany
- wartości sprawności energetycznej, eksploatacyjnej układu energetycznego.

3. Metodyka budowy testu energetycznego kutra bałtyckiego

Zgodnie z podanymi wyżej założeniami parametry rozkładu obciążeń silnika głównego określa zależność (1), gdzie: N_{SG}^{sr} ; N_{SN}^{sr} ; N_{WT}^{sr} ; N_{WS}^{sr} ; N_{PZ}^{sr} – wartości średnie rozkładu obciążeń odpowiednio: łącznych silnika głównego śruby napędowej, wciągarki trałowej, wciągarki sieciowej, prądnicy zawieszanej, σ_{SG} ; σ_{SN} ; σ_{WT} ; σ_{WS} ; σ_{PZ} – odchylenia standardowe rozkładu obciążeń odpowiednio: łącznych silnika głównego, śruby napędowej, wciągarki trałowej, wciągarki sieciowej, prądnicy, λ_{SG}^{WT} ; λ_{SG}^{WS} – wartości współczynników określających udział czasu pracy odpowiednio wciągarki trałowej i wciągarki sieciowej podczas pracy silnika głównego, η_{PG} ; η_{PD} ; η_{PZ} ; η_{LW} – sprawności odpowiednio: przekładni głównej, przekładni pomocniczej, prądnicy i linii wałów.

Określanie zużycia paliwa przez silnik główny wymaga znajomości:

- charakterystyki zużycia paliwa przez silnik główny (najlepiej podawanej przez producenta silnika)
- parametrów rozkładu obciążeń eksploatacyjnych silnika głównego w rozpatrywanym okresie (stanu eksploatacji – testu)
- czasu trwania testu.

W odniesieniu do silników można wykorzystywać charakterystyki aproksymowane wielomianem stopnia drugiego w postaci (2),

gdzie: \bar{G}_{SG}^h , \bar{N}_{SG} – odpowiednio względne: godzinowe zużycie paliwa i obciążenie silnika, b_0 , b_1 , b_2 – wartości stałe,

$$G_{UE}^* = G_{SG}^* + G_{KO}^* \quad (9)$$

If the energy system is extended by waste heat recuperation the value will be:

$$G_{UE}^* = G_{SG}^* + G_{KO}^* - \Delta G_{UTYL}^* \quad (10)$$

where: ΔG_{UTYL}^* – reduction of the fuel consumption obtained while the waste heat recuperation system was used (see schematics fig. 1d and the explanation). The method of obtaining value ΔG_{UTYL}^* has been given in detail in [6].

If different fuels are applied for the main engine and the boiler, the respective fuel consumption given in (5), (8) should be converted into a standard fuel $W_d^{std} = 42707$ kJ/kg.

For the test calculations an original concept of determining of the operating efficiency will be used, expressed as a ratio of the total amount of usable energy generated by the energy system to the total energy contained in the fuels combusted by the fuel consuming elements in the time under consideration [2, 6]. This efficiency will be formulated according to the assumed schematics of the energy system (Fig. 1).

The total energy (E_{UE}^*) generated by the energy system in time t can be:

$$E_{UE}^* = E_{SN}^* + E_{WT}^* + E_{WS}^* + E_{PZ}^* + E_{KO}^* \quad (11)$$

where: E_{SN}^* ; E_{WT}^* ; E_{WS}^* ; E_{PZ}^* ; E_{KO}^* – the total energy used in time t respectively for the propulsion of the: propeller, trawl winches, net winch and the energy generated by the power generator and the boiler.

This can be expressed as:

$$\left. \begin{aligned} E_{SN}^* &= tN_{SN}^{sr} \\ E_{WT}^* &= tN_{WT}^{sr} \lambda_{SG}^{WT} \\ E_{WS}^* &= tN_{WS}^{sr} \lambda_{SG}^{WS} \\ E_{PZ}^* &= tN_{PZ}^{sr} \\ E_{KO}^* &= tN_{KO}^{sr} \lambda_{SG}^{KO} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Operating energy efficiency of the energy system of a Baltic cutter in the test „100 fishing days” (η_{UE}) will be expressed:

$$\eta_{UE} = \frac{E_{UE}^*}{G_{UE}^* W_d^{std}} \quad (13)$$

If, on a particular cutter type, such devices as net winch or a boiler are not fitted then in the previously given formulas the parameters should not occur.

4. The possibilities of obtaining the necessary parameters for the test calculations

The parameter values occurring in the previously given relations have been obtained using the few available inves-

przy czym względne godzinowe zużycie paliwa i obciążenie silnika wynoszą (3),

gdzie: G_{SG}^h , $G_{SG}^{h\ nom}$ – odpowiednio: godzinowe i godzinowe nominalne zużycie paliwa, N_{SG} , N_{SG}^{nom} – odpowiednio: obciążenie i obciążenie nominalne silnika głównego.

Łącznie zużycie paliwa przez silnik główny pracujący w czasie t będzie [6, 13] wynosić (4)

gdzie: \bar{N}_{SG}^{sr} – wartość średnia rozkładu względnego obciążenia silnika, σ_N^2 – odchylenie standardowe rozkładu względnych obciążeń \bar{N}_{SG} .

Jeśli, zgodnie z założeniami, silnik główny będzie pracował przez cały czas trwania testu ($t = 100 \cdot 24 = 2400$ h), to odpowiadające temu całkowite zużycie paliwa G_{SG}^* wyniesie (5).

Zużycie paliwa przez kocioł (kotły) opalany można wyznaczyć z równania bilansowego (6)

gdzie: G_{KO} – zużycie paliwa przez kocioł, N_{KO} – użyteczna moc cieplna kotła, η_{KO} – sprawność kotła, W_d^{KO} – wartość opałowa paliwa zużywanego przez kocioł.

Nominalna użyteczna moc cieplna kotła (N_{KO}^{nom}) oraz η_{KO} podawane są w dokumentacji (instrukcji użytkownika) dane-go kotła. Przy znajomości wartości N_{KO}^{sr} można wyznaczyć średnie godzinowe zużycie paliwa przez kocioł jako (7), zaś całkowite zużycie paliwa przez kocioł podczas testu będzie wynosiło (8),

gdzie: λ_{SG}^{KO} – współczynnik udziału czasu pracy kotła opalane-go podczas czasu pracy silnika głównego (równow-czasowi trwania testu).

Całkowite zużycie paliwa przez elementy paliwochłonne układu energetycznego (G_{UE}^*) kutra bałtyckiego (silnik główny i kocioł opalany) podczas testu „100 dni połowowych” wyniesie (9).

W przypadku rozbudowy układu energetycznego poprzez zastosowanie utylizacji ciepła odpadowego wartość ta będzie równa (10),

gdzie: ΔG_{UTYL}^* – zmniejszenie zużycia paliwa uzyskane w sytuacji zastosowania układu utylizacji energii odpadowej silnika (patrz schemat na rys. 1d wraz z objaśnieniem w tekście). Metodę wyznaczania wartości ΔG_{UTYL}^* podano szczegółowo w [6].

W przypadku stosowania różnych paliw do silników głównych i kotłów, należy odpowiednie zużycia podane zależnościami (5), (8) przeliczać na paliwo standardowe $W_d^{std} = 42707$ kJ/kg.

Do obliczeń testowych będzie wykorzystana oryginalna koncepcja określania sprawności eksploatacyjnej, wyrażanej jako stosunek całkowitej ilości energii użytecznej, wytworzonej przez układ energetyczny, odniesionej do całkowitej ilości energii zawartej w paliwach spalonych przez elementy paliwochłonne układu podczas rozpatrywanego czasu [2, 6]. Sprawność ta będzie sformułowana zgodnie z przyjętym schematem układu energetycznego (rys. 1).

Całkowitą ilość energii (E_{UE}^*) wytworzonej przez układ energetyczny w czasie t można określić przez (11),

tigation results, publications or analogies to fishing cutters of other type. They should be construed as approximate and subject to further verification.

The determining of the main engine load distribution, according to (1) in relation to the propeller drive requires obtaining the values of: load distribution of the propeller drive (N_{SN}^{sr} , σ_{SN}) and the efficiency of the power transmission unit (η_{PG} , η_{LW}). In further investigations the authors will use a distribution of relative loads of the propeller drive determined by the parameters of: average relative load

$\left(\bar{N}_{SN}^{sr} = \frac{N_{SN}^{sr}}{N_{SG}^{nom}}\right)$, standard deviation of the load distribution

$(\bar{\sigma}_{SN})$ or the coefficient of distribution variability

$\left(\nu_{SN} = \frac{\bar{\sigma}_{SN}}{\bar{N}_{SN}^{sr}} = \frac{\sigma_{SN}}{N_{SN}^{sr}}\right)$. Knowing the above will allow the

obtaining of the values:

$$\left. \begin{aligned} N_{SN}^{sr} &= \bar{N}_{SN}^{sr} N_{SG}^{nom} \\ \sigma_{SN} &= \nu_{SN} N_{SN}^{sr} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

The parameters of the main engine load distribution related to the propeller drive while operating at the fishery for all the series under consideration should correspond to the load distribution (operating conditions) determined in the emission tests E2 or E3 [9, 14]. A histogram of these distributions, given in the form of the values of respective loads and their shares has been presented in fig. 2.

The parameters of the distribution determined for the test conditions E2 and E3 are as follows:

$$\begin{aligned} \bar{N}_{SN}^{sr} &= \frac{N_{SN}^{sr}}{N_{SG}^{nom}} = 0.6875 \\ \bar{\sigma}_{SN} &= 0.2355 \\ \nu_{SN} &= \frac{\bar{\sigma}_{SN}}{\bar{N}_{SN}^{sr}} = 0.3425 \end{aligned} \quad (15)$$

These values are well corresponding to the extensive statistical test results [1, 3, 6]. In relation to the final drives and the shaft lines we can assume:

$$\eta_{PG} = 0.97 \quad \eta_{LW} = 0.98 - 0.99 \quad (16)$$

The trawl and net winches on the vessels under analysis are driven by the engine through a transmission system: belt, serial mechanical or hydrostatic transmissions. The determining of the main engine load distribution parameters, according to (1) in relation to the winches, requires the following values to be identified:

$$N_{WT}^{sr}, N_{WS}^{sr}, \sigma_{WT}, \sigma_{WS}, \eta_{PG}, \lambda_{SG}^{WT}, \lambda_{SG}^{WS}$$

In relation to the load distribution parameters of the trawl winch (N_{WT}^{sr} , σ_{WT}) and the net winch (N_{WS}^{sr} , σ_{WS})

gdzie: E_{SN}^* ; E_{WT}^* ; E_{WS}^* ; E_{PZ}^* ; E_{KO}^* – całkowita ilość energii zużytej w czasie t odpowiednio do napędu: śruby, wciągarek trałowych, wciągarki sieciowej oraz wytworzonej przez prądnice i przez kocioł opalany.

Można je wyrazić przez zależności (12).

Wartość sprawności energetycznej eksploatacyjnej układu energetycznego kutra bałtyckiego w teście „100 dni połowowych” (η_{UE}) będzie wyrażona wzorem (13).

Jeżeli na konkretnym typie kutra nie występują takie urządzenia jak np. wciągarka sieciowa lub kocioł opalany, to w odpowiednich, podanych wcześniej zależnościach, nie powinny występować związane z nimi parametry.

4. Możliwości wyznaczania wartości parametrów niezbędnych do wykonania obliczeń testowych

Wartości parametrów występujących w podanych wcześniej zależnościach zostały określone przy wykorzystaniu nielicznych dostępnych wyników badań, publikacji lub w analogii do statków rybackich innych typów. Należy je traktować jako przybliżone i w miarę możliwości powinny być weryfikowane i uściślane.

Wyznaczenie parametrów rozkładu obciążeń silnika głównego, zgodnie z (1) wymaga, w odniesieniu do napędu śruby, określenia wartości: parametrów rozkładu obciążeń jej napędu (N_{SN}^{sr} , σ_{SN}) i wartości sprawności układu transmisji mocy (η_{PG} , η_{LW}). W dalszych rozważaniach wykorzystany będzie rozkład względnych obciążeń napędu śruby, określony parametrami: średniego względnego obciążenia

$\left(\bar{N}_{SN}^{sr} = \frac{N_{SN}^{sr}}{N_{SG}^{nom}}\right)$, odchylenia standardowego rozkładu obciążeń ($\bar{\sigma}_{SN}$) bądź współczynnika zmienności rozkładu

$\left(\nu_{SN} = \frac{\bar{\sigma}_{SN}}{\bar{N}_{SN}^{sr}} = \frac{\sigma_{SN}}{N_{SN}^{sr}}\right)$. Ich znajomość pozwoli na wyznaczenie wartości (14).

Parametry rozkładu obciążeń silników głównych związanych z napędem śruby podczas pracy na łowisku dla wszystkich rozpatrywanych serii jednostek powinny odpowiadać rozkładowi obciążeń (warunków pracy) określone w testach emisyjnych E2 lub E3 [9, 14]. Histogram tych rozkładów, podanych wartościami odpowiednich obciążeń i ich udziałów wagowych, pokazano na rys. 2.

Wyznaczone dla warunków testów E2 i E3 parametry rozkładu wynoszą (15).

Wartości te dobrze odpowiadają odpowiednim wynikom szerokich badań statystycznych [1, 3, 6]. W odniesieniu do przekładni mechanicznych głównych i linii wałów można przyjmować (16).

Wciągarki trałowe i sieciowe na analizowanych jednostkach napędzane są od silnika przez przekładnie (główne): pasowe lub szeregowo przez mechaniczne i hydrostatyczne. Wyznaczanie parametrów rozkładu obciążeń silnika głównego, zgodnie z (1) wymaga, w odniesieniu do wciągarek, określenia wartości:

$$N_{WT}^{sr}, N_{WS}^{sr}, \sigma_{WT}, \sigma_{WS}, \eta_{PG}, \lambda_{SG}^{WT}, \lambda_{SG}^{WS}$$

drives determined on the drive clutches of these winches we can use the existence of a linear dependence [3] of the rated usable power of the trawl winches $(N_{WT}^{uz})^{nom}$ and the average value of the load distribution of their drive (N_{WT}^{sr}) while operating at the fishery. While:

$$(N_{WT}^{uz})^{nom} = T_{WT} v_{WT} \tag{17}$$

where: T_{WT} – rated power of the trawl winch, v_{WT} – rated operating speed of the trawl winch.

Fragmentarily applying the test results of the Baltic cutters [8, 10, 12] we can assume:

$$\frac{N_{WT}^{sr}}{(N_{WT}^{uz})^{nom}} = 0.5 \div 0.70 \tag{18}$$

$$v_{WT} = \frac{\sigma_{WT}}{N_{WT}^{sr}} \cong 0.58$$

Analogically to the net winches:

$$\frac{N_{WS}^{sr}}{(N_{WS}^{uz})^{nom}} \cong 0.5 \tag{19}$$

$$v_{WS} = \frac{\sigma_{WS}}{N_{WS}^{sr}} \cong 0.5$$

while:

$$(N_{WS}^{uz})^{nom} = T_{WS} v_{WS} \tag{20}$$

where: $T_{WS} v_{WS}$ – rated power and lifting speed of the net winch.

In relation to the mechanical efficiency of the power transmission unit (mechanical efficiency of the final drive) we can assume [8, 12]:

for belt transmissions	$\eta_{PG} = 0.90 \div 0.95$
serial mechanical,	
hydrostatic transmissions	$\eta_{PG} = 0.60 \div 0.65$

(21)

Determining of the averaged values of the coefficients is difficult because of the application of:

- various techniques of dropping and lifting of the trawling set
- the types of equipment and the length of the dropped trawl ropes (200–600 m)
- the duration of the hauls (4–12 h).

We can assume [8, 11] that the average duration of the dropping and the lifting together with auxiliary works for all the series of cutters amounts to ~1 h and estimate that the average operating time of the trawl winches amounts to:

- side loading cutters ~50%, which corresponds to $t_{WT} \cong 0.5$ h
- stern loading cutters ~40%, which corresponds to $t_{WT} \cong 0.4$ h
- net winches ~20%, which corresponds to $t_{WS} \cong 0.2$ h.

W odniesieniu do parametrów rozkładu obciążeń napędu wciągarek trałowych $(N_{WT}^{sr}, \sigma_{WT})$ i wciągarki sieciowej $(N_{WS}^{sr}, \sigma_{WS})$, określanych na sprzęgłach napędowych wciągarek, można wykorzystać istnienie liniowej zależności [3] nominalnej wartości mocy użytecznej wciągarek trałowych $(N_{WT}^{uz})^{nom}$ i średniej wartości rozkładu obciążeń ich napędu (N_{WT}^{sr}) podczas operacji połowowych – (17), gdzie: T_{WT} – wartość nominalna uciągu wciągarki trałowej, v_{WT} – wartość nominalna prędkości wybierania wciągarki trałowej.

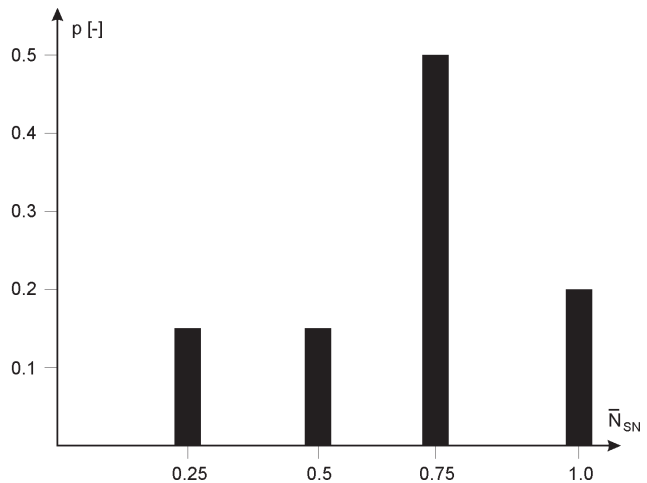


Fig. 2. Histogram of relative loads distributions of main engines working on vessels under heavy duty conditions due recommended tests: E2 – for engines working by $n = idem$ and E3 – for engines working by $n = var$, due propeller characteristic [9, 14]

Rys. 2. Histogram rozkładów obciążeń względnych silników głównych na jednostkach pracujących w ciężkich warunkach wg zaleceń testów: E2 – dla silników pracujących przy $n = idem$ i E3 – dla silników pracujących przy $n = var$, po charakterystyce śrubowej [9, 14]

Wykorzystując fragmentaryczne wyniki badań kutrów bałtyckich [8, 10, 12], można przyjmować (18).

Analogicznie dla wciągarek sieciowych można przyjąć (19), przy czym uwzględnić się (20), gdzie: $T_{WS} v_{WS}$ – nominalne wartości uciągu i prędkości wybierania wciągarki sieciowej.

W odniesieniu do sprawności mechanicznej układu transmisji mocy (sprawności mechanicznej przekładni głównej) można przyjmować [8, 12]: dla przekładni pasowych (21) oraz szeregowo mechanicznych i hydrostatycznych (21).

Wyznaczenie uśrednionych wartości współczynników $\lambda_{SG}^{WT}; \lambda_{SG}^{WS}$ jest utrudnione ze względu na stosowanie różnych: – technik wydawania i wybierania zestawu trałowego – typów sprzętu i długości wydanych lin trałowych (200–600 m) – czasów trwania zaciągów (4–12 h).

Można przyjąć [8, 11], że średni czas trwania operacji wydawania i wybierania oraz prac pomocniczych dla wszystkich serii kutrów wynosi ~1 h i szacować, że średni czas pracy wciągarek trałowych wynosi w nim przeciętnie:

- na kutrach burtowych ~50%, co odpowiada $t_{WT} \cong 0.5$ h
- na kutrach rufowych ~40%, co odpowiada $t_{WT} \cong 0.4$ h
- zaś wciągarek sieciowych ~20%, co odpowiada $t_{WS} \cong 0.2$ h.

Hence, for the duration times of the fishing cycles (operation of the main engine) in the time window (4–12) + 1 h will be (22).

Including the power generator in the calculations of the main engine loads according to (1) requires a knowledge of the values characterizing the distributions of loads of the power generator (N_{PZ}^{sr}, σ_{PZ}), the efficiency of the auxiliary transmission (η_{pp}) and the efficiency of the power generator (η_{PZ}). In order to determine the value of N_{PZ}^{sr} we can use the actual values of relative loads of power generators of vessels according to the following dependence:

$$\overline{N}_{PZ}^{sr} = \frac{N_{PZ}^{sr}}{N_{PZ}^{nom}} \quad (23)$$

where: $\overline{N}_{PZ}^{sr}; N_{PZ}^{sr}; N_{PZ}^{nom}$ – respectively: average relative, average and rated power generator loads.

The value of \overline{N}_{PZ}^{sr} for a properly chosen generator size operating under typical operating conditions and (v_{PZ}) should be assumed according to the investigation results [3, 5, 6] of the following values:

$$\begin{aligned} \overline{N}_{PZ}^{sr} &= 0.60 \div 0.75 \\ v_{PZ} &= \frac{\sigma_{PZ}}{N_{PZ}^{sr}} \cong 0.2 \end{aligned} \quad (24)$$

And respective efficiencies:

$$\eta_{PZ} = 0.90 \div 0.95 \quad \eta_{PD} \cong 0.97 \quad (25)$$

In terms of fuel consumption by the boilers we need to know the values N_{KO}^{sr} and λ_{SG}^{KO} , while:

$$N_{KO}^{sr} = \overline{N}_{KO}^{sr} N_{KO}^{nom} \quad (26)$$

Because the rated boiler efficiency is selected for winter conditions we can assume the average relative boiler load during the test [1, 6]:

$$\overline{N}_{KO}^{sr} \cong 0.5 \quad (27)$$

And the boiler work share coefficient during the test (operating time of the main engine):

$$\lambda_{SG}^{KO} = 0.5 \div 0.7 \quad (28)$$

5. Conclusions

In the conclusions we can state that the original concept of the energy test of the Baltic cutter:

- 1) aims at enabling comparative analyses of solutions of energy systems while modernizing existing vessels as well as the analyses of variants of these systems on the design stage of new vessels,
- 2) as a criterion of evaluation assumes the total fuel consumption and operating efficiency as determined through calculations for 100 fishing days,

Zatem dla czasów trwania cykli połowowych (i pracy silnika głównego) w przedziale (4–12) + 1 h będzie (22).

Duration of the haul/ czas trwania zaciągu [h]	Coefficient/wartości współczynników $\lambda_{SG}^{WT}, \lambda_{SG}^{WS}$		
	Side loading cutters/ kutry burtowe	Stern loading cutters/ kutry rufowe	
	$\lambda_{SG}^{WT} [-]$ at $t_{WT} = 0.5$ h	$\lambda_{SG}^{WT} [-]$ at $t_{WT} = 0.4$ h	$\lambda_{SG}^{WS} [-]$ at $t_{WS} = 0.2$ h
4	0.5/5 = 0.100	0.4/5 = 0.080	0.2/5 = 0.040
6	0.5/7 = 0.071	0.057	0.029
8	0.5/9 = 0.056	0.044	0.022
10	0.5/11 = 0.045	0.036	0.018
12	0.5/13 = 0.038	0.031	0.015

(22)

Uwzględnienie prądnicy zawieszanej przy wyznaczaniu obciążeń silnika głównego zgodnie z (1) wymaga znajomości wartości charakteryzujących rozkład obciążeń prądnicy (N_{PZ}^{sr}, σ_{PZ}) i sprawności przekładni pomocniczej (η_{pp}) oraz sprawności prądnicy (η_{PZ}). Do określania wartości N_{PZ}^{sr} można wykorzystać rzeczywiste wartości względnych obciążeń prądnic na statkach zgodnie z zależnością (23),

gdzie: $\overline{N}_{PZ}^{sr}; N_{PZ}^{sr}; N_{PZ}^{nom}$ – kolejno: średnie względne, średnie i nominalne wartości obciążeń prądnicy zawieszanej.

Wartość \overline{N}_{PZ}^{sr} dla prawidłowo dobranej wielkości prądnicy, pracującej w podstawowym stanie eksploatacji statku, oraz (v_{PZ}) powinny być przyjmowane zgodnie z rezultatami badań [3, 5, 6] o wartościach (24) i odpowiednich sprawnościach (25).

Do określania zużycia paliwa przez kotły opalane konieczna jest znajomości wartości N_{KO}^{sr} i λ_{SG}^{KO} , przy czym

$$N_{KO}^{sr} = \overline{N}_{KO}^{sr} N_{KO}^{nom} \quad (26)$$

Ze względu na to, że nominalna wydajność kotła dobie-rana jest dla warunków zimowych, można wartość średniego względnego obciążenie kotła podczas testu przyjmować [1, 6] jako (27), zaś współczynnika udziału czasu pracy kotła podczas testu (czyli czasu pracy silnika głównego) jako (28).

5. Podsumowanie

W podsumowaniu można stwierdzić, że oryginalna koncepcja testu energetycznego kutra bałtyckiego:

- 1) ma na celu umożliwienie analiz porównawczych rozwiązań układów energetycznych podczas rozpatrywania zakresu celowej modernizacji jednostek istniejących oraz analiz wariantów tych układów na etapie projektowania nowych jednostek,
- 2) jako kryterium oceny przejmuje wartość całkowitego zużycia paliwa i sprawności eksploatacyjnej, określane drogą obliczeniową dla 100 dób nieprzerwanej pracy na łowisku,
- 3) uwzględnia rzeczywiste warunki eksploatacji jednostek i wykorzystuje probabilistyczne modele dla ich opisu,

- 3) considers the actual operating conditions of vessels and uses probabilistic models for their description,
- 4) has the potential for improvement i.e. can cover the effects of waste heat recuperation (if applied), or use a variety of verified parameters depending on the conditions of particular operation,
- 5) has been developed within the task 1.6 of the project budget „Guidelines for the modernization of fishing vessels in the aspect of reduction of energy expenditure and impact on the environment” marked OR16-61535-OR1600006/06.
- 4) ma charakter rozwojowy, to jest może obejmować również np. efekty utylizacji ciepła odpadowego (w przypadku ich zastosowania), czy też uwzględniać zweryfikowane wartości szeregu parametrów stosownie do warunków bieżącej eksploatacji,
- 5) została opracowana w ramach zadania 1.6 budżetu projektu „Opracowanie wytycznych do modernizacji jednostek rybackich w aspekcie zmniejszenia nakładów energetycznych i oddziaływania na środowisko” o oznaczeniu OR16-61535-OR1600006/06.

Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Balcerski A.: Charakterystyki rozkładów eksploatacyjnych obciążeń składowych układu energetycznego trawlerów podczas pracy na łowisku. XIV International Symposium of Ship Power Plants. Politechnika Szczecińska, Szczecin 1992.
- [2] Balcerski A.: Problemy określania sprawności siłowni okrętowej. XVIII International Symposium of Ship Power Plants. WSM, Gdynia 1996.
- [3] Balcerski A. (kier. projektu): Badania identyfikacyjne rzeczywistych warunków pracy maszyn i urządzeń siłowni różnych typów morskich jednostek pływających. Projekt Badawczy KBN nr 9S60406907. Politechnika Gdańska, Gdańsk 1996.
- [4] Balcerski A., Bocheński D., Kubiak A.: Analiza struktur i warunków pracy układów transmisji mocy na pogłębiarkach. Praca badawcza 4/2001/PB, Politechnika Gdańska, Gdańsk 2001.
- [5] Balcerski A.: Size selection of main engines for ship diesel-electric power systems using random models. Developments in Mechanical Engineering. Politechnika Gdańska 2005.
- [6] Balcerski A.: Modele probabilistyczne w teorii projektowania i eksploatacji siłowni okrętowych. Fundacja Promocji Przemysłu Okrętowego i Gospodarki Morskiej, Gdańsk 2007.
- [7] Bojarski W.W.: Podstawy metodyczne oceny efektywności w systemach energetycznych. Wyd. PAN Zakładu Narodowego im. Ossolińskich 1979.
- [8] Chachulski K.: Ocena skuteczności technicznej rufowego i burtowego systemu połowu na kutrach bałtyckich. Praca doktorska. Politechnika Gdańska, Gdańsk 1971.
- [9] Emission Test Cycles: ISO 8178. <http://www.dieselnet.com>.
- [10] Krępa J., Moderhak W.: Techniczno-eksploatacyjne aspekty zastosowania napędu spalinowo-elektrycznego na statkach rybackich. Konf. nauk.-techn. Elektryczny napęd śruby okrętowej. SEP, Gdynia 1975.
- [11] Moderhak W.: Sprawozdania z rejsów. Rękopis powielany 2008.
- [12] Netzel T.: Doświadczenia z projektowania i eksploatacji kutra bałtyckiego Storem 7. II Sympozjum Naukowe Zakładu Techn. Rybackiej. Kuter Bałtycki. MIR Ośrodek Wydawniczy Gdynia 1972.
- [13] Ščagin V.V. (red): Kontrol effektivnosti ispolzovanija i normirovanija topliva na sudach i predpriatijach promyslovogo flota (metodika). Min. Ryb. Choz SSSR. KTiRPCh, Kaliningrad 1979.
- [14] Załącznik VI do Konwencji MARPOL 73/78. Przepisy o zapobieganiu zanieczyszczeniu powietrza przez statki oraz Kodeks Techniczny NO_x. Międzynarodowa Organizacja Morska IMO, Polski Rejestr Statków, Gdańsk 2000.

Prof. Andrzej Balcerski, DSc, DEng. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Gdańsk University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Andrzej Balcerski – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.

e-mail: andbal@pg.gda.pl



Mr. Zbigniew Kneba, DEng.– doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Gdańsk University of Technology.

Dr inż. Zbigniew Kneba – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.

e-mail: zkneba@pg.gda.pl



Mr. Cezary Behrendt, DSc, DEng. – Professor in the Faculty of Marine Engineering at Szczecin Maritime University.

Dr hab. inż. Cezary Behrendt – Profesor na Wydziale Mechanicznym Akademii Morskiej w Szczecinie.

e-mail: cebehr@am.szczecin.pl



Mr. Przemysław Rajewski, DEng. – doctor in the Faculty of Marine Engineering at Szczecin Maritime University.

Dr inż. Przemysław Rajewski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Akademii Morskiej w Szczecinie.

e-mail: rajp@wsm.szczecin.pl



Paweł FABIŚ
Bartosz FLEKIEWICZ
Marek FLEKIEWICZ

PTNSS-2009-SS1-C009

On board recognition of different fuels in SI engines with the use of dimensional and non-dimensional vibration signal parameters

Gaseous fuels such as natural gas and propane butane mixtures are currently the most popular fuels for dual fuel internal combustion engines. Gaseous fuels are more resistant to knocking than conventional liquid fuels they mix better with air. There have been many published works on the use of gaseous fuels but the problem of the combustion noise, as a very important source of acoustic discomfort is not getting enough attention. Combustion noise occurs in a direct and indirect form. It is transmitted throughout the engine block as a vibration at a different spectrum of frequencies. In this study an attempt has been made to correlate the combustion noise with the operating parameters of an engine fueled with LPG, CNG and CNG-hydrogen mixtures as compared to petrol fueled engine. Signals of multiple resonance in the combustion chamber and corresponding vibration signals of the cylinder block of engine have been considered for one combustion cycle. A four cylinder, 1.6 dm³ spark-ignition engine converted to run on LPG, CNG and CNG-hydrogen mixtures has been tested in the project. A well known diagnostic parameter was used for comparison of the engine noise for its operation on gasoline and alternative fuels. A new non-dimensional indicator has also been proposed for the engine vibration estimation purposes the Increase Wavelet Ratio C'_{ab} , precisely described in the paper.

Key words: alternative fuels, engine vibration, dimensional and non-dimensional indicators

Rozpoznawanie paliw zasilających silnik przy użyciu wymiarowych i bezwymiarowych wskaźników sygnału przyspieszeń drgań

Paliwa gazowe, takie jak mieszanki propanu butanu czy gaz ziemny są obecnie najpopularniejszymi paliwami zasilającymi silniki spalinowe. Paliwa gazowe znane są z większej odporności na spalanie detonacyjne niż paliwa płynne oraz łatwiejszego wymieszania z powietrzem. Wiele prac poświęcono zasilaniu silników paliwami gazowymi, lecz problemu hałasu w trakcie spalania, jako bardzo ważnego źródła dyskomfortu, do tej pory nikt nie rozpatrywał. Hałas procesu spalania można podzielić na wewnętrzny i zewnętrzny. Wewnętrzny hałas jest transmitowany przez ścianki bloku silnika przy różnej częstotliwości. W artykule przedstawiono wyniki analiz sygnału drganiowego ścianki bloku silnika przy zasilaniu różnymi paliwami. Silnik o ZI o pojemności 1,6 dm³ przystosowano do zasilania paliwem LPG, CNG oraz mieszankami CNG i wodoru. Przeprowadzono badania wpływu obciążenia i prędkości obrotowej na poziom drgań bloku silnika. Do oceny wyników badań użyto znanego wskaźnika bezwymiarowego. W artykule zaproponowano także nowy wskaźnik bezwymiarowy do oceny drgań bloku silnika. Jest to przyrost współczynnika falkowego C'_{ab} .

Słowa kluczowe: drgania silnika, diagnostyka, wymiarowe i bezwymiarowe wskaźniki, przyrost współczynnika falkowego

1. Introduction

The main goal of the research program connected with the combustion process validation was to design a real time combustion process control system using vibration analysis methods. In-cylinder transformation of chemical energy into mechanical energy is a complicated process. Direct indicated pressure measurements are also very expensive.

According to the research that has already been done [1, 2], there is a close correlation between combustion process represented by means of indicated pressure, and engine block vibrations.

Vibration processes that are common for engine operation, constitute a cycle of repeated sequences in time. The following sequence does not match the previous one when the field phenomenon components are taken into account.

Basic four stroke engine operating cycle is completed with two crankshaft revolutions.

The combustion process validation on the basis of registered vibration signals requires an identification of

1. Wprowadzenie

Najważniejszym celem przedstawionego programu badań procesu spalania było zaprojektowanie systemu kontroli procesu przy użyciu sygnałów wibroakustycznych. Transformacja energii chemicznej wewnątrz cylindra na energię mechaniczną jest procesem złożonym i skomplikowanym. Bezpośredni pomiar ciśnienia wewnątrz cylindra jest nadal procesem droгим.

Badania wykonane w ostatnim czasie [1, 2] wskazują na korelację pomiędzy procesem spalania, reprezentowanym przez wartość ciśnienia indykowanego, i drganiami korpusu silnika.

Procesy wibroakustyczne, które są wspólne dla pracującego silnika, tworzą cykliczne, powtarzalne w czasie sekwencje, przy czym każda następna sekwencja nie jest podobna do poprzedniej, gdzie zakres składowych jest poddawany analizie.

Podczas pracy czterosurowego silnika wał korbowy pokonuje dwa pełne obroty w trakcie jednego cyklu roboczego.

the engine block resonance frequencies [3]. A definition of spectral transfer functions for the chosen test points makes the analysis of the results easier and enables an optimal location of the sensors on the engine block.

The combustion process analysis with the use of vibroacoustic methods is very complex and difficult particularly in terms of the necessary analysis of non-stationary and cyclostationary signals. The initial test results of the influence of a fuel type on the indicated pressure and engine block vibrations have been presented in this paper.

2. Experimental setup

The evaluation of the engine block vibration level was done with the use of selected diagnostic factors. Their values, calculated separately for different operating conditions of engine fueled by different fuels, suggest their possible application in recognizing the engine fuel the engine. The factors applied in the project for engine block vibration signal analysis are shown below. The first is a scalogram represented by the following equation:

$$SCAL_f(a, b) = |C_{ab}|^2 \quad (1)$$

where: C_{ab} – wavelet coefficient.

Second, the Increase Wavelet Ratio C'_{ab} may be estimated as follows:

$$C'_{ab} = \frac{dC_{ab}}{d\alpha} \quad (2)$$

Both factors are calculated from wavelet coefficient traces.

3. Test setup

The tested object was a 1.6 dm³ SI engine, fueled with gasoline and gaseous fuels. During the test procedure the indicated pressure in the 4th cylinder and the vibration acceleration in four points on the engine block were registered in two series.

For each of the fuels, the acquisition procedure registrations were made in the time domain with the use of two transducers. Transducers were registering the vibrations accelerations in the y and x axes in the 4th cylinder zones. The test procedure was done with the use of a pressure transducer type 6121 working together with a charge amplifier 5011, crankshaft position sensor type 2613B by Kistler and acceleration transducers ICP from PCB together with Roga Instruments signal amplifier type PA3000. Signals were acquired with the use of eight channels PCI card by National Instruments (NI PCI-6143) controlled by an application written in LabView environment.

The variations of both load and speed of the tested engine were completed on a BOSCH FLA 203 roller bench. Figure 1 shows the diagram of dataflow in the described system.

Weryfikacja procesów spalania na podstawie zarejestrowanych przebiegów sygnałów drgań wymaga identyfikacji częstotliwości rezonansowych korpusu silnika [3]. Definicja funkcji przejścia dla wybranych punktów pozwoliła na łatwą analizę wyników badań dzięki optymalnej lokalizacji przetworników drgań na korpusie silnika.

Analiza procesu spalania przy użyciu metod wibroakustycznych jest bardzo skomplikowana i trudna, zwłaszcza gdy bierze się pod uwagę niezbędne do analizy sygnały niestacjonarne i cyklostacjonarne. W artykule przedstawiono początkowe badania wpływu rodzaju paliwa na wartość ciśnienia idygowanego i drgania korpusu silnika.

2. Stanowisko badawcze

Do określenia poziomu drgań bloku silnika użyto wybrane współczynniki diagnostyczne. Ich wartości obliczono dla każdego warunków zasilania silnika różnym rodzajem paliwa, sugerując ich możliwe zastosowanie do rozpoznawania rodzaju paliwa zasilającego. Estymaty zastosowane do analizy drgań korpusu silnika przedstawiono niżej. Pierwszym jest skalogram reprezentowanym przez równanie (1), gdzie: C_{ab} – współczynnik falkowy.

Dруги do przyrost współczynnika falkowego C'_{ab} , który może być oszacowany równaniem (2). Oba współczynniki są obliczane z rozkładu współczynników falkowych.

3. Aparatura pomiarowa

Obiektem badań był silnik o ZI o pojemności 1,6 dm³ zasilany paliwem benzynowym oraz paliwami gazowymi. Podczas badań równolegle rejestrowano ciśnienie w czwartym cylindrze oraz drgania korpusu silnika.

Dla każdego paliwa akwizycja sygnałów drgań odbywała się w dziedzinie czasu przy użyciu dwóch przetworników. Przetworniki rejestrowały przyspieszenia drgań w płaszczyźnie x i y w pobliżu czwartego cylindra. Badania wykonano przy użyciu przetwornika ciśnienia typu 6121 współpracującego ze wzmacniaczem ładunku 5011, pozycję wału korbowego mierzono za pośrednictwem czujnika typu 2613B firmy Kistler, natomiast przetworniki przyspieszeń

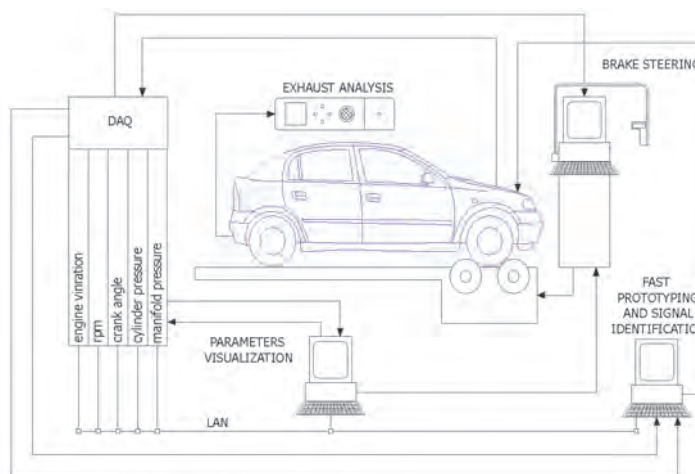


Fig. 1. Schematic diagram of the experimental setup

Rys. 1. Schemat stanowiska pomiarowego

4. Results and discussion

The combustion pressure is one of the main factors determining the engine block vibrations. Figure 3 presents the engine cycle hardness as a representative excitation for different fuels.

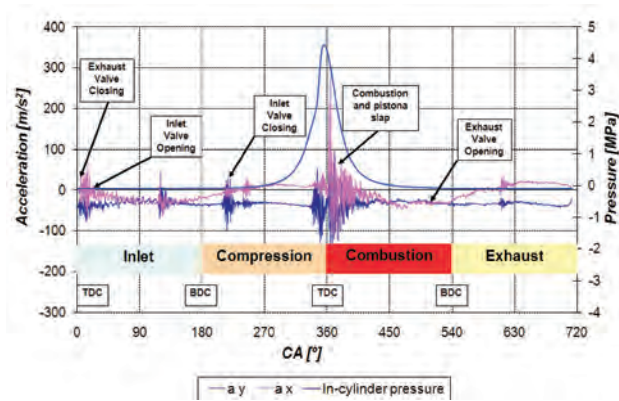


Fig. 2. Engine block acceleration phenomena

Rys. 2. Zjawiska wibroakustyczne zachodzące w silniku spalinywym

The variation of those shocks complicates the analysis of the combustion process based on the vibration signals. This determines the necessity of using complex signal processing methods in either the time or the angular domain.

Alternative gaseous fuels, currently very popular, burn differently than it is in the case of gasoline. From the research that has been done, it can be noticed that gaseous fuels quickly and completely mix with air, thus giving more homogenous mixtures enabling its more even distribution to all cylinders.

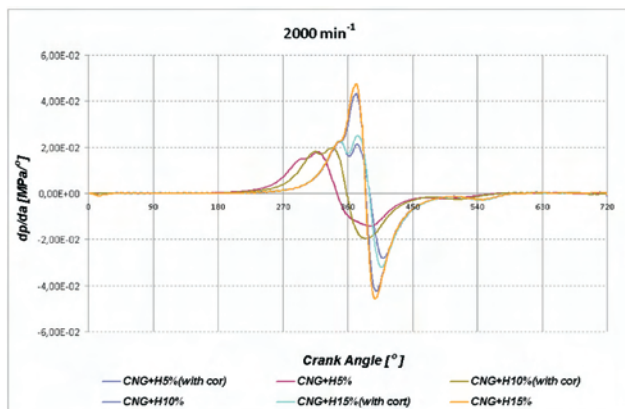


Fig. 3. Engine cycle pressure hardness

Rys. 3. Przyrost ciśnienia w cylindrze

As a result, the use of LPG, CNG or CNG-hydrogen mixtures offers more smooth and silent engine operation. That is confirmed by the indicated pressure and engine body accelerations, together with detailed combustion process analysis especially concerning the comparison of combustion time of gasoline and CNG and hydrogen mixture [4].

Tests done in the described project were completed for an engine fueled with the following fuels: gasoline, LPG,

drgań typu ICP firmy PCB połączono z kondycjonerem firmy Roga Instruments typu PA 3000. Sygnały rejestrowano przy użyciu ośmiokanałowej karty akwizycji danych firmy National Instruments kontrolowanej przez aplikację napisaną w środowisku LabView.

Zmiany prędkości obrotowej i obciążenia realizowano na hamowni podwozowej FLA 203 firmy BOSCH. Rysunek 1 przedstawia diagram przepływu danych omawianego stanowiska pomiarowego.

4. Analiza wyników

Zjawiska wibroakustyczne zachodzące w silniku przedstawiono na rys. 2.

Ciśnienie spalania jest jednym z głównych czynników determinujących drgania bloku silnika. Rysunek 3 przedstawia przebiegi dla różnych paliw przyrostu ciśnienia w cylindrze jako reprezentatywne wymuszenie.

Zmiany tych wymuszeń komplikują analizę procesu spalania przy użyciu sygnałów wibroakustycznych, które zmuszają do zastosowania skomplikowanych metod analizy w dziedzinie czasu lub kąta OWK.

Alternatywne paliwa obecnie są bardzo popularne. Z przeprowadzonej do tej pory badań można zauważyć, że paliwa gazowe charakteryzują się szybszym i całkowitym wymieszaniem z powietrzem, dając w konsekwencji bardziej homogeniczną mieszankę dostarczaną do wszystkich cylindrów.

Użycie LPG, CNG lub mieszanek CNG i wodoru dają bardziej spokojną i cichą pracę silnika. Potwierdzono to przez wykreślone charakterystyki ciśnienia w cylindrze i przyspieszenia drgań bloku silnika oraz przez analizę porównawczą procesów spalania dla różnych paliw [4].

Badania przedstawione w niniejszej pracy przeprowadzono przy zasilaniu silnika następującymi paliwami: benzyną, LPG, CNG oraz mieszanekami CNG i wodoru o zawartości wodoru 5, 10, 15, 20 i 30% (zawartość objętościowa).

Dla zarejestrowanych przebiegów przyspieszeń drgań przeprowadzono obliczenia wspomnianych wcześniej bezwymiarowych współczynników, dla wybranego zakresu kąтового OWK zawierającego się od 320 do 420° OWK.

Kompleksowa analiza procesu spalania silnika spalinowego jest możliwa tylko na podstawie analiz czasowo-częstotliwościowych. Precyzyjna dekompozycja amplitudowo-częstotliwościowa całego sygnału w dziedzinie czasowej umożliwia wyznaczenie zmian amplitudy, częstotliwości i fazy zjawiska. Jedną z metod selekcji czasowo-spektralnej jest ciągła transformata falkowa (CWT). Metoda ta może być porównana do filtrowania sygnału we względnie stałym oknie.

W transformacie falkowej pozycja filtru na mapie czasowo-częstotliwościowej jest definiowana przez współczynnik skali i przesunięcie okna. Razem z przesuwaniem okna analizy w kierunku wysokich częstotliwości szerokość okna maleje, zmniejszając rozdzielczość częstotliwości, a zwiększając rozdzielczość w czasie i odwrotnie.

Ten charakterystyczny element transformacji falkowej jest szczególnie użyteczny dla sygnałów niestacjonarnych

CNG and CNG-hydrogen mixtures of compositions varying from 5, 10, 15, 20% up to 30% (volumetric fraction of Hydrogen).

For the registered vibration acceleration signals a calculation of both the above mentioned non-dimensional factors has been performed. They were completed for a selected engine crank angle range starting from 320 up to 420 CA.

A complete analysis of an internal combustion engine is only possible based on the time-frequency signal charts. A precise amplitude-frequency decomposition of a complex signal in the time domain enables a representation of the amplitude, frequencies and elementary signals of momentary phases variations. One of the methods of the time-spectrum selection is a very popular wavelet transformation (CWT). It can be compared to a filtering with a constant relative bandwidth.

In the wavelet analysis the filter position on the time-frequency map is defined by scale and offset parameters. Together with the movement of the window in the direction of high frequency analysis a bandwidth increase makes the result in the frequency domain to decrease while the resolution in the time domain increases and vice versa.

This characteristic element of the wavelet transformation is useful in the case of simultaneous analysis of the

generowanych przez silnik spalinowy, kiedy następują szybkie zmiany w wysokich częstotliwościach i wolne zmiany w zakresie niskich częstotliwości. Rysunek 4 przedstawia wyniki transformaty falkowej sygnału przyspieszeń drgań bloku silnika przy zasilaniu mieszanką CNG i 5% wodoru.

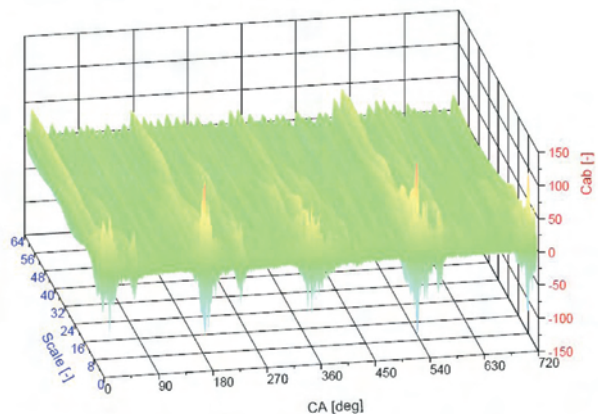


Fig. 4. Wavelet analysis of vibration signal acquired for CNG-hydrogen mixtures

Rys. 4. Wyniki analizy falkowej dla mieszanki CNG i wodoru

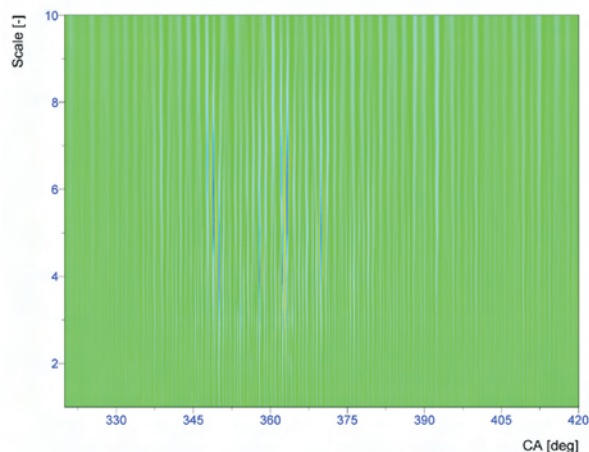


Fig. 5. Wavelet coefficient C_{ab} for CNG and 5% hydrogen mixture; y axis, rpm = 1500, WOT

Rys. 5. Współczynniki falkowe C_{ab} dla mieszanki CNG i 5% wodoru; oś y, $n = 1500$ obr/min, pełne obciążenie

fast changing high frequency and the slowly changing low frequency processes generated by an internal combustion engine. Figure 4 demonstrates the results of the wavelet analysis of an engine block vibration for CNG with 5% hydrogen mixture combustion.

Non-dimensional coefficients CWT analysis has been performed for the above mentioned crank angle range (320 to 420 CA).

Plots 5–9 present the distribution of the wavelet coefficient C_{ab} for CNG hydrogen blends estimated for the vibrations accelerations registered in the plane parallel to the cylinder axis.

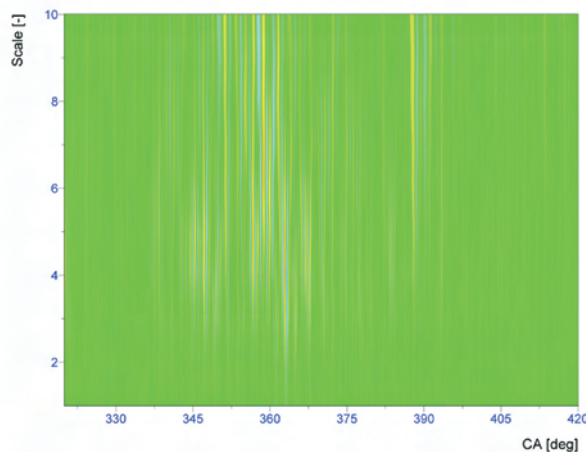


Fig. 6. Wavelet coefficient C_{ab} for CNG and 10% hydrogen mixture; y axis, rpm = 1500, WOT

Rys. 6. Współczynniki falkowe C_{ab} dla mieszanki CNG i 10% wodoru; oś y, $n = 1500$ obr/min, pełne obciążenie

Analizę bezwymiarowych współczynników CWT przeprowadzono we wspomnianym wcześniej zakresie kąta OWK (320 do 420° OWK).

Wykresy 5–9 przedstawiają rozkład współczynników falkowych C_{ab} dla mieszanek CNG i wodoru obliczonych dla sygnałów przyspieszeń drgań zarejestrowanych w płaszczyźnie równoległej do osi cylindra.

Obliczenia skalogramu i przyrostu współczynnika falkowego przeprowadzono w zakresie skali zredukowanej do 10.

Wartości skali powyżej 10 reprezentują częstotliwości zbliżające się do 0. W tym zakresie częstotliwości nie występują zjawiska wpływające na wyniki analiz.

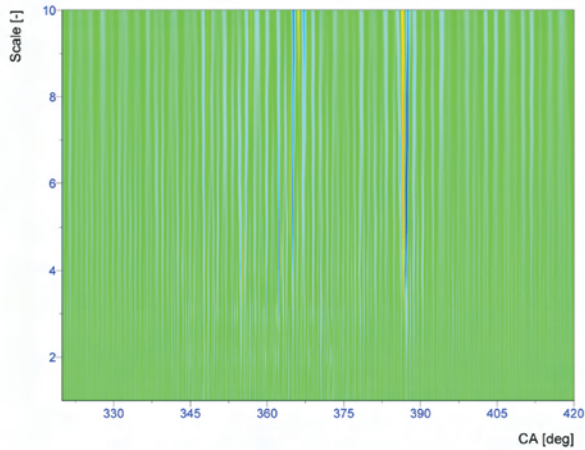


Fig. 7. Wavelet coefficient C_{ab} for CNG and 15% hydrogen mixture; y axis, rpm = 2000, WOT

Rys. 7. Współczynniki falkowe C_{ab} dla mieszanki CNG i 15% wodoru; oś y, $n=2000$ obr/min, pełne obciążenie

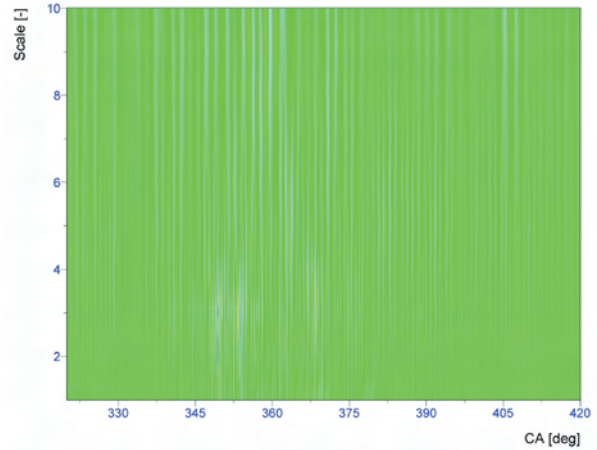


Fig. 8. Wavelet coefficient C_{ab} for CNG and 20% hydrogen mixture; y axis, rpm = 2000, WOT

Rys. 8. Współczynniki falkowe C_{ab} dla mieszanki CNG i 20% wodoru; oś y, $n=2000$ obr/min, pełne obciążenie

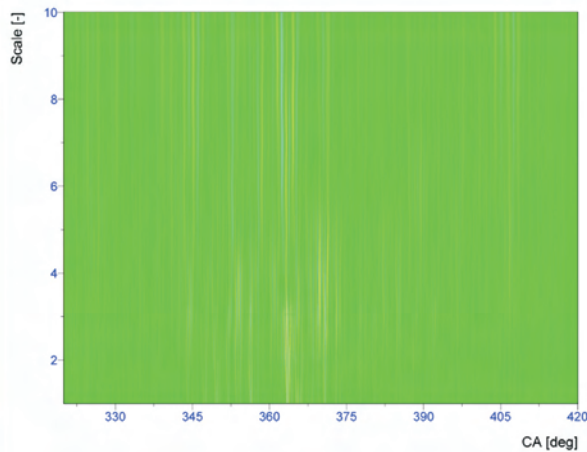


Fig. 9. Wavelet coefficient C_{ab} for CNG and 30% hydrogen mixture; y axis, rpm = 2000, WOT

Rys. 9. Współczynniki falkowe C_{ab} dla mieszanki CNG i 30% wodoru; oś y, $n=2000$ obr/min, pełne obciążenie

Wykresy 10–13 przedstawiają przebiegi przyrostu współczynnika falkowego i skalogramu w płaszczyźnie x i y.

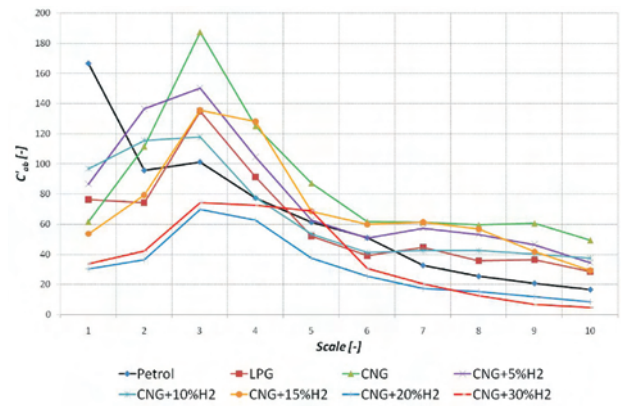


Fig. 10. Increase Wavelet Ratio C'_{ab} vs. scale for different fuels; x axis

Rys. 10. Przyrost współczynnika falkowego C'_{ab} w funkcji skali dla różnych paliw; oś x

The scalogram, and the wavelet coefficient ratio calculations were done for the scale range reduced to 10.

The values over 10 represent the frequencies approaching 0. In that frequency range no phenomena influencing the results of the selected analysis can be found.

Plots 10–13 present the traces of the increase wavelet coefficient ratio and the scalogram value in the tested x and y directions.

Additionally, plots 14–17 present the maximum values of the Increase Wavelet Ratio and the scalogram determined for different fuels.

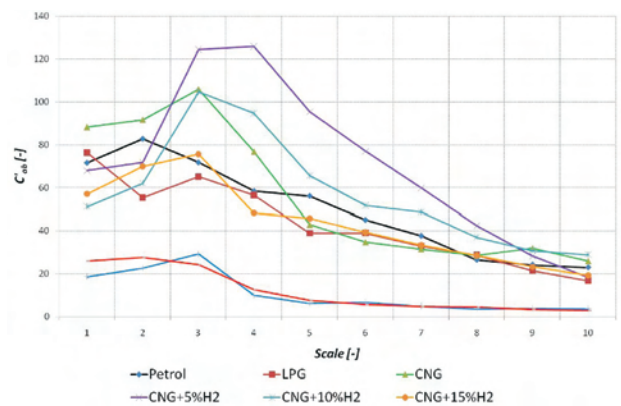


Fig. 11. Increase Wavelet Ratio C'_{ab} vs. scale for different fuels; x axis

Rys. 11. Przyrost współczynnika falkowego C'_{ab} w funkcji skali dla różnych paliw; oś y

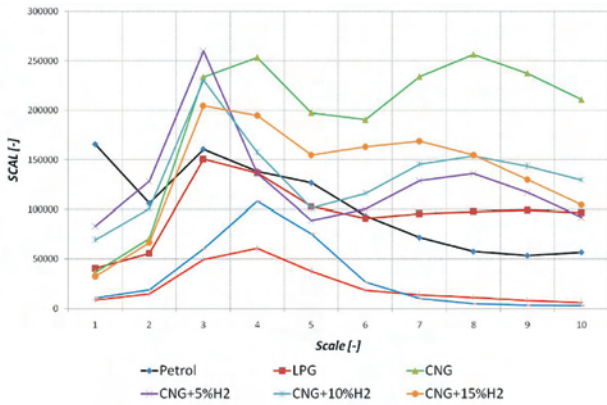


Fig. 12. Scalogram traces for different fuels; x axis
Rys. 12. Skalogram dla różnych paliw; oś x

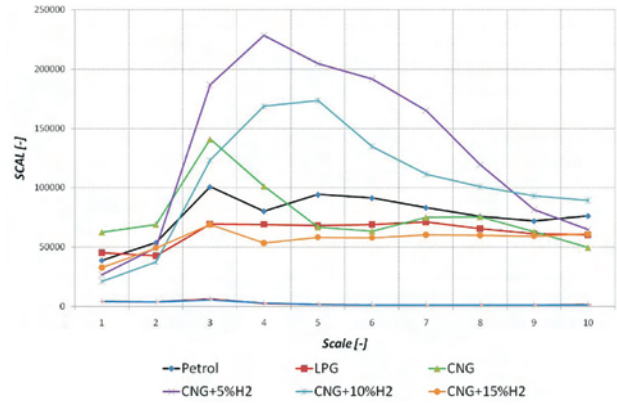


Fig. 13. Scalogram traces for different fuels; y axis
Rys. 13. Skalogram dla różnych paliw; oś y

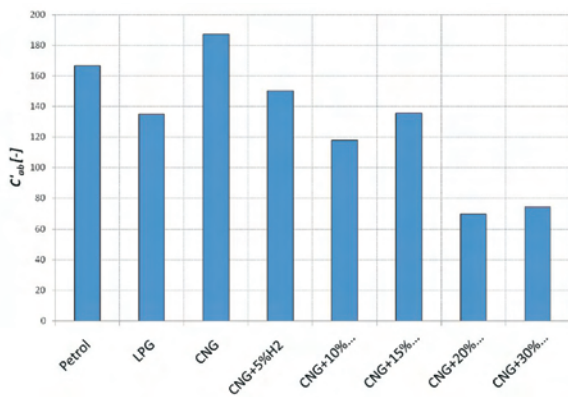


Fig. 14. Maximum value of the Increase Wavelet Ratio C'_{ab} for different fuels; x axis
Rys. 14. Maksymalne wartości przyrostu współczynnika falkowego C'_{ab} dla różnych paliw; oś x

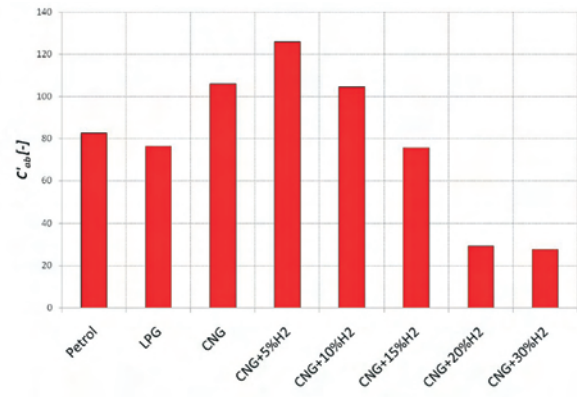


Fig. 15. Maximum value of the Increase Wavelet Ratio C'_{ab} for different fuels; y axis
Rys. 15. Maksymalne wartości przyrostu współczynnika falkowego C'_{ab} dla różnych paliw; oś y

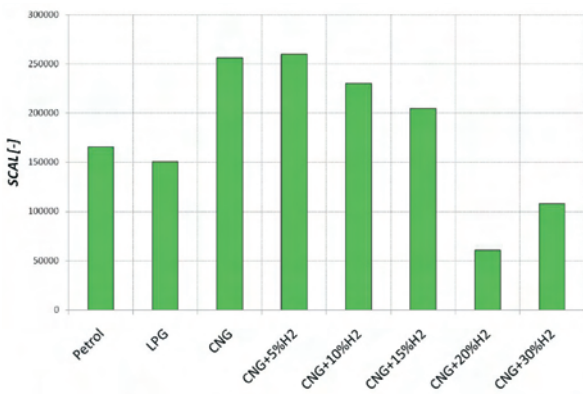


Fig. 16. Maximum value of the scalogram for different fuels; x axis
Rys. 16. Maksymalne wartości skalogramu dla różnych paliw; oś x

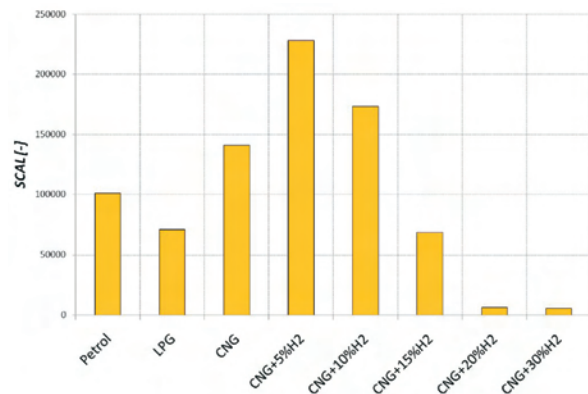


Fig. 17. Maximum value of the scalogram for different fuels; y axis
Rys. 17. Maksymalne wartości skalogramu dla różnych paliw; oś y

5. Conclusions

The efficiency of the presented method strongly depends on a proper selection of the analysis window and the basic wavelet function. Following its changes enables a selection of the best control strategies for both the injection time and the ignition timing for the recognized type of fuel

Dodatkowo na skalogramach (rys. 14–17) przedstawiono maksymalne wartości przyrostu współczynnika falkowego dla różnych paliw.

(particularly when the fuel choose bottom will damage or will change compositions of hydrogen mixtures). The use of CWT in normal operating conditions of the vehicle is a complex process. The tests completed in the project show, that for the fuel type recognition it is sufficient to use the proposed factors. The best sensitivity for the changes of the engine block vibration level is represented by the increase wavelet coefficient ratio, C'_{ab} .

Moreover, research done so far leads to the following conclusions:

- the in-cylinder pressure variations essentially influence the value of the engine block vibration signal,
- the possibility of a precise time-frequency analysis of the vibration signals depends on the signal sampling rate during the acquisition,
- for the engine operation on CNG-hydrogen blends for the proportions: CNG + 20% H₂ and CNG + 30% H₂, the level of combustion noise reduction is clearly noticeable.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CNG	compressed natural gas/ <i>sprężony gaz ziemny</i>
C'_{ab}	wavelet coefficient/ <i>współczynnik falkowy</i>
LPG	liquefied petrolum gas/ <i>gaz skroplony</i>
SCAL	scalogram/ <i>skalogram</i>
CWT	continuous wavelet transform/ <i>Ciągła Transformata Falkowa</i>

5. Wnioski

Sprawność prezentowanej metody bardzo zależy od właściwego wyboru okna analizy i wyboru falki podstawowej. Dalsze zmiany dają możliwość wyboru strategii działania dla czasu otwarcia wtryskiwacza oraz kąta wyprzedzenia zapłonu dla rozpoznanego typu paliwa (szczególnie, kiedy uszkodzeniu ulegnie przełącznik rodzaju zasilania lub nastąpi zmiana składu paliwa). Użycie CWT w trakcie normalnych warunków pracy pojazdu jest skomplikowane. Wykonane badania wskazują, że rozpoznawanie paliwa zasilającego przy użyciu zaproponowanych współczynników jest satysfakcjonujące. Największą czułość na zmiany poziomu drgań ścianki bloku silnika prezentuje przyrost współczynnika falkowego C'_{ab} .

Ponadto wykonane badania prowadzą do następujących wniosków:

- zmiany ciśnienia w cylindrze mają wpływ na drgania korpusu silnika
- możliwość precyzyjnej analizy czasowo-częstotliwościowej sygnałów przyspieszeń drgań zależy od częstotliwości próbkowania
- dla silnika pracującego przy zasilaniu mieszanką CNG i wodoru przy zawartościach 20 i 30% H₂ poziom hałasu jest zauważalny.

Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Gao Y., Randall R. B.: Reconstruction of Diesel Cylinder Pressure Using a Time Domain Smoothing Technique. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 13(5), 1999.
- [2] Flekiewicz M., Madej H.: Estimation of IC engine combustion process using vibroacoustic techniques. *Silesian University of Technology Papers*. vol.48, 2003.
- [3] Flekiewicz M., Madej H.: Introduction to identification of IC engine noise. *Scie. Conf. of Modal Analysis*, Kraków 2004.
- [4] Flekiewicz M., Kubica G., Wilk K.: An attempt of prediction of exhaust gases composition by petrol and LPG powered SI engine. *Papers of the VIIth Inter. Scie. Conf. GAS ENGINE 2006*.
- [5] Flekiewicz M., Flekiewicz B., Fabiś P.: Engine block vibration level as a tool for fuel recognition. *SAE Paper 2007-01-2162*, 2007.
- [6] Ozawa H., Nakada T.: Pseudo cylinder pressure excitation for analyzing the noise characteristics of the engine structure. *JSAE Review 20*, 1999.
- [7] PCB Piezotronics Vibration Division – Product Catalog, USA, New York 2003.
- [8] Mc Carthy D.J., Lyon R.H.: Recovery of impact signatures in machine structures. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 9, 1995.
- [9] Batko W., Ziółko M.: Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej. *Monografie Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki*, Kraków 2002.

Mr. Paweł Fabiś, DEng. – doctor in the Faculty of Transport at Silesian University of Technology.

Dr inż. Paweł Fabiś – adiunkt na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej.

e-mail: pawel.fabis@polsl.pl



Mr. Marek Flekiewicz, DEng. – doctor in the Faculty of Transport at Silesian University of Technology.

Dr inż. Marek Flekiewicz – adiunkt na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej.

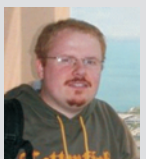
e-mail: marek.flekiewicz@polsl.pl



Mr. Bartosz Flekiewicz, DEng. – Engineer in the Auto Gaz Slask.

Dr inż. Bartosz Flekiewicz – specjalista ds. technicznych w Auto Gaz Śląsk.

e-mail: bflekiewicz@autogaz.com.pl



The analysis of the methods of hydrocarbon emission measurement according to European vehicle emission legislation

The paper discusses the measurement methods of methane hydrocarbons, non-methane hydrocarbons and total hydrocarbons set forth in the European emission regulations pertaining to M and N vehicle types and their engines. A model for the determining of the concentration of the said hydrocarbons and mathematical formulas have been derived. The concentration of the hydrocarbons determined as per the standards and the actual hydrocarbon concentration have been compared. Based on the above, changes have been proposed in the methodology set forth in the regulations.

Key words: combustion engines, ecology, hydrocarbon emissions

Analiza metod pomiaru emisji węglowodorów według przepisów europejskich dotyczących emisji zanieczyszczeń z pojazdów

W artykule omówiono metody pomiaru metanu, węglowodorów niemetanowych i węglowodorów całkowitych ustalone w przepisach europejskich dotyczących emisji zanieczyszczeń z pojazdów samochodowych kategorii homologacyjnych M i N oraz ich silników. Przedstawiono model do określenia stężenia wymienionych węglowodorów i wyprowadzono wzory obliczeniowe. Porównano stężenie węglowodorów określone według metod podanych w przepisach ze stężeniem rzeczywistym. Na tej podstawie zaproponowano zmiany w metodach określonych w przepisach.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, ekologia, pomiar węglowodorów

1. Introduction

The first European light duty vehicle emissions regulations (passenger vehicles and light duty vans) tested on a chassis dynamometer that came into force in the beginning of the 1970's of the XX century – rule 15 ECE UN [1] and directive 70/220/EEC [2] – determine the requirements as to the emission of hydrocarbons. The requirements as to the emissions of these compounds were also set forth in the first emission regulations pertaining to heavy duty vehicles (trucks, special vehicles and buses) hereinafter called heavy duty vehicles, tested on chassis dynamometers – in regulation 49 [3] and directive 88/77/EEC [4] – introduced in the 1980's of the XX century.

The term hydrocarbons in these regulations denoted all hydrocarbons including other organic compounds detected by the exhaust gas analyzers used for the measurement of concentration of these substances (initially non-dispersive, operating in the infrared range NDIR and from the beginning of the 1980's flame ionization FID analyzers). The hydrocarbons were marked HC in the regulations.

At the end of the 1990's of the XX century the European regulations divided the hydrocarbons into three types:

- methane CH_4
- non-methane hydrocarbons NMHC
- total hydrocarbons THC.

Such a division was first introduced in the directive 1999/96/WE [5] determining the set of requirements for the heavy duty vehicle emissions popularly referred to as Euro III, Euro IV, Euro V and EEV. These requirements pertain to the above mentioned three types of hydrocarbons. In the

1. Wprowadzenie

Pierwsze europejskie przepisy dotyczące emisji zanieczyszczeń z pojazdów lekkich (samochodów osobowych i dostawczych) badanych na hamowni podwoziowej, które weszły w życie na początku lat siedemdziesiątych XX w. – regulamin 15 EKG ONZ [1] i dyrektywa 70/220/EWG [2] – ustalały wymagania m.in. odnośnie do emisji węglowodorów. Wymagania odnośnie do emisji tych związków ustalono także w pierwszych przepisach o emisji zanieczyszczeń z silników pojazdów ciężkich (samochodów ciężarowych, samochodów specjalnych i autobusów), zwanych dalej w skrócie „pojazdami ciężkimi”, badanych na silnikowych stanowiskach dynamometrycznych – w regulaminie 49 [3] i dyrektywie 88/77/EWG [4] – wprowadzonych w latach osiemdziesiątych XX w.

Po pojęciem „węglowodory” (*hydrocarbons*) rozumiano w tych przepisach wszystkie węglowodory, a także inne związki organiczne, na których zawartość w spalinach reagowały analizatory stosowane do pomiaru stężenia, początkowo niedyspersyjne, pracujące w zakresie promieniowania podczerwonego (NDIR), a od początku lat osiemdziesiątych płomieniowo-jonizacyjne (FID). Węglowodory w przepisach oznaczono skrótem HC.

Pod koniec lat dziewięćdziesiątych XX w. zaczęto w Europie wprowadzać w przepisach podział węglowodorów na trzy rodzaje:

- metan CH_4
- węglowodory niemetanowe NMHC
- węglowodory całkowite THC.

Taki podział wprowadzono po raz pierwszy w dyrektywie 1999/96/WE [5], ustalającej pakiet wymagań odnośnie do

case of methane they must be met only by the SI engines fuelled with natural gas and in the case of THC only by the CI engine vehicles. In the beginning of our decade identical standards were introduced in regulation 49, series 03 and 04 of the amendments [6].

In the case of light duty vehicles the division of hydrocarbons into three types is not binding (as at 31.12.2008). It was introduced in the new UE legislation: rule 715/2007 [7] and 692/2008 [8] which for the homologation of new types of vehicles (NTA), will become binding in 2009 and for all light duty vehicles (ANR) in 2011. Respective regulations adapted to those in the UE rules are currently being introduced in regulation 83 ECE UN as series 06 of the amendments.

The reason for the introduction of the division of the hydrocarbons into three types is mostly the fact that the regulations initially applied only to the vehicles fuelled with conventional fuels: gasoline and diesel oil are gradually extended on vehicles fuelled with alternative fuels including natural gas and bio-methane. These vehicles are characterized by a low NO_x emission and a very low emission of PM as well as some non-controlled emissions such as benzene and PAH. To that end, for ecological reasons their application is desirable. At the same time the emission of methane is very high—reaches up to 80% of the total hydrocarbons while for the vehicles fuelled with gasoline and diesel oil its share is usually lower than 10%.

Methane, similarly to carbon dioxide is a greenhouse gas. The impact of an individual gas on the climate change is assumed as an equivalent of CO_2 for a 100 year old global greenhouse potential. For methane it is 21–26 times higher than for carbon dioxide [9, 10]. A high value of this equivalent (high emission of methane) leads to a situation where the equivalent gas emission from SI engines fuelled with natural gas and bio-methane may be higher than from those fuelled with gasoline even though the emission of carbon dioxide is much lower due to a lower carbon content in these fuels.

A majority of catalytic converters currently applied is characterized by a low methane oxidation level [11]. Thanks to extensive R&D works these flaws have been eliminated but an average level of conversion has not yet been reached at similar production costs. A high methane content and its low conversion level cause the emission of THC from an SI engine fuelled with NG or bio-methane to be much higher than it is in the case of an engine fuelled with gasoline or LPG. Hence, if we limit the emission of THC only, then the admissible value for this pollutant must be obtainable when fuelled with NG or bio-methane. Otherwise a barrier against such vehicles will come up. At the same time such an admissible value will be too high for a vehicle engine fuelled with gasoline or LPG. This problem has been solved in different ways for LDV tested for emissions on the chassis dynamometer and HDV whose engines were tested on the engine test bed.

For LDV with SI engines the new EU legislation set forth the requirements for total and non-methane hydrocarbons (Fig. 1) and for the determining of the emission of the latter a measurement of the methane concentration in the exhaust

emisji zanieczyszczeń z silników pojazdów ciężkich, nazywanych popularnie Euro III, Euro IV, Euro V i EEV. Wymagania te dotyczą wymienionych trzech rodzajów węglowodorów, przy czym w przypadku metanu muszą być spełniane tylko przez pojazdy z silnikami o ZI zasilane gazem ziemnym, a w przypadku THC tylko przez pojazdy z silnikami o ZS. Na początku obecnej dekady identyczne przepisy wprowadzono w regulaminie 49, seria 03 i 04 poprawek [6].

W przypadku pojazdów lekkich podział węglowodorów na trzy rodzaje dotychczas (według stanu na 31.12.2008 r.) nie obowiązywał. Wprowadzono go w nowych przepisach UE: rozporządzeniach 715/2007 [7] i 692/2008 [8], które dla homologacji nowych typów pojazdów (NTA) zaczęły obowiązywać w 2009 r., a dla wszystkich pojazdów lekkich (ANR) w 2011 r. Odpowiednie przepisy zharmonizowane z ustalonymi w wymienionych rozporządzeniach UE są obecnie wprowadzane w regulaminie 83 EKG ONZ jako seria 06 poprawek.

Wprowadzenie podziału węglowodorów na trzy rodzaje jest spowodowane w dużej mierze tym, że przepisy, które początkowo stosowano tylko do pojazdów zasilanych paliwami konwencjonalnymi: benzyną i olejem napędowym, są stopniowo rozszerzane na pojazdy zasilane paliwami alternatywnymi, w tym gazem ziemnym i biometanem. Pojazdy te charakteryzują się niską emisją tlenków azotu i bardzo niską zawartością stałych, a także części zanieczyszczeń niekontrolowanych, np. benzenu oraz PAH. W związku z tym, ze względów ekologicznych, jest pożądane ich szerokie stosowanie. Jednocześnie jednak emisja metanu jest bardzo wysoka – stanowi około 80% węglowodorów całkowitych, podczas gdy w przypadku pojazdów zasilanych benzyną i olejem napędowym jego udział jest na ogół mniejszy niż 10%.

Metan, podobnie jak dwutlenek węgla, jest zaliczany do gazów cieplarnianych. Wpływ poszczególnych gazów na zmianę klimatu przyjęto wyrażać jako ekwiwalent CO_2 dla 100-letniego potencjału globalnego ocieplania. Dla metanu jest on 21–26 razy większy niż dla dwutlenku węgla [9, 10]. Duża wartość tego ekwiwalentu powoduje, że w sytuacji znacznej emisji metanu ekwiwalentna emisja gazów cieplarnianych z pojazdów z silnikami o ZI zasilanych NG i biometanem może być większa niż z zasilanych benzyną, mimo że emisja dwutlenku węgla jest znacznie mniejsza ze względu na mniejszą zawartość węgla w tych paliwach gazowych.

Przeważająca część reaktorów katalitycznych stosowanych dotychczas w pojazdach cechuje się niskim stopniem utleniania metanu [11]. W wyniku intensywnych prac ten niedostatek częściowo usunięto, jednak nie udało się dotychczas uzyskać stopnia konwersji podobnego do średniego dla węglowodorów całkowitych przy zbliżonych kosztach produkcji. Duża zawartość metanu i niski stopień jego konwersji powodują, że emisja THC z pojazdów z silnikami o ZI zasilanych NG lub biometanem jest często znacznie większa niż zasilanych benzyną lub LPG. W związku z tym, jeśli się ogranicza tylko emisję THC, to wartość dopuszczalna dla tego zanieczyszczenia musi być możliwa do osiągnięcia przy zasilaniu NG lub biometanem. W przeciwnym razie stworzona będzie bariera stosowania takich pojazdów. Jednocześnie

gases is necessary. The introduction of the admissible values for both pollutants i.e. THC and NMHC is a compromise. In such a case, for vehicles fuelled with gasoline and LPG, NMHC are decisive for meeting the requirements as the admissible values for this pollutant are by approximately 32% lower than for THC while the share of methane in the latter amounts to approximately 10%. For vehicles fuelled with NG and bio-methane the meeting of the requirements will depend on the emission of THC. As for the hydrocarbons the requirements of Euro V and Euro VI are identical.

According to current legislation for HDV – directive 2005/55/WE [12] and regulation 49, series 04 of the amendments – engines are subject to tests for controlled emissions including hydrocarbons. There are two tests: steady state ESC and transient ETC. CI engines must meet the requirements as regards THC in the ESC test and NMHC in the transient test. SI engines fuelled with natural gas are not tested in the ESC test. In the ETC test they must meet the requirements as regards the emission of methane and NMHC (Fig. 1).

The emissions expressed in g/km for light duty vehicles and g/kW·h for engines of heavy duty vehicles are directly proportional to their concentration in the exhaust gases and the density, volume or the flow intensity of the exhaust gases and inversely proportional to the vehicle mileage or engine power. The further analysis pertains to the concentration and density which are parameters specific for individual pollutants including individual hydrocarbons.

2. Hydrocarbon concentration in the exhaust gases

The principle of the measurement of hydrocarbons concentration while they are divided into three types is identical for light duty vehicles and heavy duty vehicles. The exhaust sample is analyzed twice. The first analysis is done through the FID analyzer in the same manner as it is in the case of HC measurement before the division was introduced. The second analysis is also done through the FID analyzer but the sample is devoid of the non-methane hydrocarbons. The concentration of methane, non-methane hydrocarbons and total hydrocarbons is determined through the results of these two analyses.

A device named cutter is used for the removal of the non-methane hydrocarbons from the sample before

jednak tak ustalona wartość dopuszczalna będzie zbyt duża dla pojazdów zasilanych benzyną lub LPG. Problem ten rozwiązano w różny sposób dla pojazdów lekkich, badanych pod względem emisji zanieczyszczeń na hamowni podwozowej oraz pojazdów ciężkich, których silniki są badane na silnikowym stanowisku dynamometrycznym.

Dla pojazdów lekkich z silnikami o ZI nowe przepisy UE ustalają wymagania odnośnie do emisji węglowodorów całkowitych i niemetaanowych (rys. 1), przy czym do określenia emisji tych drugich niezbędny jest pomiar stężenia metanu w spalinach. Wprowadzenie wartości dopuszczalnych dla obu zanieczyszczeń, tzn. THC i NMHC, stanowi rozwiązanie kompromisowe. W takim przypadku dla samochodów zasilanych benzyną i LPG decydujące znaczenie dla spełnienia wymagań mają NMHC, gdyż wartości dopuszczalne dla tego zanieczyszczenia są o około 32% mniejsze niż dla THC, podczas gdy udział metanu w tych ostatnich wynosi około 10%. Natomiast dla pojazdów zasilanych NG i bio-metanem spełnienie wymagań będzie uzależnione od emisji THC. Odnośnie do emisji węglowodorów wymagania Euro V i Euro VI są identyczne.

Zgodnie z aktualnymi przepisami dla pojazdów ciężkich – dyrektywą 2005/55/WE [12] i regulaminem 49, seria 04 poprawek – badaniom pod względem emisji zanieczyszczeń kontrolowanych, w tym węglowodorów, podlegają silniki. Obowiązują dwa testy emisji: stacjonarny ESC i dynamiczny ETC. Silniki o ZS muszą spełnić wymagania odnośnie do emisji THC w teście stacjonarnym i NMHC w teście dynamicznym. Silniki o ZI zasilane gazem ziemnym nie są badane w teście stacjonarnym. W teście ETC muszą one spełniać wymagania odnośnie do emisji metanu i NMHC (rys. 1).

Emisja zanieczyszczeń wyrażona w g/km dla pojazdów lekkich i g/kW·h dla silników pojazdów ciężkich jest wprost proporcjonalna do ich stężenia w spalinach i gęstości oraz objętości lub natężenia przepływu spalin oraz odwrotnie

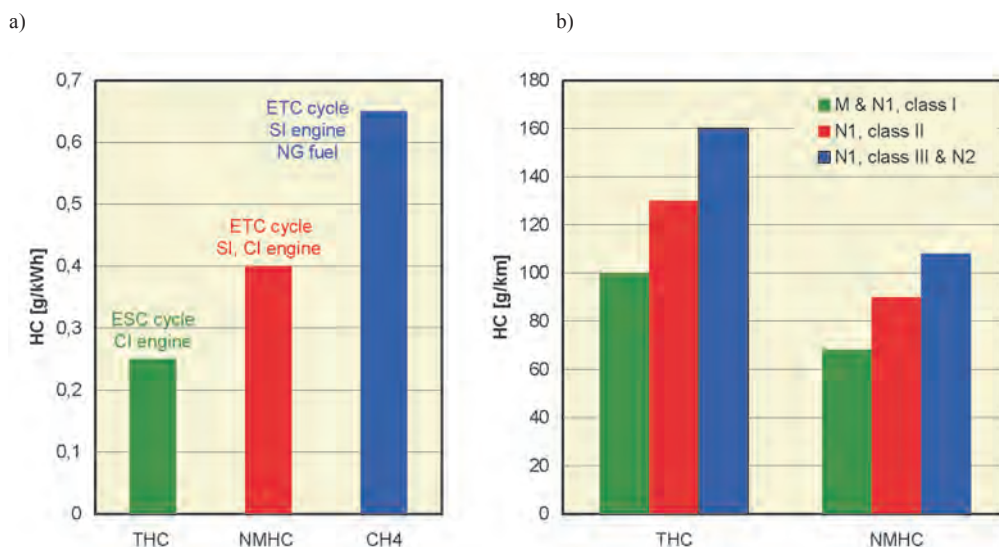


Fig. 1. Admissible values of hydrocarbon emissions: a) currently in force for HDV, b) introduced for LDV with SI engines

Rys. 1. Wartości dopuszczalne emisji węglowodorów: a) obecnie obowiązujące dla silników pojazdów ciężkich, b) wprowadzane dla pojazdów lekkich z silnikami o ZI

it enters the FID analyzer in the laboratory. This removal is done through oxidation of the hydrocarbons (except methane) into carbon dioxide and water. In an ideal case the cutter will not oxidize methane at all (oxidation efficiency 0) but it should entirely oxidize the outstanding hydrocarbons and other organic compounds (oxidation efficiency 1). In practice the efficiencies of this device are 0 and 1 respectively.

In order to determine the efficiency in relation to methane the mixture of this hydrocarbon with a synthetic air is put through the FID analyzer after it passes the cutter and omitting the cutter. The efficiency is obtained:

$$E_M = 1 - \frac{c_{HCW}^M}{c_{HCW/O}^M} \quad (1)$$

The efficiency of non-methane hydrocarbons is determined in a similar way only a mixture of ethane and synthetic air is applied here. The efficiency is obtained:

$$E_E = 1 - \frac{c_{HCW}^E}{c_{HCW/O}^E} \quad (2)$$

efficiency E_M is generally higher than 0.07 but E_E falls in the range of 0.98–1.00. For the measurement a system of one or two FID analyzers is used (Fig. 2). If there is only one analyzer the analyses of hydrocarbons with and without the cutter cannot be done simultaneously, which limits the application of such a system.

The FID analyzers must comply with the requirements set forth in the regulations as to the response to the content of certain hydrocarbons. The most significant is the response coefficient for methane R_f . It should fall in the range of 1–1.15 when the analyzer is calibrated with propane.

The measurement method of hydrocarbons set forth in directive 2005/55/WE and regulation 49, series 04 of the amendments has been partly copied from the ISO 16183 [13]. A similar method is given in GTR 4 [14]. The regulations set forth in the said acts do not clearly state which gas should be applied to calibrate the FID analyzers for the analysis of the exhaust with the use of a cutter. Some regulations say it should be propane as it is in the case when the cutter is omitted, others are quite contrary. From the information obtained from the authors of these regulations we can judge that their intention was to apply propane.

Based on the results of the hydrocarbon concentration measurement when the exhaust gases flow through the cutter and when the cutter is omitted we can determine the concentration of methane as follows:

$$c_{CH_4}^P = \frac{c_{HCW}^S - c_{HCW/O}^S \times (1 - E_E)}{E_E - E_M} \quad (3a)$$

It is assumed that the concentration of total hydrocarbons equals the concentration of the hydrocarbons as measured when the exhaust gases omit the cutter:

proporcjonalna do przebiegu lub mocy silnika. Dalsza analiza dotyczy stężenia i gęstości, które są parametrami specyficznymi dla danego zanieczyszczenia, w tym także poszczególnych rodzajów węglowodorów.

2. Stężenie węglowodorów w spalinach

Zasada pomiaru stężenia węglowodorów w przypadku ich podziału na wymienione trzy rodzaje jest taka sama dla pojazdów lekkich i silników pojazdów ciężkich. Pobrana próbka spalin jest analizowana dwukrotnie. Pierwsza analiza jest przeprowadzana za pomocą analizatora FID, w taki sam sposób jak przy pomiarze HC przed wprowadzeniem podziału. Druga analiza jest natomiast przeprowadzana również za pomocą analizatora FID, lecz po usunięciu z próbki węglowodorów niemetaanowych. Stężenie metanu, węglowodorów niemetaanowych i węglowodorów całkowitych określa się na podstawie wyników tych dwóch analiz.

Do usunięcia z próbki węglowodorów niemetaanowych przed jej wejściem do analizatora FID w laboratoriach badań emisji zanieczyszczeń z pojazdów jest powszechnie stosowane urządzenie nazywane separatorem (*cutter*). Usunięcie to następuje przez utlenienie węglowodorów, z wyjątkiem metanu, na dwutlenek węgla i wodę. W przypadku idealnym separator nie powinien w ogóle utlenić metanu (sprawność utlenienia równa 0), natomiast powinien całkowicie utlenić pozostałe węglowodory i inne związki organiczne (sprawność utlenienia równa 1). W praktyce sprawności tego urządzenia różnią się od odpowiednio 0 i 1.

W celu określenia sprawności w odniesieniu do metanu przepuszcza się mieszaninę tego węglowodoru z powietrzem syntetycznym przez analizator FID po przejściu przez separator i z pominięciem tego urządzenia. Sprawność tę oblicza się za pomocą wzoru (1).

Sprawność w odniesieniu do węglowodorów niemetaanowych określa się w podobny sposób, z tym że stosuje się w tym celu mieszaninę etanu i powietrza syntetycznego. Oblicza się tę sprawność wzorem (2).

Sprawność E_M jest na ogół nie większa niż 0,07, natomiast E_E jest zawarta w przedziale 0,98–1,00. Do pomiaru stosuje się układ zawierający albo jeden, albo dwa analizatory FID (rys. 2). W przypadku jednego analizatora analizy węglowodorów przy przepływie spalin przez separator i z jego pominięciem nie mogą być przeprowadzane jednocześnie, co ogranicza zakres stosowania tego układu.

Analizatory FID muszą spełniać ustalone w przepisach wymagania odnośnie do odpowiedzi na zawartość niektórych

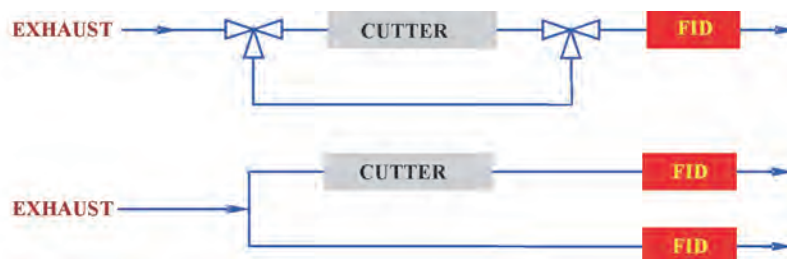


Fig. 2. Schematics of a system for the measurement of hydrocarbon concentration in the exhaust gases

Rys. 2. Schemat układu do pomiaru stężenia węglowodorów w spalinach

$$c_{\text{THC}}^{\text{P}} = c_{\text{HCW/O}}^{\text{S}} \quad (3b)$$

based on that we determine the non-methane hydrocarbon concentration:

$$\begin{aligned} c_{\text{NMHC}}^{\text{P}} &= c_{\text{HCW/O}}^{\text{S}} - c_{\text{CH}_4}^{\text{P}} = \\ &= \frac{c_{\text{HCW/O}}^{\text{S}} \times (1 - E_{\text{M}}) - c_{\text{HCW}}^{\text{S}}}{E_{\text{E}} - E_{\text{M}}} \end{aligned} \quad (3c)$$

The method of hydrocarbons measurement set forth in the new rules of the UE for light duty vehicles (chassis dynamometer tests) differs from the one described above. The FID analyzer for the measurements when the gases flow through the cutter is calibrated with methane but the analyzer for the measurements when the gases omit the cutter – with propane.

It is assumed that the concentration of total hydrocarbons equals the concentration of the hydrocarbons as measured when the exhaust gases omit the cutter:

$$c_{\text{THC}}^{\text{P}} = c_{\text{HCW/O}}^{\text{S}} \quad (4a)$$

and the methane concentration equals that measured when the exhaust gases flow through the cutter:

$$c_{\text{CH}_4}^{\text{P}} = c_{\text{HCW}}^{\text{S}} \quad (4b)$$

The concentration of non-methane hydrocarbons is determined as follows:

$$c_{\text{NMHC}}^{\text{P}} = c_{\text{HCW/O}}^{\text{S}} - R_{\text{f}} \times c_{\text{HCW}}^{\text{S}} \quad (4c)$$

In order to evaluate the hydrocarbon measurement methods set forth in the regulations a model has been developed depending on the FID analyzer calibration. The following marks have been given to enable differentiation of the measurement results:

c_{X}^{R} – actual X hydrocarbon concentration in the exhaust gases,

c_{X}^{P} – X hydrocarbon concentration in the exhaust gases determined through the method set forth in the regulations (formulas (3) and (4)),

c_{X}^{A} – X hydrocarbon concentration in the exhaust gases determined through the developed model.

The model assumed that the measured sample contains methane of a concentration of $c_{\text{CH}_4}^{\text{R}}$ and non-methane hydrocarbons of a concentration of $c_{\text{NMHC}}^{\text{R}}$ while the latter are expressed as propane. The concentration of the total hydrocarbons $c_{\text{THC}}^{\text{R}}$ is a sum of $c_{\text{CH}_4}^{\text{R}}$ and $c_{\text{NMHC}}^{\text{R}}$.

The analysis carried out by the authors showed that in the developed model the result of the hydrocarbon concentration measurement depends on the following parameters of the measuring system:

- response coefficient for methane R_{f} of the FID analyzer,
- cutter efficiency for methane (E_{M})
- cutter efficiency for ethane (E_{E})

węglowodorów. Znaczenie ma przede wszystkim współczynnik odpowiedzi dla metanu R_{f} . Powinien on być zawarty w przedziale 1–1,15 przy wzorcowaniu analizatora propanem.

Metodę pomiaru stężenia węglowodorów ustaloną w dyrektywie 2005/55/WE i regulaminie 49, seria 04 poprawek częściowo skopiowano z normy ISO 16183 [13]. Podobna metoda jest podana także w GTR 4 [14]. Przepisy ustalone w wymienionych aktach nie podają w sposób jednoznaczny, jaki gaz należy stosować do wzorcowania analizatora FID przy analizie z przepływem spalin przez separator. Niektóre przepisy wskazują, że powinien to być propan, podobnie jak przy analizie z pominięciem separatora, natomiast inne przeczą tej możliwości. Z informacji uzyskanych od autorów przepisów wynika, że ich intencją było stosowanie propanu.

Na podstawie wyników pomiaru stężenia węglowodorów przy przepływie spalin przez separator i z pominięciem tego urządzenia określa się stężenie metanu według wzoru (3a).

Przyjmuje się, że stężenie węglowodorów całkowitych jest równe stężeniu zmierzonymu przy przepływie spalin z pominięciem separatora – wzór (3b).

Na tej podstawie określa się stężenie węglowodorów niemetanowych – wzór (3c).

Metoda pomiaru stężenia węglowodorów ustalona w nowych rozporządzeniach UE dla pojazdów lekkich (badania na hamowni podwoziowej) różni się od przedstawionej wyżej. Analizator FID do analizy przy przepływie spalin przez separator jest wzorcowany metanem, natomiast do analizy z pominięciem separatora – propanem.

Przyjmuje się, że stężenie węglowodorów całkowitych jest równe zmierzonymu przy przepływie spalin z pominięciem separatora – (4a), a stężenie metanu równe zmierzonymu przy przepływie spalin przez separator – (4b).

Stężenie węglowodorów niemetanowych jest określane wzorem (4c).

W celu oceny metod pomiaru stężenia węglowodorów ustalonych w przepisach opracowano model pomiaru w zależności od sposobu wzorcowania analizatora FID. Wprowadzono podane oznaczenia umożliwiające różnicowanie wyników pomiarów:

c_{X}^{R} – stężenie rzeczywiste węglowodoru X w spalinach,

c_{X}^{P} – stężenie węglowodoru X w spalinach określone według metody podanej w przepisach (wzory (3) i (4)),

c_{X}^{A} – stężenie węglowodoru X w spalinach określone na podstawie opracowanego modelu.

W modelu przyjęto, że próbka spalin podlegająca pomiarowi zawiera metan o stężeniu $c_{\text{CH}_4}^{\text{R}}$ i węglowodory niemetanowe o stężeniu $c_{\text{NMHC}}^{\text{R}}$, przy czym te ostatnie są wyrażone jako propan. Stężenie węglowodorów całkowitych jest sumą $c_{\text{THC}}^{\text{R}}$ i $c_{\text{NMHC}}^{\text{R}}$.

Analiza przeprowadzona przez autorów wykazała, że w opracowanym modelu wynik pomiaru stężenia węglowodorów zależy od następujących parametrów układu pomiarowego:

- współczynnika odpowiedzi dla metanu R_{f} analizatora FID
- sprawności separatora dla metanu (E_{M})

– k ratio of the cutter efficiency for propane (E_p) and ethane (E_E).

The analysis also showed that the impact of these parameters depends on the following:

- the gas applied for the calibration of the FID analyzer measuring the concentration downstream the cutter: methane, propane
- the way of the FID analyzer calibration (analyzer measuring the concentration downstream the cutter: the reference gas flows through the cutter, the reference gas does not flow through the cutter.)

Hence, in theory we have four ways of calibrating the device:

- a) calibration with propane, reference gas flows through the cutter (Fig. 3a),
- b) calibration with propane, the reference gas does not flow through the cutter (Fig. 3b),
- c) calibration with methane, reference gas flows through the cutter (Fig. 3c),
- d) calibration with methane, the reference gas does not flow through the cutter (Fig. 3d).

In practice solution a) cannot be applied as the cutter would almost entirely remove propane and the calibration would turn out impossible. The method as in b) is used to measure the concentration of hydrocarbons in the exhaust gases of heavy duty vehicles.

For light duty vehicles the regulations are imprecise. They state that methane should be used for the calibration of the FID analyzer measuring the concentration downstream the cutter. They do not clearly state whether the reference gas (methane) should flow through the cutter or not. Thus, solutions c) or d) are compliant with the regulations

For solutions b), c) and d) of the developed model precise formulas were derived to calculate the actual concentrations of the total hydrocarbons, methane and non-methane hydrocarbons in the exhaust gases based on the results of the concentration measurement when the exhaust gases flow through the cutter and when they omit the cutter depending on parameters R_p , E_M , E_E i k (tab. 1). When entering these parameters assumptions were made that, as stated above, propane is a representative compound for non-methane hydrocarbons and that in the case of a two FID analyzer system (Fig. 2), their response coefficients are identical.

The correctness of these formulas was verified: it was stated that if there were no measurement errors then the concentrations determined on their basis correspond to the actual ones i.e. $c_{CH_4}^A = c_{CH_4}^R$, $c_{NMHC}^A = c_{NMHC}^R$ and $c_{THC}^A = c_{THC}^R$.

From the comparison of formulas (3) and (4) given in the regulations with the ones in Table 1 it results that not in each case are all the parameters of the measurement system included that are impactful on the hydrocarbon concentration measurement results. In the case of heavy duty vehicle engines – formula (3a) for methane concentration, given in the regulations differs from the accurate one by the fact that the coefficient of FID analyzer response for methane is not included. The k ratio of cutter efficiency for propane and ethane does not occur but the analysis showed that it does

– sprawności separatora dla etanu (E_E)

– stosunku k sprawności separatora dla propanu (E_p) i etanu (E_E).

Analiza wykazała także, że wpływ tych parametrów zależy z kolei od czynników:

- gazu stosowanego do wzorcowania analizatora FID mierzącego stężenie za separatorem: metanu, propanu
- sposobu wzorcowania analizatora FID mierzącego stężenie za separatorem: gaz wzorcowy przepływa przez separator, gaz wzorcowy nie przepływa przez separator.

Teoretycznie występują więc cztery rozwiązania wzorcowania:

- a) wzorcowanie za pomocą propanu, przepływ gazu wzorcowego przez separator (rys. 3a),
- b) wzorcowanie za pomocą propanu, gaz wzorcowy nie przepływa przez separator (rys. 3b),
- c) wzorcowanie za pomocą metanu, przepływ gazu wzorcowego przez separator (rys. 3c),
- d) wzorcowanie za pomocą metanu, gaz wzorcowy nie przepływa przez separator (rys. 3da).

W praktyce rozwiązanie a) nie może być stosowane, gdyż separator usunąłby prawie całkowicie propan i wzorcowanie byłoby niemożliwe. Metoda według rozwiązania b) jest stosowana do pomiaru stężenia węglowodorów w spalinach silników pojazdów ciężkich.

Dla pojazdów lekkich przepisy nie są precyzyjne. Podają one, że do wzorcowania analizatora FID mierzącego stężenie za separatorem powinien być stosowany metan. Nie precyzują natomiast, czy gaz wzorcowy (metan) powinien przepływać, czy też nie przepływać przez separator. W związku z tym pomiarem według przepisów może odpowiadać rozwiązanie c) lub d).

Dla rozwiązań b), c) i d) opracowanego modelu wyprowadzono dokładne wzory na obliczenie rzeczywistych stężeń węglowodorów całkowitych, metanu i węglowodorów niemetaanowych w spalinach na podstawie wyników pomiaru stężeń przy przepływie spalin przez separator i z pominięciem separatora w zależności od parametrów R_p , E_M , E_E i k (tab. 1). Przy ich wyprowadzeniu przyjęto założenia, że, jak podano wyżej, propan jest związkiem reprezentatywnym dla węglowodorów niemetaanowych oraz że w przypadku układu z dwoma analizatorami FID (rys. 2), ich współczynniki odpowiedzi są jednakowe.

Prawidłowość tych wzorów zweryfikowano: stwierdzono, że jeśli nie występują błędy pomiarowe, to określone na ich podstawie stężenia odpowiadają rzeczywistym, czyli

$$c_{CH_4}^A = c_{CH_4}^R, c_{NMHC}^A = c_{NMHC}^R \text{ i } c_{THC}^A = c_{THC}^R.$$

Z porównania wzorów (3) i (4) podanych w przepisach z zestawionymi w tab. 1 wynika, że nie w każdym przypadku są w nich uwzględnione wszystkie parametry układu pomiarowego, wpływające na wyniki pomiaru stężeń węglowodorów. W przypadku silników pojazdów ciężkich wzór (3a) na obliczenie stężenia metanu podany w przepisach różni się od dokładnego tym, że nie występuje w nim współczynnik odpowiedzi analizatora FID dla metanu. Nie występuje także stosunek k sprawności separatora dla propanu i etanu, lecz analiza wykazała, że nie wywiera on w praktyce wpływu na wyniki pomiarów i można go pominąć. Wzór (3c) na obliczenie stężenia NMHC w prze-

not have any impact on the measurement results and can be neglected. Formula (3c) for NMHC concentration in the regulations is identical as the accurate one. The difference in the formulas for methane concentration leads to a difference in the formulas for total hydrocarbons.

For light duty vehicles the formulas given in the regulations do not include parameters E_M , E_E and k . One should note that that there are significant differences in the accurate formulas for solutions c) and d).

The effect of the simplifications assumed in formulas (3) and (4) on the measurement depends on the values of parameters R_f , E_M , E_E and k of the measurement system. In order to determine this influence it was assumed (based on the collected data) for the FID analyzers that:

- coefficient R_f takes values given in the regulations ($1.00 \leq R_f \leq 1.15$)
- efficiency E_M falls in the range 0–0.07
- efficiency E_E falls in the range 0.98–1.00
- ratio k falls in the range 1.00–1.02.

The influence of the above parameters on the measurement results was determined for two compositions of hydrocarbons in the exhaust gases:

- the share of methane in the total hydrocarbons amounts to 0.1 and the share of non-methane hydrocarbons 0.9; such a composition occurs when the engines are fueled with conventional fuels: gasoline, diesel oil and LPG,
- the share of methane in the total hydrocarbons amounts to 0.8 and the share of non-methane hydrocarbons 0.2; such a composition occurs when the engines are fueled with NG.

When the measuring system is characterized by ideal parameters ($R_f = 1$, $E_E = 1$, $E_M = 0$, $k = 1$), the value indicated by the FID analyzer when the exhaust gases flow through the cutter corresponds to the actual concentration of methane and indicated when the gases omit through the cutter – actual

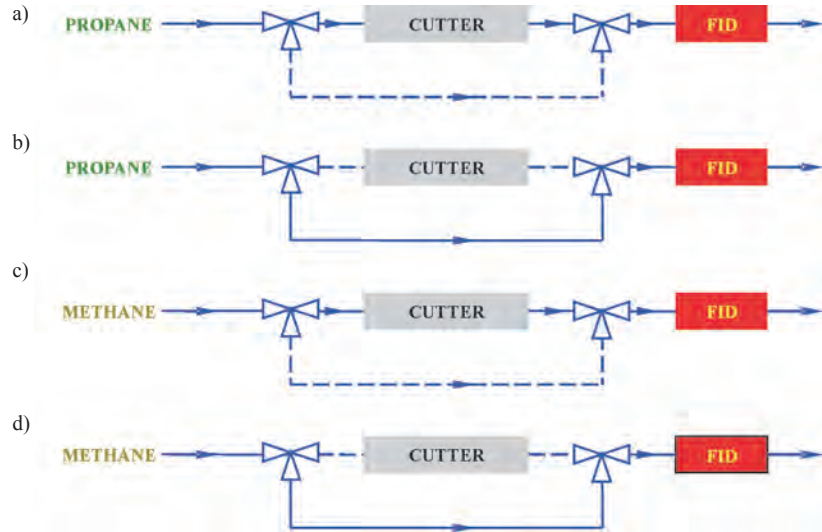


Fig. 3. Schematics of the reference gas flow while calibrating the FID analyzer
Rys. 3. Schemat przepływu gazu wzorcowego przy wzorcowaniu analizatora FID

pisach jest identyczny jak dokładny. Różnica między wzorami na obliczenie stężenia metanu powoduje różnicę we wzorach dla węglowodorów całkowitych.

Dla pojazdów lekkich wzory podane w przepisach nie uwzględniają parametrów E_M , E_E i k . Należy zwrócić uwagę na to, że występują znaczne różnice we wzorach dokładnych dla rozwiązania c) i d).

Table 1. Formulas for concentrations of hydrocarbons in the exhaust gases

Tabela 1. Wzory na obliczenie stężeń węglowodorów w spalinach

Solution/ rozwiązanie	Hydrocarbons/ węglowodory	Formula/ wzór na obliczenie stężenia
b)	Methane/metan $c_{CH_4}^A$	$\frac{c_{HCW}^S - c_{HCW/O}^S \times (1 - k \times E_E)}{R_f \times (k \times E_E - E_M)}$
	Non-methane hydrocarbons/ węglowodory niemetanowe c_{NMHC}^A	$\frac{c_{HCW/O}^S \times (1 - E_M) - c_{HCW}^S}{k \times E_E - E_M}$
	Total hydrocarbons/węglowodory całkowite c_{THC}^A	$\frac{c_{HCW/O}^S \times R_f \times (1 - E_M) + c_{HCW}^S \times (1 - R_f) - c_{HCW/O}^S \times (1 - k \times E_E)}{R_f \times (k \times E_E - E_M)}$
c)	Methane/metan $c_{CH_4}^A$	$\frac{c_{HCW}^S \times R_f \times (1 - E_M) - c_{HCW/O}^S \times (1 - k \times E_E)}{R_f \times (k \times E_E - E_M)}$
	Non-methane hydrocarbons/ węglowodory niemetanowe c_{NMHC}^A	$\frac{(c_{HCW/O}^S - c_{HCW}^S \times R_f) \times (1 - E_M)}{k \times E_E - E_M}$
	Total hydrocarbons/węglowodory całkowite c_{THC}^A	$\frac{(1 - E_M) \times c_{HCW}^S - c_{HCW/O}^S \times (1 - k \times E_E)}{R_f \times (k \times E_E - E_M)}$
d)	Methane/metan $c_{CH_4}^A$	$\frac{c_{HCW}^S \times R_f - c_{HCW/O}^S \times (1 - k \times E_E)}{R_f \times (k \times E_E - E_M)}$
	Non-methane hydrocarbons/ węglowodory niemetanowe c_{NMHC}^A	$\frac{c_{HCW/O}^S \times (1 - E_M) - c_{HCW}^S \times R_f}{k \times E_E - E_M}$
	Total hydrocarbons/węglowodory całkowite c_{THC}^A	$\frac{c_{HCW/O}^S \times [R_f \times (1 - E_M) - (1 - k \times E_E)] + c_{HCW}^S \times R_f \times (1 - R_f)}{R_f \times (k \times E_E - E_M)}$

THC concentration. The difference of these two values is the concentration of NMHC. In this case deviations of the calculation results (simplified formulas as given in the regulations) of the hydrocarbon concentration from the actual values do not occur. This pertains to both light and heavy duty vehicles and all the hydrocarbon compositions.

The maximum differences from the actual values in the calculation results of the concentrations as per the formulas given in the regulations occur for:

- measurement for heavy duty vehicles – value $R_f = 1.15$ (Fig. 4a)
- measurement for light duty vehicles if the calibration is carried out with methane as the reference gas when the gas flows through the cutter (solution (c), tab. 1) – value $E_M = 0.07$ and $kE_E = 0.98$ (Fig. 4b)
- measurement for light duty vehicles if the calibration is carried out with methane as the reference gas omitting the cutter (solution (d), tab. 1) – value $E_M = 0.07$ i $kE_E = 1.00$ (Fig. 4c).

For these values of parameters a comparison of concentrations of hydrocarbons was carried out determined as per the regulations and the actual obtained through the formulas given in Table 1 for the assumed measurement model (Tab. 2).

In the case of heavy duty vehicle engines the largest differences between the concentrations determined as per the regulations and the actual ones are for methane. They fall in the range of 11–15%. For total hydrocarbons the differences to a large extent depend on the exhaust composition. For the composition $c_{CH_4}^R / c_{THC}^R = 0.8$, $c_{NMHC}^R / c_{THC}^R = 0.2$ typical of NG fuelling amount to 12%. For the composition $c_{CH_4}^R / c_{THC}^R = 0.1$, $c_{NMHC}^R / c_{THC}^R = 0.9$ corresponding to gaso-

Efekt uproszczeń przyjętych we wzorach (3) i (4) na wyniki pomiarów zależy od wartości parametrów R_f , E_M , E_E i k układu pomiarowego. W celu określenia tego wpływu przyjęto na podstawie danych zebranych dla analizatorów FID i separatorów, że:

- współczynnik R_f przybiera wartości podane w przepisach ($1,00 \leq R_f \leq 1,15$)
- sprawność E_M jest zawarta w przedziale 0–0,07
- sprawność E_E jest zawarta w przedziale 0,98–1,00
- stosunek k znajduje się w przedziale 1,00–1,02.

Wpływ wyżej podanych parametrów na wyniki pomiaru określono dla dwóch składów węglowodorów w spalinach: – udział metanu w węglowodorach całkowitych wynosi 0,1, a udział węglowodorów niemetaanowych 0,9; taki skład występuje w przybliżeniu w przypadku zasilania paliwami konwencjonalnymi: benzyną i olejem napędowym oraz LPG – udział metanu w węglowodorach całkowitych wynosi 0,8, a udział węglowodorów niemetaanowych 0,2; taki skład występuje w przybliżeniu w przypadku zasilania gazem ziemnym NG.

Gdy układ pomiarowy cechuje się idealnymi parametrami ($R_f = 1$, $E_E = 1$, $E_M = 0$, $k = 1$), wartość wskazywana przez analizator FID przy przepływie spalin przez separator odpowiada rzeczywistemu stężeniu metanu, a wskazywana przy przepływie z pominięciem separatora – rzeczywistemu stężeniu THC. Różnica tych dwóch wskazań jest stężeniem NMHC. W tym przypadku nie występują odchylenia wyników obliczeń stężeń węglowodorów według uproszczonych wzorów podanych w przepisach od wartości rzeczywistych. Dotyczy to zarówno pojazdów lekkich, jak i silników pojazdów ciężkich oraz wszystkich składów węglowodorów.

Maksymalne różnice wyników obliczeń stężeń według wzorów podanych w przepisach od wartości rzeczywistych występują w sytuacjach:

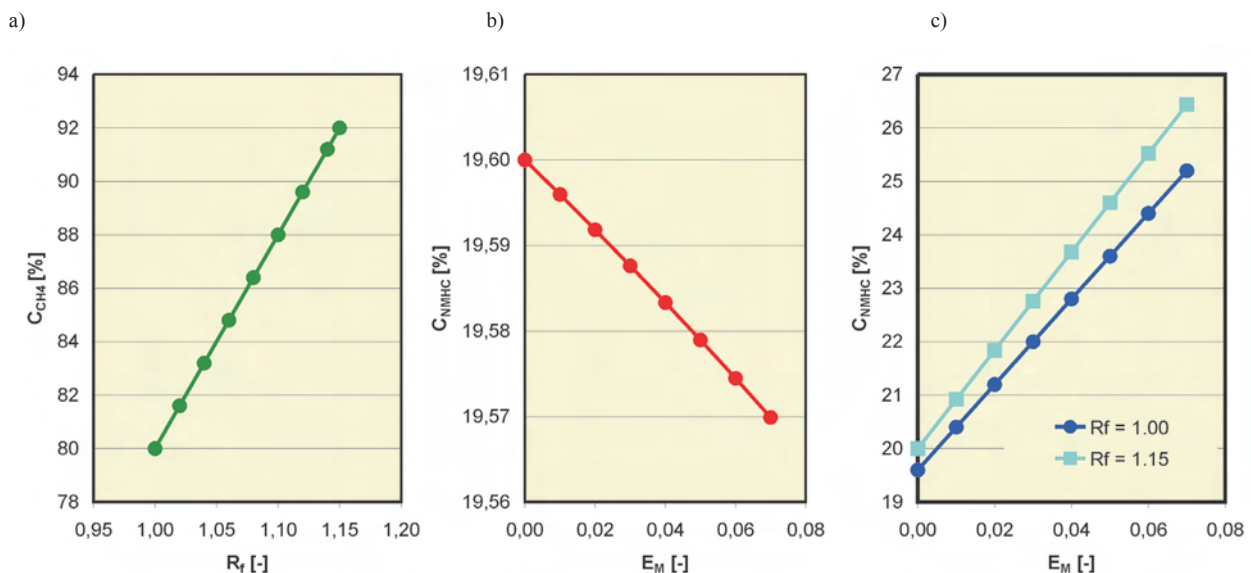


Fig. 4. The influence of: a) coefficient R_f on the concentration of methane determined as per formula (3a); b) efficiency E_M on the concentration of non-methane hydrocarbons determined as per formula (4c) for solution c); c) efficiency E_M on the concentration of non-methane hydrocarbons determined as per formula (4c) for solution d); exhaust gas composition $c_{CH_4}^R / c_{THC}^R = 0.8$, $c_{NMHC}^R / c_{THC}^R = 0.2$

Rys. 4. Wpływ: a) współczynnika R_f na stężenie metanu określone według wzoru (3a); b) sprawności E_M na stężenie węglowodorów niemetaanowych określone według wzoru (4c) dla rozwiązania c); c) sprawności E_M na stężenie węglowodorów niemetaanowych określone według wzoru (4c) dla rozwiązania d); skład spalin, $c_{CH_4}^R / c_{THC}^R = 0,8$, $c_{NMHC}^R / c_{THC}^R = 0,2$

line, diesel oil and LPG fuelling they are much lower (1.5%). For non-methane hydrocarbons the concentrations determined as per the regulations correspond to the actual ones.

For heavy duty vehicle engines meeting the requirements for methane (binding only if fuelled with natural gas) depends not only on the applied after-treatment system but also on the measuring equipment in the homologation institution. The difference in the methane concentrations measured with the analyzer of $R_f = 1$ and $R_f = 1.15$ amounts to 15%.

For light duty vehicles the concentrations determined according to formulas (4) when the reference gas (methane) flows through the cutter (solution c) and when it is omitted (solution d) render similar results to compositions

- pomiaru dla silników pojazdów ciężkich – przy wartości $R_f = 1,15$ (rys. 4a)
- pomiaru dla pojazdów lekkich, jeśli wzorcowanie jest przeprowadzone przy przepływie wzorcowego metanu przez separator (rozwiązanie (c), tab. 1) – przy wartości $E_M = 0,07$ i $kE_E = 0,98$ (rys. 4b)
- pomiaru dla pojazdów lekkich, jeśli wzorcowanie jest przeprowadzone przy przepływie wzorcowego metanu z pominięciem separatora (rozwiązanie (d), tab. 1) – przy wartości $E_M = 0,07$ i $kE_E = 1,00$ (rys. 4c).

Dla tych wartości parametrów przeprowadzono porównanie stężeń węglowodorów określanych według przepisów i rzeczywistych obliczanych według wzorów podanych w tab. 1 dla przyjętego modelu pomiaru (tab. 2).

Table 2. Comparison of concentrations determined as per the regulations and the actual concentrations – calculated through the formulas as given in

Table 1: a) for the composition of hydrocarbons in the exhaust gases $c_{CH_4}^R/c_{THC}^R = 0.1$, $c_{NMHC}^R/c_{THC}^R = 0.9$; b – for the composition of hydrocarbons in the exhaust gases $c_{CH_4}^R/c_{THC}^R = 0.8$, $c_{NMHC}^R/c_{THC}^R = 0.2$

Tabela 2. Porównanie stężeń określanych według przepisów i rzeczywistych obliczanych według wzorów podanych w tabeli 1: a) dla składu węglowodorów w spalinach $c_{CH_4}^R/c_{THC}^R = 0,1$, $c_{NMHC}^R/c_{THC}^R = 0,9$; b) dla składu węglowodorów w spalinach $c_{CH_4}^R/c_{THC}^R = 0,8$, $c_{NMHC}^R/c_{THC}^R = 0,2$

Calibration solution/rozwiązanie wzorcowania	Pollutant/zanieczyszczenie	Actual concentrations equal to the concentrations calculated through formulas given in Table 1 [unit]/stężenia rzeczywiste równe obliczonym wg wzorów tab.1 [jednostka]	Concentrations calculated as per the method given in the regulations [unit]/stężenie obliczone wg metody podanej w przepisach [jednostka]	Difference/różnica [%]
composition a: $c_{CH_4}^R/c_{THC}^R = 0.1$, $c_{NMHC}^R/c_{THC}^R = 0.9$; $c_{THC}^R = 100$ units				
b)	Methane	10	11.2 ¹⁾	+11.2
	Non-methane hydrocarbons	90	90.0¹⁾	0
	Total hydrocarbons	100	101.5¹⁾	+1.5
c)	Methane	10	11.7 ²⁾	+11.7
	Non-methane hydrocarbons	90	88.1²⁾	-2.1
	Total hydrocarbons	100	101.5²⁾	+1.5
d)	Methane	10	10.9 ²⁾	+9.0
	Non-methane hydrocarbons	90	89²⁾	-1.1
	Total hydrocarbons	100	101.5²⁾	+1.5
composition b: $c_{CH_4}^R/c_{THC}^R = 0.8$, $c_{NMHC}^R/c_{THC}^R = 0.2$; $c_{THC}^R = 100$ units				
b)	Methane	80	92 ¹⁾	+15.0
	Non-methane hydrocarbons	20	20¹⁾	0
	Total hydrocarbons	100	112¹⁾	+12.0
c)	Methane	80	80.4 ²⁾	+0.5
	Non-methane hydrocarbons	20	19.6²⁾	-2.2
	Total hydrocarbons	100	112²⁾	+12.0
d)	Methane	80	74.7 ²⁾	-6.6
	Non-methane hydrocarbons	20	26.0²⁾	+32.0
	Total hydrocarbons	100	112²⁾	+12.0

Hydrocarbons for which admissible values are set forth in the regulations have been typed in bold:

¹⁾ as per directive 2005/55, regulation 49 series 04 of the amendments, GTR 4 and ISO 16183,

²⁾ as per rules 715/2007 and 692/2008.

Boldem oznaczono węglowodory, dla których w przepisach są ustalone wartości dopuszczalne:

¹⁾ według dyrektywy 2005/55, regulaminu 49 seria 04 poprawek, GTR 4 i ISO 16183,

²⁾ według rozporządzeń 715/2007 i 692/2008.

$c_{\text{CH}_4}^{\text{R}}/c_{\text{THC}}^{\text{R}} = 0.1$, $c_{\text{NMHC}}^{\text{R}}/c_{\text{THC}}^{\text{R}} = 0.9$ but for compositions $c_{\text{CH}_4}^{\text{R}}/c_{\text{THC}}^{\text{R}} = 0.8$, $c_{\text{NMHC}}^{\text{R}}/c_{\text{THC}}^{\text{R}} = 0.2$ the differences between them are large for methane (the emission of this compound is not covered by the regulations) and non-methane hydrocarbons. For the latter, when the reference gas omits the cutter (solution d) the deviation of the concentration determined according to the formula set forth in the regulations from the actual concentration amounts to 32%. The method of measurement with the calibration using methane omitting the cutter cannot be applied at all for vehicles fuelled with natural gas. The regulations related to light duty vehicles need a more precise statement that the calibration of the FID analyzer should be done when the gas flows through the cutter.

For light duty vehicles fuelled with NG meeting the requirements related to total hydrocarbons depends not only on the after-treatment system but also on the measuring equipment in the homologation institution. The difference in the THC concentrations measured with the analyzer of $R_f = 1$ and $R_f = 1.15$ amounts to 12%.

3. Hydrocarbons density

Before the division of the hydrocarbons into three types was introduced in the legislation a general principle was applied that the composition of the pollutant is similar to the reference fuel. An average ratio of the number of atoms of hydrogen and carbon (H/C) was estimated in the fuel. The hydrocarbons in the exhaust gases were expressed as CH_n where „n” was equal to the value of the estimated H/C. Based on the known dependencies, the density of the hydrocarbons in the exhaust gases was calculated depending on the type of applied fuel. The following H/C values were assumed identical for LDV and HDV:

- for gasoline fuelling – 1.85 (density 0.619 kg/m³)
- for diesel oil fuelling – 1.86 (density 0.619 kg/m³)
- for LPG fuelling – 2.52 (density 0.649 kg/m³)
- for NG fuelling NG – 4.00 (density 0.714).

After the division of hydrocarbons into three types was introduced in the regulations pertaining to HDV the following H/C values were set forth (not applicable to gasoline fuelled vehicles):

- 1.85 for total hydrocarbons when fuelled with diesel oil; when fuelled with LPG and NG the requirements related to THC are not binding
- 4.0 for methane (applied only to NG fuelled vehicles)
- 1.85 for non-methane hydrocarbons when fuelled with diesel oil; 2.52 when fuelled with LPG; 2.93 when fuelled with NG.

Thus, it was assumed that in the case of diesel oil and LPG the H/C ratio, hence the density of THC and NMHC are identical. The principle that the hydrocarbon composition in the exhaust gases is similar to the fuel was extended to non-methane compounds.

The new EU regulations for light duty vehicles assumed that the density of the THC and NMHC is identical. It was determined going on the assumption that the composition of these compounds is similar to the composition of the refer-

W przypadku silników pojazdów ciężkich największe różnice między stężeniami określonymi według przepisów a rzeczywistymi występują dla metanu. Są one zawarte w granicach 11–15%. Dla węglowodorów całkowitych różnice zależą w dużym stopniu od składu spalin. Dla składu $c_{\text{CH}_4}^{\text{R}}/c_{\text{THC}}^{\text{R}} = 0.8$, $c_{\text{NMHC}}^{\text{R}}/c_{\text{THC}}^{\text{R}} = 0.2$ typowego dla zasilania NG wynoszą one 12%. Dla składu $c_{\text{CH}_4}^{\text{R}}/c_{\text{THC}}^{\text{R}} = 0.1$, $c_{\text{NMHC}}^{\text{R}}/c_{\text{THC}}^{\text{R}} = 0.9$ odpowiadającego zasilaniu benzyną, olejem napędowym i LPG są one znacznie mniejsze (1,5%). Dla węglowodorów niemetanowych stężenia określone według przepisów odpowiadają rzeczywistym.

Dla silników pojazdów ciężkich spełnienie wymagań odnośnie do metanu (obowiązujących tylko przy zasilaniu NG) zależy nie tylko od zastosowanego układu ograniczenia emisji zanieczyszczeń, lecz także w znacznym stopniu od wyposażenia pomiarowego w jednostce technicznej prowadzącej badania homologacyjne. Różnica między stężeniami metanu zmierzonymi za pomocą analizatora o $R_f = 1$ i o $R_f = 1.15$ wynosi 15%.

Dla pojazdów lekkich stężenia określone według wzorów (4) przy przepływie gazu wzorcowego (metanu) przez separator (rozwiązanie c) i z pominięciem tego urządzenia (rozwiązanie d) dają zbliżone wyniki dla składu $c_{\text{CH}_4}^{\text{R}}/c_{\text{THC}}^{\text{R}} = 0.1$, $c_{\text{NMHC}}^{\text{R}}/c_{\text{THC}}^{\text{R}} = 0.9$, natomiast dla składu $c_{\text{CH}_4}^{\text{R}}/c_{\text{THC}}^{\text{R}} = 0.8$, $c_{\text{NMHC}}^{\text{R}}/c_{\text{THC}}^{\text{R}} = 0.2$ występują między nimi znaczne różnice dla metanu (emisja tego związku nie jest objęta przepisami) i węglowodorów niemetanowych. Dla tych drugich przy przepływie gazu wzorcowego z pominięciem separatora (rozwiązanie d) odchylenie stężenia określonego według wzoru podanego w przepisach od rzeczywistego wynosi 32%. Metoda pomiaru z wzorcowaniem za pomocą metanu przepływającego z pominięciem separatora nie nadaje się w ogóle do stosowania dla pojazdów zasilanych NG. W przepisach dla pojazdów lekkich niezbędne jest sprecyzowanie, że wzorcowanie analizatora FID powinno następować przy przepływie metanu przez separator.

Dla pojazdów lekkich zasilanych NG spełnienie wymagań odnośnie do węglowodorów całkowitych zależy nie tylko od zastosowanego układu ograniczenia emisji zanieczyszczeń, lecz także od wyposażenia pomiarowego w jednostce technicznej prowadzącej badania homologacyjne. Różnica między stężeniami THC zmierzonymi za pomocą analizatora o $R_f = 1$ i o $R_f = 1.15$ wynosi 12%.

3. Gęstość węglowodorów

Przed wprowadzeniem w przepisach podziału węglowodorów na trzy rodzaje do określenia gęstości stosowano ogólną zasadę, że skład tego zanieczyszczenia w spalinach jest podobny do składu paliwa wzorcowego. Szacowano średni stosunek liczby atomów wodoru i węgla (H/C) w paliwie. Węglowodory w spalinach wyrażano przez węglowodor CH_n , przy czym „n” było równe wartości oszacowanego H/C. Na podstawie znanych zależności obliczano gęstość węglowodorów w spalinach zależną od rodzaju paliwa stosowanego do zasilania pojazdów. Przyjmowano następujące wartości H/C, jednakowe dla pojazdów lekkich i silników pojazdów ciężkich:

ence fuel thus, in this case the same principle introduced prior to the division of hydrocarbon into three types is applied. Yet, because the reference gasoline and reference diesel oil contain bio fuels (oxygen compounds) the density of these fuels is slightly different from the one above.

The fact that we assume an equal density of THC and NMHC tends to increase the emission of the former, determined according to the regulations in comparison to the actual emission. The elevation of the emission of NMHC resulting from the principle adopted in the regulations as to the determining of the density does not exceed 2% for conventional fuels and 4% for LPG

However in the case of NG fuelling the effect is significant. For light duty vehicles the H/C ratio given in the regulations for NMHC amounts to 4.00, and for heavy duty vehicles – 2.93. In theory, it cannot be larger than 3.00. Practically, it is lower because these hydrocarbons contain not only methane but also compounds of H/C lower than 3 (Tab. 3). It is estimated than in the case of NG fuelling the average H/C for NMHC in the exhaust gases amounts to approximately 2. Because of the principle adopted in the regulations related to the determining of the density, the emission of NMHC from light duty vehicles fuelled with NG is elevated by approximately 14%, and heavy duty vehicles by approximately 6%.

Table 3. The emission of selected NMHC depending on the applied fuel (based upon [15])

Tabela 3. Emisja wybranych węglowodorów niemetanowych w zależności od paliwa stosowanego do zasilania (opracowano na podstawie [15])

Hydrocarbons/ węglowodory	H/C ratio/sto- sunek H/C	NMHC emission [mg/km] when fuelled with/emisja przy zasilaniu	
		LPG	CNG
Ethane	3	0.59	0.84
Ethylene	2	1.99	0.80
Propane	2.67	3.31	0
Propylene	2	0.75	0.31
Isobutane	2.5	0.32	0.03
n-butane	2.5	1.48	0.07
Isopentane	2.4	0.72	0.20
n-hexane	2.33	0.75	0.97
Isohexane	2.33	1.45	1.44
n-heptane	2.28	0.70	0.20
n-octane	2.25	0.40	0.14
Isooctane	2.25	1.86	1.94
Benzene	1	2.44	1.25
Toluene	1.14	9.16	5.25
Ethylbenzene	1.25	2.98	1.51
Xylenes	1.25	11.21	5.39
Trimethylben- zenes	1.33	6.92	3.32

4. Conclusions

Until 1990's of the last century the European vehicle emission requirements pertained to total hydrocarbons. Later

- dla zasilania benzyną – 1,85 (gęstość 0,619 kg/m³)
- dla zasilania olejem napędowym – 1,86 (gęstość 0,619 kg/m³)
- dla zasilania LPG – 2,52 (gęstość 0,649 kg/m³)
- dla zasilania NG – 4,00 (gęstość 0,714).

Po wprowadzeniu podziału węglowodorów na trzy rodzaje w przepisach dla pojazdów ciężkich ustalono podane niżej wartości H/C (przepisy nie dotyczą pojazdów zasilanych benzyną):

- 1,85 dla węglowodorów całkowitych przy zasilaniu olejem napędowym; przy zasilaniu LPG i NG nie obowiązują wymagania odnośnie do emisji węglowodorów całkowitych,
- 4,0 dla metanu (wymagania stosują się tylko do pojazdów zasilanych NG),
- 1,85 dla węglowodorów niemetanowych przy zasilaniu olejem napędowym; 2,52 przy zasilaniu LPG; 2,93 przy zasilaniu NG.

Przyjęto więc, że w przypadku oleju napędowego i LPG stosunek H/C, a zatem także gęstość, węglowodorów całkowitych i niemetanowych są jednakowe. Zasadę obowiązującą wcześniej, że skład węglowodorów w spalinach jest podobny jak paliwa, rozszerzono na związki niemetanowe.

W nowych przepisach UE dla pojazdów lekkich przyjęto, że gęstość węglowodorów całkowitych i niemetanowych jest jednakowa. Określono ją przy założeniu, że skład tych związków jest podobny do składu paliwa wzorcowego, a więc i w tym przypadku stosuje się zasadę obowiązującą przed wprowadzeniem podziału węglowodorów na trzy rodzaje. Ponieważ jednak wzorcowa benzyna i wzorcowy olej napędowy zawierają biopaliwa, a więc związki tlenowe, gęstość dla tych paliw różni się nieznacznie od podanej wyżej.

Przyjęcie założenia o równej gęstości węglowodorów niemetanowych i całkowitych oddziałuje w kierunku zwiększenia emisji tych pierwszych, określonej według zasad ustalonych w przepisach, w stosunku do rzeczywistej. Zawyżenie emisji NMHC wynikające z przyjętej w przepisach zasady określenia ich gęstości nie przekracza 2% dla paliw konwencjonalnych i 4% dla LPG

W przypadku zasilania NG efekt ten jest jednak znaczący. Dla pojazdów lekkich stosunek H/C podany w przepisach dla węglowodorów niemetanowych wynosi 4,00, a dla ciężkich – 2,93. Teoretycznie nie może być on większy niż 3,00. W rzeczywistości jest on mniejszy, gdyż węglowodory te zawierają nie tylko etan, lecz także związki o H/C mniejszym, czasem znacznie niż 3 (tab. 3). Szacuje się, że w sytuacji zasilania NG średni stosunek H/C dla NMHC w spalinach wynosi około 2. Ze względu na przyjętą w przepisach zasadę określenia gęstości, emisja węglowodorów niemetanowych z pojazdów lekkich zasilanych NG jest zawyżona o około 14%, a z ciężkich o około 6%.

4. Podsumowanie

Do końca lat dziewięćdziesiątych XX w. wymagania europejskie odnośnie do emisji zanieczyszczeń z pojazdów dotyczyły węglowodorów całkowitych. Następnie zaczęto wprowadzać w przepisach podział węglowodorów na trzy rodzaje: metan CH₄, węglowodory niemetanowe NMHC, węglowodory całkowite THC.

a division of hydrocarbons into three types was instituted in the regulations: methane CH_4 , NMHC and THC.

Initially such a division was obligatory for heavy duty vehicles and currently it is also binding for light duty vehicles. The methods of emission measurement of these three types of hydrocarbons set forth in the regulations are not unified. There are differences in terms of:

- the gas applied for the calibration of the FID analyzer measuring the concentration of methane and propane downstream the cutter
- the manner of the FID analyzer calibration measuring the concentration downstream the cutter: reference gas flows through the cutter, reference gas omits the cutter
- criterion of the determining of a density of NMHC.

The formulas determining the concentration of individual hydrocarbons given in the regulations are simplified. In some cases they do not include all the parameters of the measuring system that have impact on the measurement results of the hydrocarbons concentrations such as: response coefficient for methane R_f of the FID analyzer, cutter efficiency for methane (E_M), cutter efficiency for ethane (E_E) the ratio of cutter efficiency for propane (E_p) and ethane (E_E).

The method of measurement of hydrocarbon concentration set forth in directive 2005/55/WE and regulation 49, series 04 of the amendments as well as ISO 16183 and GTR 4 for heavy duty engines is ambiguous. The regulations of these acts do not state what gas is to be applied for the calibration of the FID analyzer when the exhaust gases flow through the cutter. Some regulations indicate propane (similarly to the analysis when the exhaust gases omit the cutter) and some reject it.

In relation to light duty vehicles the regulations set forth in rules UE 715/2007 and 692/2008 are imprecise. They state that methane should be used to calibrate the FID analyzer measuring the concentration downstream the cutter. They do not clearly state whether the reference gas should flow or omit the cutter.

The above described require a clarification.

The performed analysis showed that the concentrations of hydrocarbons determined according to the regulations sometimes significantly differ from the actual ones. In the case of heavy duty vehicles the largest differences in the concentrations determined according to the regulations and the actual ones are for methane. They may reach 11–15%. For THC the differences for NG fuelling may reach 12%. For NMHC the concentrations determined according to the regulations correspond to the actual ones.

In relation to light duty vehicles the differences in the concentrations of methane and NMHC are significant as determined according to the regulations when the reference gas (methane) flows through the cutter and when it omits the cutter. For the latter when the gas omits the cutter the deviation in the concentration determined according to the formula set forth in the regulations from the actual one amounts to 32%. A steady method of measurement with a calibration through methane omitting the cutter is not applicable for vehicles fuelled with NG. The regulations need to state that

Początkowo taki podział obowiązywał dla silników pojazdów ciężkich, a obecnie zaczęto go także wprowadzać dla pojazdów lekkich. Metody pomiarów emisji tych trzech rodzajów węglowodorów ustalone w przepisach nie są zunifikowane. Występują między nimi różnice pod względem:

- gazu stosowanego do wzorcowania analizatora FID mierzącego stężenie za separatorem: metanu, propanu
- sposobu wzorcowania analizatora FID mierzącego stężenie za separatorem: gaz wzorcowy przepływa przez separator, gaz wzorcowy nie przepływa przez separator
- kryterium określania gęstości węglowodorów niemietanowych.

Wzory na określenie stężeń poszczególnych węglowodorów podane w przepisach są uproszczone. W niektórych przypadkach nie są w nich uwzględnione wszystkie parametry układu pomiarowego wpływające na wyniki pomiaru stężeń węglowodorów, do których należą: współczynnik odpowiedzi dla metanu R_f analizatora FID, sprawność separatora dla metanu (E_M), sprawność separatora dla etanu (E_E) oraz stosunek sprawności separatora dla propanu (E_p) i etanu (E_E).

Metoda pomiaru stężenia węglowodorów ustalona w dyrektywie 2005/55/WE i regulaminie 49, seria 04 poprawek, a także w normie ISO 16183 i GTR 4, dla silników pojazdów ciężkich nie jest jednoznaczna. Przepisy ustalone w tych aktach nie podają jaki gaz należy stosować do wzorcowania analizatora FID przy analizie z przepływem spalin przez separator. Niektóre przepisy wskazują, że powinien to być propan, podobnie jak przy analizie z pominięciem separatora, natomiast inne przeczą tej możliwości.

W odniesieniu do pojazdów lekkich przepisy podane w rozporządzeniach UE 715/2007 i 692/2008 nie są precyzyjne. Podają one, że do wzorcowania analizatora FID mierzącego stężenie za separatorem powinien być stosowany metan. Nie precyzują natomiast, czy gaz wzorcowy – metan – powinien przepływać, czy też nie przepływać przez separator.

Podane wyżej niejasności w przepisach wymagają skorygowania.

Przeprowadzona analiza wykazała, że stężenia węglowodorów określone według przepisów różnią się w niekiedy dość znacznie od rzeczywistych. W przypadku silników pojazdów ciężkich największe różnice między stężeniami określonymi według przepisów a rzeczywistymi występują dla metanu. Mogą one wynieść 11–15%. Dla węglowodorów całkowitych różnice dla zasilania NG mogą osiągnąć 12%. Dla węglowodorów niemietanowych stężenia określone według przepisów odpowiadają rzeczywistym.

W odniesieniu do pojazdów lekkich występują znaczne różnice między stężeniami metanu i węglowodorów niemietanowych określonymi według przepisów przy przepływie gazu wzorcowego (metanu) przez separator i z pominięciem tego urządzenia. Dla tych drugich przy przepływie gazu wzorcowego z pominięciem separatora odchylenie stężenia określonego według wzoru podanego w przepisach od rzeczywistego wynosi 32%. Ustalona metoda pomiaru z wzorcowaniem za pomocą metanu przepływającego z pominięciem separatora nie nadaje się do stosowania dla pojazdów zasilanych NG. W przepisach dla pojazdów lekkich niezbędne jest sprecyzowanie, że wzorcowanie analizatora

the FID analyzer calibration should take place with methane flowing through the cutter.

Meeting the requirements related to the emission of methane from heavy duty vehicles fuelled with NG and THC from light duty vehicles fuelled with NG depends not only on the applied after-treatment system but also on the measuring equipment in the homologation institution which is construed as unaccounted for. Example: a difference in the methane concentrations measured by an analyzer of $R_f = 1$ and $R_f = 1.15$ amounts to 15%.

A unification is desired in the area of the measurement of the concentration and the density in the measurement methods of the hydrocarbons from HDV and LDV. Three ways of FID analyzer calibration should be admitted: 1) through propane, reference gas does not flow through the cutter, 2) through methane, reference gas flows through the cutter and 3) through methane, reference gas does not flow through the cutter.

For the calculations of the concentrations we must use accurate formulas derived within this paper (Tab. 1) not the simplified ones set forth in the regulations. In such a case the results of the concentration measurement for the three given methods of calibration will be identical and will correspond to the actual concentrations of individual hydrocarbons in the exhaust gases.

FID powinno następować przy przepływie metanu przez separator.

Spełnienie wymagań odnośnie do emisji metanu z pojazdów ciężkich zasilanych NG i odnośnie do emisji węglowodorów całkowitych z pojazdów lekkich zasilanych NG zależy nie tylko od zastosowanego układu ograniczenia emisji zanieczyszczeń, lecz także od wyposażenia pomiarowego w jednostce technicznej prowadzącej badania homologacyjne, co uważa się za nieuzasadnione. Przykładowo, różnica między stężeniami metanu zmierzonymi za pomocą analizatora o $R_f = 1$ i o $R_f = 1,15$ wynosi 15%.

Pożądaną jest zunifikowanie w zakresie pomiaru stężeń i określenia gęstości w metodach pomiaru emisji węglowodorów z silników pojazdów ciężkich i pojazdów lekkich. Powinny być dopuszczone do stosowania trzy sposoby wzorcowania analizatorów FID: 1) za pomocą propanu, gaz wzorcowy nie przepływa przez separator, 2) za pomocą metanu, przepływ gazu wzorcowego przez separator oraz 3) za pomocą metanu, gaz wzorcowy nie przepływa przez separator.

Do obliczeń stężeń należy stosować dokładne wzory wyprowadzone w ramach niniejszego opracowania (tab. 1), a nie uproszczone podane w przepisach. W takim przypadku wyniki pomiaru stężeń dla podanych trzech sposobów wzorcowania będą jednakowe i zgodne ze stężeniami rzeczywistymi poszczególnych węglowodorów w spalinach.

Artykuł recenzowany

Nomenclature/Oznaczenia

ANR	All new registrations/ <i>wszystkie nowe rejestracje pojazdów</i>	c_{THC}	THC concentration determined according to the method set forth in the regulations/ <i>stężenie węglowodorów całkowitych określone według metody ustalonej w przepisach</i>
$c_{\text{HCW}}^{\text{M}}$	FID analyzer reading when the reference gas (methane) flows through the cutter/ <i>wskazania analizatora FID przy przepływie gazu wzorcowego – metanu – przez separator</i>	CH_4	Methane/ <i>metan</i>
$c_{\text{HCW/O}}^{\text{M}}$	FID analyzer reading when the reference gas (methane) omits the cutter/ <i>wskazania analizatora FID przy przepływie gazu wzorcowego – metanu – z pominięciem separatora</i>	CNG	Compressed natural gas/ <i>sprężony gaz ziemny</i>
$c_{\text{HCW}}^{\text{E}}$	FID analyzer reading when the reference gas (ethane) flows through the cutter/ <i>wskazania analizatora FID przy przepływie gazu wzorcowego – etanu – przez separator</i>	E_{E}	Cutter efficiency in relation to NMHC (represented by ethane)/ <i>sprawność separatora w odniesieniu do węglowodorów niemietanowych (reprezentowanych przez etan)</i>
$c_{\text{HCW/O}}^{\text{E}}$	FID analyzer reading when the reference gas (ethane) omits the cutter/ <i>wskazania analizatora FID przy przepływie gazu – etanu – z pominięciem separatora</i>	EM	Cutter efficiency in relation to methane/ <i>sprawność separatora w odniesieniu do metanu</i>
$c_{\text{HCW}}^{\text{S}}$	FID analyzer reading when the exhaust gas flows through the cutter/ <i>wskazania analizatora FID przy przepływie spalin przez separator</i>	E_{P}	Cutter efficiency in relation to propane/ <i>sprawność separatora w odniesieniu do propanu</i>
$c_{\text{HCW/O}}^{\text{S}}$	FID analyzer reading when the exhaust gas omits the cutter/ <i>wskazania analizatora FID przy przepływie spalin z pominięciem separatora</i>	EEV	Enhanced environmentally friendly vehicle/ <i>pojazd przyjazny środowisku</i>
c_{CH_4}	Methane concentration determined according to the method set forth in the regulations/ <i>stężenie metanu określone według metody ustalonej w przepisach</i>	EEC	European Economic Commission/ <i>Europejska Komisja Gospodarcza</i>
c_{NMHC}	NMHC concentration determined according to the method set forth in the regulations/ <i>stężenie węglowodorów niemietanowych określone według metody ustalonej w przepisach</i>	ESC	European steady state cycle/ <i>europejski cykl stacjonarny</i>
		ETC	European transient cycle/ <i>europejski cykl dynamiczny</i>
		Euro	Emission standards in Europe/ <i>normy emisji zanieczyszczeń z pojazdów w Europie</i>
		FID	Flame ionization detector/ <i>plamieniowo-jonizacyjny analizator spalin</i>
		GTR	Global technical regulation/ <i>światowy regulamin techniczny</i>
		HC	Hydrocarbons/ <i>węglowodory</i>
		LPG	Liquid petroleum gas/ <i>gaz ciekły propan-butan</i>
		k	Cutter efficiency ratio for propane and ethane/ <i>stosunek sprawności separatora dla propanu i etanu</i>

NDIR	Non-dispersive infrared/ <i>niedyspersyjny w podczerwieni analizator spalin</i>		
NG	Natural gas/ <i>gaz ziemny</i>	R_f	FID analyzer response coefficient for methane/ <i>współczynnik odpowiedzi analizatora FID dla metanu</i>
NMHC	Non-methane hydrocarbons/ <i>węglowodory niemetanowe</i>	THC	Total hydrocarbons/ <i>węglowodory całkowite</i>
NTA	New type approval/ <i>homologacja nowego typu</i>	EU	European Union/ <i>Unia Europejska</i>
UN/ONZ	United Nations/ <i>Organizacja Narodów Zjednoczonych</i>	SI	Spark ignition/ <i>zapłon iskrowy</i>
PAH	Polycyclic aromatic hydrocarbons/ <i>wielopiersścieniowe węglowodory aromatyczne</i>	CI	Compression ignition/ <i>zapłon samoczynny</i>

Bibliography/Literatura

- [1] United Nations. Agreement concerning the adoption of uniform conditions of approval and reciprocal recognition of approval for motor vehicle equipment and parts. Addendum 14: Regulation No. 15 to be annexed to the Agreement. Uniform provisions concerning the approval of vehicles with a positive-ignition engine with regard to the emission of gaseous pollutants by the engine. E/ECE/324 ECE/TRANS/505 Rev. 1/Add. 14, 11 March 1970.
- [2] Council Directive 70/220/EEC of 20 March 1970 on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against air pollution by gases from positive-ignition engines of motor vehicles. OJ L076, 06.04.1970.
- [3] United Nations. Agreement concerning the adoption of uniform conditions of approval and reciprocal recognition of approval for motor vehicle equipment and parts. Addendum 48: Regulation No. 49. Uniform provisions concerning the approval of diesel engines with regard to the emission of gaseous pollutants. E/ECE/324 ECE/TRANS/505 Rev. 1/Add. 48, 5 April 1982.
- [4] Council Directive 88/77/EEC of 3 December 1987 on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against the emission of gaseous pollutants from diesel engines for use in vehicles. OJ L36, 09.02.88.
- [5] Directive 1999/96/EC of the European Parliament and of the Council on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against the emission of gaseous and particulate emissions from compression engines for use in vehicles, and the emissions of gaseous pollutants from positive ignition engines fuelled with natural gas or liquefied petroleum gas for use in vehicles and amending Council Directive 88/77/EEC. OJ L44/1, 16.2.2000.
- [6] United Nations. Agreement concerning the adoption of uniform conditions of approval and reciprocal recognition of approval for motor vehicle equipment and parts. Addendum 48: Regulation No. 49. Revision 4. Uniform provisions concerning measures to be taken against the emission of gaseous and particulate emissions from compression engines for use in vehicles, and the emissions of gaseous pollutants from positive ignition engines fuelled with natural gas or liquefied petroleum gas for use in vehicles. E/ECE/324 ECE/TRANS/505 Rev. 1/Add. 48/Rev. 4, 13 August 2008.
- [7] Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. OJ L 171/1, 29.6.2007.
- [8] Commission Regulation (EC) No. 692/2008 of 18 July 2008 implementing and amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. OJ L 199/1, 29.7.2008.
- [9] Międzyrządowy zespół do spraw zmian klimatu „Technologie, polityka i działania na rzecz zapobiegania zmianom klimatu”. Instytut Ochrony Środowiska, listopad 1996.
- [10] Annex I Expert Group on the UN FCCC „Policies and Measures for Common Action. Transport Sector Studies. Part 3: Innovation for Sustainable Transport”. OECD, October 1996.
- [11] Kruczyński S.W.: Trójfunkcyjne reaktory katalityczne. Warszawa–Radom 2004.
- [12] Directive 2005/55/EC of the European Parliament and of the Council of 28 September 2005 on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression-ignition engines for use in vehicles, and the emission of gaseous pollutants from positive-ignition engines fuelled with natural gas or liquefied petroleum gas for use in vehicles. OJ L 275, 20.10.2005.
- [13] International Standard ISO 16183 „Heavy-duty engines – Measurement of gaseous emissions from raw exhaust gas and of particulate emissions using partial flow dilution systems under transient test conditions”.
- [14] Global Registry created on 18 November 2004, pursuant to Article 6 of the Agreement concerning the establishing of global technical regulations for wheeled vehicles, equipment and parts which can be fitted and/or be used on wheeled vehicles (ECE/TRANS/132 and Corr.1). GTR No. 4 – Test procedure for compression-ignition (C.I.) engines and positive-ignition (P.I.) engines fuelled with natural gas (NG) or liquefied petroleum gas (LPG) with regard to the emission of pollutants. ECE/TRANS/ 180/Add.4, 25 January 2007.
- [15] TNO Automotive. TNO Report 03.0R.VM.055.1/PHE “Evaluation of the environmental impact of modern passenger cars on petrol, diesel, automotive LPG and CNG. December 2003.

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

Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

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



Mr. Stanisław Radzimirski, Ass. Prof., DEng. – Associated Professor in the Motor Transport Institute in Warsaw.

Doc. dr inż. Stanisław Radzimirski – docent w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie.

e-mail: stanislaw.radzimirski@its.waw.pl



A thermo-kinetic model base study on natural gas HCCI engine response to different initial conditions

Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) combustion is a promising concept to reduce engine emissions and fuel consumption. In this paper, a thermo-kinetic single zone model is developed to study the operation characteristics of a natural gas HCCI engine. The model consists detail chemical kinetics of natural gas oxidation including 325 reactions with 53 chemical species, and is validated with experimental results of reference works. Then, the influence of parameters such as manifold temperature/pressure, and equivalence ratio on incylinder temperature/pressure trends, start of combustion and heat release rate is studied. These results are explained in detail to describe the engine performance thoroughly.

Key words: HCCI, thermo-kinetic modeling, natural gas

Termokinetyczny model silnika HCCI zasilanego gazem ziemnym wykorzystujący różne warunki początkowe

Zaletą silników wysokoprężnych o spalaniu homogenicznym (HCCI) jest możliwość zmniejszenia emisji związków toksycznych i zużycia paliwa. W artykule przedstawiono termokinetyczny jednostrefowy model silnika HCCI zasilanego gazem ziemnym. Model zawiera 325 reakcji chemicznych utleniania i jest skorelowany z wynikami doświadczalnymi uzyskanymi w innych badaniach. Przeanalizowano wpływ na pracę silnika takich parametrów, jak: temperatura i ciśnienie dolotu, współczynnik nadmiaru powietrza w cylindrze, zmiana temperatury i ciśnienia w cylindrze oraz początek zapłonu i szybkość wywiązywania się ciepła. Opisano rezultaty doświadczeń i ich wpływ na pracę silnika.

Słowa kluczowe: HCCI, modelowanie termokinetyczne, gaz ziemny

1. Introduction

The main concept of Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) engines was firstly represented by Onishi et al. [1] in 1979 for two stroke engines. They figured out that compressing a homogenous fuel/air mixture up to auto-ignition limit, would significantly reduce engine emissions and fuel consumption. This idea was named as Active Thermo-Atmospheric Combustion (ATAC) and rapidly developed by Noguchi et al [2]. They showed the advantages of this idea for part-load conditions. Najt et al [3] used this concept in four stroke engines and finally in 1989 Thring [4] named it as HCCI. The HCCI combustion process essentially involves a premixed fuel/air mixture that is inducted into the cylinder at equivalence ratios that can vary from 0.2 to 0.5 [5]. Once within the cylinder, the homogenous fuel/air charge is compressed until ignition commences. Ignition leads to a very rapid combustion phase where all heat is released approximately in 5–15°. This rate of heat release is controlled with a highly diluted mixtures using air or exhaust gas residual (EGR). The HCCI concept affords the use of elevated compression ratios (approximately 17–20:1), unlike in SI engines, which are susceptible to knock. The combination of lean burning and high expansion ratios contributes to high thermal efficiencies that can approach 45% [6]. HCCI engines have demonstrated very low emissions of oxides of nitrogen (NO_x) and particulate matter (PM), as well as high thermal efficiency at part load.

1. Wprowadzenie

Główne założenia koncepcji silników HCCI (*Homogenous Charge Compression Ignition*) dla silników dwusuwowych zaprezentowano w 1979 r. w pracy Onishiego i in. [1]. Opisano w niej ograniczenia stosowania tej metody, jednocześnie zwrócono uwagę na możliwość redukcji emisji związków szkodliwych i zmniejszenia zużycia paliwa. Ideę tę nazwano aktywnym termicznym spalaniem ATAC (*Active Thermo-Atmospheric Combustion*) i rozwinięto ją w pracach Noguchiego i in. [2]. Przedstawili oni zalety takiego rozwiązania dla częściowych obciążeń silnika. Rozwiązania tego użył Najt [3] w 1989 r. w odniesieniu do silników czterosuwowych, a Thring [4] nazwał je HCCI. Proces spalania HCCI wykorzystuje wstępnie wymieszane paliwo z powietrzem – mieszanina ta jest wprowadzona do cylindra w proporcji mogącej się zmieniać od 0,2 do 0,5 [5]. W cylindrze homogeniczna mieszanina paliwa i powietrza jest sprężana aż do chwili zapłonu. Zapłon prowadzi do bardzo szybkiej fazy spalania, która trwa w przybliżeniu 5–15° OWK. Szybkość wywiązywania się ciepła jest sterowana głównie przez rozcieńczenie paliwa powietrzem lub przez stopień recyrkulacji spalin. W silnikach HCCI można wykorzystywać duże stopnie sprężania (około 17–20), w przeciwieństwie do silników o ZI, które są podatne na spalanie stukowe. Połączenie mieszanek ubogich i dużych stopni rozprężania przyczynia się do uzyskania wysokich wartości sprawności cieplnej, wynoszącej 45% [6]. Silniki HCCI

However, there are some difficulties in applying HCCI combustion to internal combustion engines. Ignition timing control and homogenous mixture preparation are the main difficulties of HCCI engines [7].

Natural gas fuel exhibits minimal mixture preparation requirements, and is chemically very stable. It is well suited to the HCCI combustion concept. Natural gas exhibits a relatively simple molecular structure, which reacts to yield far less intermediate compounds as well as a low carbon to hydrogen ratio (1:3.87) that results in reduced harmful exhaust gas emissions. Its high ignition resistance when coupled with lean fuel/air mixtures affords the use of elevated compression ratios without pre-ignition of the charge [6].

Engine simulation studies have been used to explore the HCCI concept in an engine environment. The simulation can be held under several methods which are described and compared in [8]. Each method of HCCI engine simulation has its own advantages/disadvantages and is selected by the requirements of the user. Hosseini et al [9] used a single-zone model with detailed chemical kinetics to control the combustion phenomena in an HCCI engine fueled with n-heptane. Shahangian et al [10] also used the same model to investigate the characteristics of a DME-fueled HCCI engine. Orlandini et al [11] developed a multi-zone model with reduced chemical kinetics by linking MATLAB® environment to CHEMKIN® code in order to study the auto-ignition of HCCI engines. Numerical studies of Grenda [11] on charge stratification for the combustion control of HCCI engines were carried out by a CFD model. Gharabaghi et al [13] used the RICARDO® 1-D code to investigate a turbocharged HCCI engine. Kongseereparp and Checkel [14] also presented their new approaches to define the initial conditions for multi-zone HCCI models.

This paper introduces a zero-dimensional single zone model considering detailed chemical kinetics in order to study on the operational and combustion characteristics of a natural gas HCCI engine. High computational speed, appropriate precision for calculating parameters such as start of combustion (SOC) and in cylinder temperature/pressure trends are the main reasons of using this model. In the next chapter, the developed model is described. This model is validated with experimental results of the references. The final chapters include the results on engine performance and combustion characteristics.

2. Thermo-Kinetic Modeling of HCCI engine

As mentioned before, a zero-dimensional single zone model is developed in this paper to study the characteristics of a natural gas HCCI engine. The model assumptions can be described as below:

- the engine is a four-stroke HCCI one
- only the closed cycle form IVC to EVO is mentioned in the model
- the whole combustion chamber is defined as a uniform temperature/pressure zone
- all the components in the combustion chamber are treated as perfect gas

charakteryzują się bardzo niewielką emisją tlenków (NO_x) i cząstek stałych (PM), a jednocześnie wysoką sprawnością na obciążeniach częściowych. Jednakże występują trudności w zastosowaniu systemu HCCI w silnikach spalinowych. Sterowanie czasem spalania i homogenicznym przygotowaniem mieszaniny są głównymi trudnościami w działaniu silników wykorzystujących system spalania HCCI [7].

Gaz ziemny jako paliwo charakteryzuje się bardzo małymi wymaganiami odnośnie do przygotowania mieszaniny palnej, a jednocześnie jest chemicznie niezmienny. Jest bardzo dobrym paliwem do silników HCCI. Gaz ziemny ma prostą budowę cząsteczkową. Jednocześnie mały stosunek węgla do wodoru (1:3,87) sprawia, że uzyskuje się zmniejszenie emisji związków szkodliwych spalin. Jego duża odporność na spalanie stukowe podczas spalania mieszanek ubogich pozwala na stosowanie wysokich stopni sprężania bez obawy przedwczesnego zapłonu [6].

Badania silnika wykorzystującego system HCCI przeprowadzono w celu zweryfikowania jego oddziaływania na środowisko. Badania symulacyjne prowadzono kilkoma metodami, które opisano i porównano w [8]. Każda metoda symulacji silnika HCCI jest obarczona korzyściami lub wadami i może być dowolnie wybrana przez użytkownika.

Hosseini i in. [9] użyli jednostrefowego modelu z równaniami reakcji chemicznych do opisu zjawiska zapłonu w silniku HCCI zasilanego n-heptanem. Shahangian i in. [10] użyli tego samego modelu – zmiana polegała na zastosowaniu innego paliwa – DME. Orlandini i in. [11] rozwinęli wielostrefowy model do symulowania samozapłonu w silniku HCCI ze zredukowanymi reakcjami chemicznymi przez połączenie środowiska MATLAB® ze środowiskiem CHEMKIN®. Symulacje numeryczne prowadzone przez Grenda [11] dotyczące stratyfikacji ładunku w silniku HCCI wykorzystywały model CFD. Gharabaghi i in. [13] wykorzystywali model RICARDO® 1-D do badania turboładowanego silnika HCCI. Kongseereparp i Checkel [14] prezentowali nowe rozwiązanie do definiowania warunków początkowych dla wielostrefowego modelu silnika HCCI.

W artykule przedstawiono zerowymiarowy jednostrefowy model wykorzystujący reakcje chemiczne w celu scharakteryzowania spalania w silniku HCCI zasilanego gazem ziemnym. Znaczna szybkość i dokładność w obliczaniu parametrów, m.in. początku zapłonu (SOC), temperatury i ciśnienia w cylindrze są głównymi powodami wykorzystywania tego modelu. Model będzie dokładnie opisany w następnym rozdziale. Zweryfikowano go doświadczalnie – w ostatnim rozdziale zawarto wyniki uzyskanych parametrów operacyjnych i charakterystyk procesu spalania.

2. Termokinetyczny model silnika HCCI

Wspomniany zerowymiarowy jednostrefowy model, prezentowany w artykule, wykorzystano do badania silnika HCCI zasilanego gazem ziemnym. Model wymagał następujących założeń wstępnych:

- czterosuwowy silnik HCCI
- rozpatrywany jest zamknięty cykl: od zamknięcia zaworu dolotowego do otwarcia zaworu wylotowego

- blow-by is neglected
- the fuel/air mixture in IVC is completely homogenous
- the heat transfer to cylinder wall is calculated by Woschni model.

For exact study on combustion phenomena, detail chemical kinetics has been considered in the model. The GRI30 [15] mechanism used in this paper includes 325 primary reactions with 53 chemical species. As this mechanism covers the reactions of methane, ethane and propane oxidation and also the extended Zeldovich mechanism to calculate NO_x emissions, it is suitable for investigation on natural gas combustion.

3. Governing the equations

In a zero-dimensional model, the whole combustion chamber is considered as the control volume. Then, the energy conservation equation is solved for this zone. Figure 1 shows the terms of energy conservation equation in this system.

The energy conservation equation can be described as,

$$\delta Q - \delta W = dU \quad (1)$$

Equation (1) can be rewritten for the mixture of several chemical species as,

$$\delta Q - PdV = mdu + m \sum_{i=1}^{N_s} u_i dy_i \quad (2)$$

As Q is only due to heat transfer to cylinder wall and the mixture is a perfect gas,

$$\frac{dq}{dt} - P \frac{dV}{dt} = mC_v \frac{dT}{dt} + m \sum_{i=1}^{N_s} u_i \frac{dy_i}{dt} \quad (3)$$

By separating the temperature terms, the first differential equation of the model can be obtained,

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\frac{1}{V} \left(\frac{dq}{dt} - P \frac{dV}{dt} \right) - \rho \sum_{i=1}^{N_s} u_i \frac{dy_i}{dt}}{\rho C_v} \quad (4)$$

This equation describes that the in cylinder temperature changes, originate from two sources:

- energy transfer through system border
- changes in system chemical composition

The mass conservation equation is the next frame that should be considered after the energy conservation. The mass conservation equation in chemical reacting systems is defined as the conservation of chemical elements. The rate of mole fraction changes of chemical species can be computed as,

$$\frac{dy_i}{dt} = \frac{M_i \dot{\omega}_i}{\rho} \quad (5)$$

Equation (5) should be written for every chemical component and these set of equations must be solved simultaneously with equation (4). A detailed chemical kinetic mechanism is

- w całej objętości zapłonu zdefiniowana jest jednolita temperatura i ciśnienie
- czynnikiem roboczym jest gaz doskonały
- brak przedmuchów
- mieszanina paliwowo-powietrzna od chwili zamknięcia zaworu dolotowego jest homogeniczna
- wymiana ciepła ze ściankami cylindra odbywa się z wykorzystaniem modelu Woschniego.

W celu dokładnego zbadania procesu spalania, w modelu rozważono kinetykę reakcji chemicznych. Model GRI30 [15] użyty w badaniach zawiera 325 najważniejszych reakcji z 53 specjalności chemicznych. Ponieważ mechanizm ten wykorzystuje przemiany metanu, etanu oraz utleniania propanu do obliczeń emisji tlenków azotu użyto rozszerzonego modelu Zeldowicza.

3. Opis równań

W zerowymiarowym modelu cała komora spalania jest rozważana jako jednorodna objętość. Wtedy równanie zachowania energii jest rozwiązywane dla tej strefy. Na rysunku 1 przedstawiono warunki równania zachowania energii w rozpatrywanym systemie.

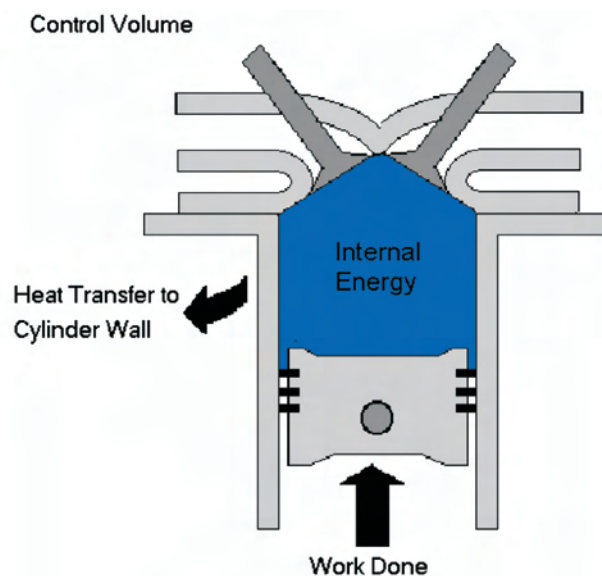


Fig. 1. Control volume in a zero-dimensional single zone model
Rys. 1. Rozpatrywana objętość w zerowymiarowym jednostrefowym modelu

Równanie zachowania energii jest zapisane jako (1).

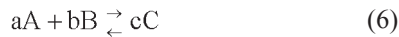
Równanie (1) może być zapisane dla mieszaniny substratów jako (2).

Ponieważ Q jest ciepłem przekazywanym do ścianek cylindra i mieszanina jest gazem doskonałym, zatem można zapisać (3).

Pierwsze równanie różniczkowe otrzymano po rozdzielaniu zmiennych zależnych od temperatury – równanie (4). Równanie to opisuje zmianę temperatury spowodowaną przez:

- przepływ energii
- zmianę składu chemicznego.

needed to determine the production/consumption rate of each chemical component. A primary reaction in the mechanism can be written as,



The Mass Action rule explains that the reaction rate in each direction depends on that side reactants' concentration and their stoichiometric coefficients. So the reaction rate in the forward direction is,

$$RR_f = k_f [A]^a [B]^b \quad (7)$$

And for the backward direction,

$$RR_b = k_b [C]^c \quad (8)$$

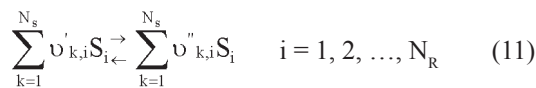
So the total reaction rate can be defined as,

$$RR = k_f [A]^a [B]^b - k_b [C]^c \quad (9)$$

Symbol [A] means the molar concentration of the component A, and the rate constant k would be determined by Arrhenius relation [16],

$$k = A_{Ar} T^{\beta} \exp\left(\frac{-E_a}{R_u T}\right) \quad (10)$$

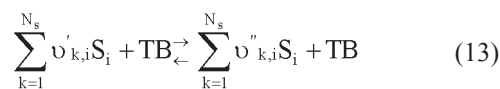
Each mechanism consists some primary reactions which are either simple or with third body. A simple primary reaction can be assumed as,



For each simple primary reaction, the reaction rate equation turns to,

$$RR_i = k_{f,i} \prod_{k=1}^{N_s} [S_k]^{\nu'_{k,i}} - k_{b,i} \prod_{k=1}^{N_s} [S_k]^{\nu''_{k,i}} \quad (12)$$

Some primary reactions need a third body to be done. As the concentration of the third body would effect the reaction rate, it differs from equation (12) and should be written as,



The third body concentration includes the concentrations of all species due to their enhance factor. So the reaction rate for these type of primary reactions is,

$$RR_i = \left(\sum_{k=1}^{N_s} a_{k,i} [TB_k] \right) \times \left(k_{f,i} \prod_{k=1}^{N_s} [S_k]^{\nu'_{k,i}} - k_{b,i} \prod_{k=1}^{N_s} [S_k]^{\nu''_{k,i}} \right) \quad (14)$$

Równanie zachowania masy jest następnym równaniem mogącym mieć zastosowanie po równaniu zachowania energii. Równanie zachowania masy reagujących substancji chemicznych jest zdefiniowane jako równanie sumy zachowania masy poszczególnych jej reagentów. Szybkość zmiany udziału substancji chemicznej może być obliczona jako (5).

Równanie (5) powinno być zapisane dla każdego składnika osobno i rozwiązane równocześnie z równaniem (4).

Do określenia szybkości produkcji/zużywania poszczególnych składników wymagana jest znajomość kinetyki reakcji chemicznych. Ogólny mechanizm reakcji może być zapisany jako (6).

Reguła mechanizmu masowego mówi, że szybkość reakcji w każdym kierunku zależy od stężenia reagentów i stałych szybkości reakcji. Szybkość reakcji „do przodu” opisana jest wzorem (7), a szybkość reakcji „do tyłu” – (8). Reakcja wynikowa jest zdefiniowana jako (9).

Symbol [A] oznacza udział molowy składnika A, a stała szybkości reakcji k określona jest wzorem Arrheniusa [16] (10).

Każdy mechanizm składa się z głównych reakcji, które albo są jawne, albo wymagają składników dodatkowych¹⁾ (TB – *third body*). Główna reakcja może zostać zapisana jako (11).

Dla każdej głównej reakcji, równanie szybkości reakcji opisane jest wzorem (12).

Niektóre główne reakcje wymagają obliczenia dodatkowego składnika TB. Ponieważ obliczenie jego wymaga znajomości szybkości reakcji, różni się więc od równania (2) i powinno być napisane jako (13).

Stężenie TB zawiera więc stężenia wszystkich wchodzących w jego skład czynników. W związku z tym szybkość głównej reakcji można zapisać jako (14).

Współczynniki mogą być obliczone według różnych źródeł, np. wielomianów NASA [17]. W związku z tym szybkość produkcji/zużycia każdego składnika chemicznego może być obliczona jako (15).

Do całościowego rozwiązania zagadnienia potrzebne jest jeszcze jedno równanie – oprócz znanych już równań różniczkowych zmiany temperatury i masy – jest nim równanie (16), opisujące szybkość zmian objętości komory spalania i wywodzi się ono z klasycznej teorii silników spalinowych [18].

Zdefiniowanie dq/dt zwykle wymaga przyjęcia modelu wymiany ciepła Woschniego, ale dzięki znacznej szybkości spalania w silnikach HCCI, w badaniach użyto zmodyfikowanej zależności, określonej w [19]. Zmodyfikowany model opisany jest zależnością (17), gdzie współczynnik przewodzenia ciepła jest zdefiniowany jako (18).

4. Weryfikacja modelu

Dane doświadczalne posłużyły do weryfikacji zaproponowanego w artykule zerowymiarowego jednostrefowego

¹⁾ Składnik reakcji, który nie bierze bezpośredniego udziału w wymianie molekularnej, ale doprowadza do osiągnięcia poziomu energetycznego cząsteczki poddawanej procesowi molekularnemu lub do reakcji kombinowanej pomiędzy atomami lub rodnikami (przyp. tłum.).

The coefficients can be obtained from different sources like NASA polynomials [17]. So the production/consumption rate of each chemical component can be calculated as,

$$\dot{\omega}_k = \sum_{i=1}^{N_R} R R_i (\dot{v}_{k,i} - v_{k,i}) \quad (15)$$

Now, we need another differential equation beside temperature and species masses to enclose our differential equations system. This equation defines the rate of changes in combustion chamber and would be found in classic engine texts [18] as below,

$$V = V_c \left(1 + \frac{r_c - 1}{2} \left(R + 1 - \cos\theta - \sqrt{R^2 - \sin^2\theta} \right) \right) \quad (16)$$

For defining dq/dt , we usually use Woschni heat transfer model but due to rapid combustion period of HCCI engines, a modified relation [19] has been used in this paper. This modified model describes,

$$\frac{dq}{dt} = hA(T - T_w) \quad (17)$$

Where the convection heat transfer coefficient is,

$$h = 129.8B^{-0.2}P^{0.8}T^{-0.55} \left(2.25S_p + f(P) \right)^{0.8} \quad (18)$$

$$f(P) = 3.34 \times 10^{-4} \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (P - P_{mot})$$

4. Model Validation

Experimental data from referenced works has been used to validate the developed zerodimensional single zone model. Two engines with different geometry and operational conditions have been tested to ensure the model accuracy. The engines' geometry is shown in table 1, and table 2 indicates the engines' operational conditions.

Figure 2 shows the pressure trend in engine no.1. The experimental results are derived from reference [6].

As shown in figure 2, the model can predict the operational conditions of an HCCI engine with appropriate accuracy. Figures 3 and 4 which are the model results for engine no. 2 and compared with experimental data in reference [20] also show the same accuracy. Similar to all zero dimensional models, the pick cylinder pressure/temperature is higher that the experimental results, and also occur earlier. This is because of:

- The homogeneity of combustion chamber is the main assumption of single zone models. But in real cases, there are some in-homogeneities in air/fuel mixture at IVC and also during the engine strokes, the near-wall areas has lower temperature because of heat transfer to cylinder wall.
- HCCI combustion occurs in short period, low temperature and high pressure. So, a fraction of fuel enters the crevices and do not ignite. As the single zone models neglect the crevices, there would be a difference between model and real operation.

modelu. Do weryfikacji wykorzystano dwa silniki o różnych wymiarach geometrycznych i parametrach eksploatacyjnych. Wymiary geometryczne zaprezentowano w tab. 1, a w tab. 2 zamieszczono podstawowe parametry operacyjne.

Table 1. Geometry of tested engines

Tabela 1. Parametry geometryczne silników użytych do weryfikacji

	Engine No. 1	Engine No. 2
Name/nazwa	Volvo TD 100	Caterpillar 3500
Bore/średnica [mm]	120.65	170
Stroke/skok [mm]	140	190
Rod length/długość korbowa [mm]	260	350
Compression ratio/stopień sprężania	19.8	17
IVC (ABDC)	13	20
EVO (BBDC)	39	40
Speed/prędkość obrotowa [rpm]	1000	1500

Table 2. Operational conditions of tested engines

Tabela 2. Parametry operacyjne badanych silników

	Engine No.1	Engine No.2
Inlet manifold pressure/ciśnienie w kolektorze dolotowym [bar]	1	2
Equivalence ratio/współczynnik równoważności	0.3	0.3
Cylinder wall temperature/temperatura ścianek cylindra [K]	400	375
Fuel/paliwo	99% Methane + 1% Propane	100% Methane

Na rysunku 2 pokazano zmiany ciśnienia w cylindrze dla silnika opisanego numerem 1. Wyniki doświadczalne zaczerpnięto z pozycji [6].

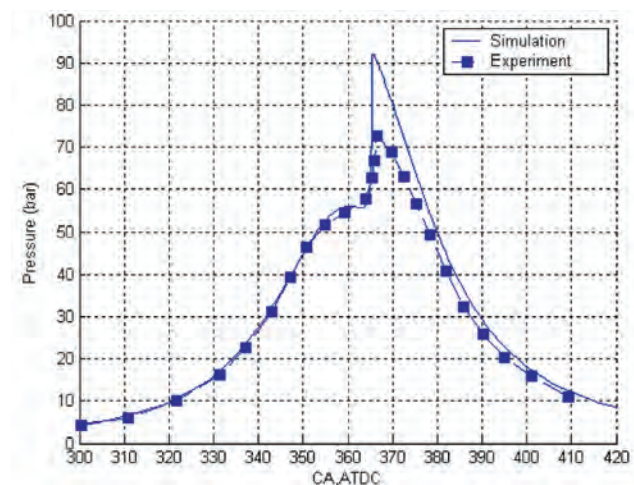


Fig. 2. Pressure trend versus crank angle in engine no. 1

Rys. 2. Zmiana ciśnienia w cylindrze jako funkcja kąta obrotu walu korbowego (silnik nr 1)

Single zone models are widely used because of their high calculation speed, exact prediction of SOC and accurate determination of NO_x [6, 8, 10 and 20]. For comparison studies, the relative changes are significant so the global inaccuracy of the model could be neglected and the zero-dimensional single zone models are well suited for this purpose [21]. So due to the target of this paper, the developed model can be used without any problems.

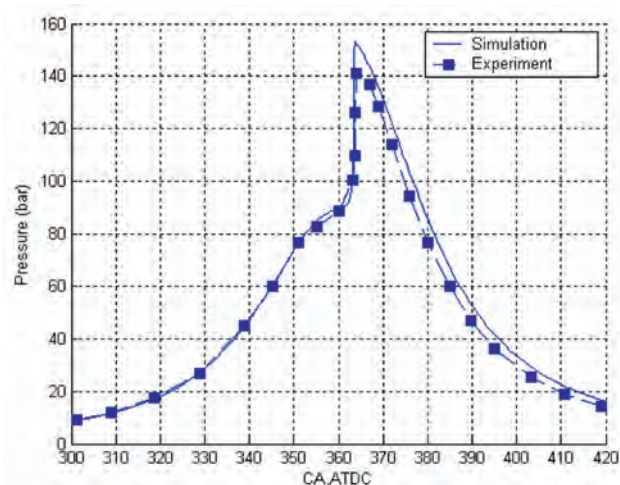


Fig. 3. Pressure trend versus crank angle in engine no. 2

Rys. 3. Zmiana ciśnienia w cylindrze jako funkcja kąta obrotu wału korbowego (silnik nr 2)

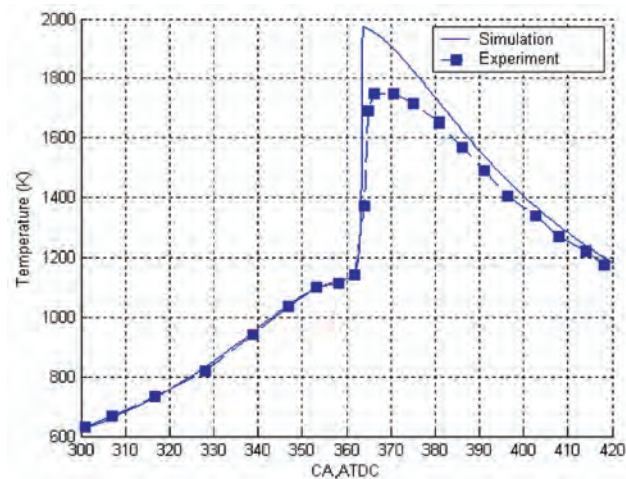


Fig. 4. Temperature trend versus crank angle in engine no. 2

Rys. 4. Zmiana temperatury w cylindrze jako funkcja kąta obrotu wału korbowego (silnik nr 2)

5. Results and discussions

The developed code has been run several times to investigate the influence of different parameters on operational characteristics of an HCCI engine. At first, the influence of inlet air/fuel temperature has been studied. This work was done for engine no. 1 with 1 bar initial pressure, 0.3 equivalence ratio and 99% methane + 1% propane fuel. The initial temperature was changed from 400 K to 600 K in 4 steps. The results are shown in figure 5. The primary reaction rates will increase when the initial temperature is higher so the combustion occurs earlier. But it should be mentioned that the increased initial temperature will decrease volume and thermal efficiency and also the amount of entering fuel. So it will lead to decreasing output power.

The best SOC timing depends on several parameters but totally the best time is just before TDC. Figure 6 shows the influence of a more limited range of initial temperature on SOC. The conditions are like figure (3) but the temperature changes from 380 K to 470 K in 7 steps.

At initial temperature of 380 K, the combustion did not occur, but increasing the temperature to 395 K would start the combustion. In this case, SOC occurs after TDC. SOC occur 3–5 CAD earlier with every 15 K increase in initial temperature. Although the best SOC depends on several parameters but in this special case, we can conclude that the best initial temperature is 410 K because SOC occurs just before TDC and the maximum pressure is higher than other cases. The maximum value of in cylinder pressure directly increase the engine output power.

Na podstawie zaprezentowanego przebiegu zmian ciśnienia w cylindrze (rys. 2) zaproponowany model dobrze odzwierciedla parametry operacyjne silnika HCCI. Przebiegi zmiany ciśnienia (rys. 3) i temperatury (rys. 4) w cylindrze, które są wynikiem symulacji dla silnika nr 2, porównano z doświadczalnymi danymi z [20]; ukazują one podobną dokładność do uzyskanej dla silnika nr 1. Podobne do wszystkich zerowymiarowych modeli uzyskane wartości ciśnienia

i temperatury w cylindrze są wyższe od doświadczalnych, a jednocześnie występują dla wcześniejszego położenia kąтового wału korbowego. Główne powody tego stanu, to:

- jednorodność składu mieszaniny w komorze spalania jest głównym założeniem jednostrefowego modelu; w rzeczywistych warunkach występuje niejednorodność składu powietrze/paliwo po zamknięciu zaworu dolotowego, jak również podczas ruchu tłoka, obszary przyścienne mają niższą temperaturę z powodu przepływu ciepła do ścianek cylindra;
- spalanie następuje szybko, w niskiej temperaturze i przy wysokim ciśnieniu; pod wpływem efektu szczelinowego nie jest zapalana niewielka ilość paliwa; ponieważ jednostrefowe modele nie uwzględniają tego efektu, występują różnice między modelem a rzeczywistą pracą silnika.

Jednowymiarowych modeli spalania używa się z powodu dużej szybkości obliczeń, precyzyjnego określania początku spalania oraz dokładnego szacowania emisji tlenków azotu [6, 8, 10, 20]. Do celów porównawczych z powodzeniem mogą być stosowane zerowymiarowe modele jednostrefowe [21].

5. Wyniki i ich analiza

Wyniki badań sprawdzano kilkakrotnie w celu zbadania wpływu różnych parametrów na warunki pracy silnika HCCI. Pierwszym badanym parametrem był wpływ temperatury mieszaniny powietrza na wlocie do silnika. Badania wykonano dla silnika nr 1 z ciśnieniem początkowym wynoszącym 1 bar, stosunkiem paliwo–powietrze wynoszącym 0,3 oraz składem paliwa – 99% metanu i 1% propanu. Temperatura początkowa była zmieniona od

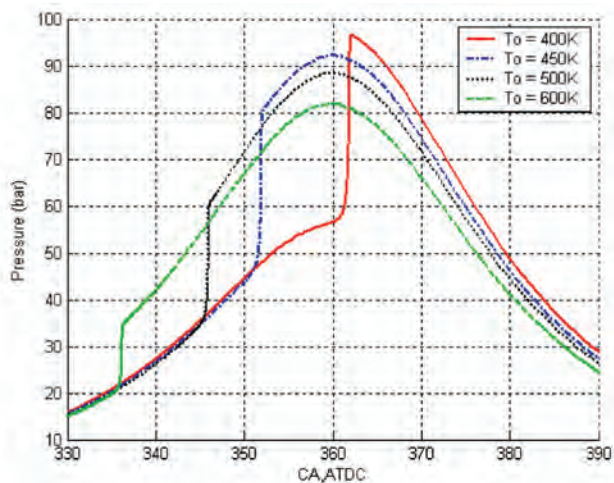


Fig. 5. The influence of initial temperature on pressure trend and SOC in engine no. 1

Rys. 5. Wpływ początkowej temperatury na wartość ciśnienia i początek spalania (silnik nr 1)

Methane (CH₄) is the main component of natural gas. In general terms, low temperature oxidation of methane is initiated by the generation of hydroperoxy radical via reaction,



The hydroperoxy radical is stable at low temperatures but the methyl radical is quickly decomposed in a chain propagating reaction [22]. So the chemical progress is usually quantified with hydroperoxy radical generation, which is plotted in figure 7. This figure is plotted for two cases:

- 1) no combustion (initial temperature of 380 K)
- 2) combustion (initial temperature of 410 K)

In "combustion" case, the mole fraction of hydroperoxy radical increases immediately but the trend for "no combustion" case is so low and totally because of isentropic increase of temperature via volume change.

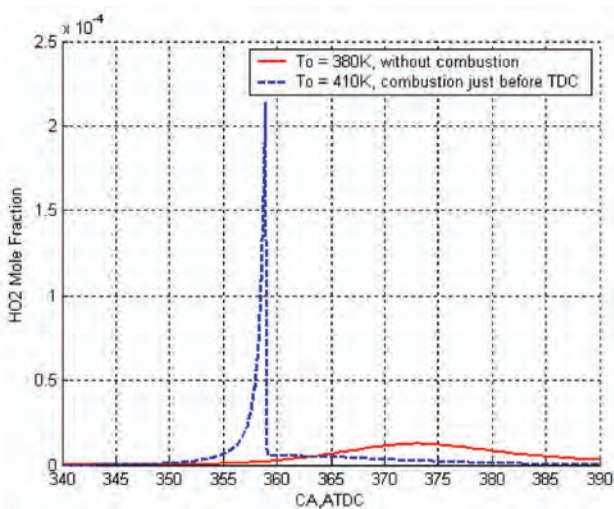


Fig. 7. Comparison between hydroperoxy mole fraction changes for combustion and no combustion cases in engine no. 1

Rys. 7. Porównanie udziału molowego uwodnionego rodnika dla przypadku ze spalaniem i bez spalania (silnik nr 1)

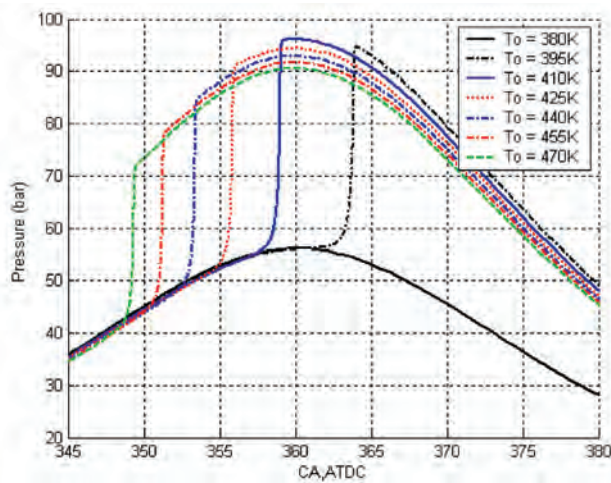


Fig. 6. The influence of limited range of initial temperature on maximum value of pressure and SOC in engine no. 1

Rys. 6. Wpływ początkowej temperatury na maksymalną wartość ciśnienia i początek spalania (silnik nr 1)

400 do 600 K w 4 punktach. Wyniki pomiarów pokazano na rys. 5. Szybkość reakcji zwiększa się wraz ze wzrostem temperatury, a jednocześnie wcześniej następuje samozapłon. Należy jednak zaznaczyć, że przy wzroście temperatury początkowej zmniejsza się objętość, maleje również współczynnik przejmowania ciepła i ilość doprowadzonego paliwa. Prowadzi to także do zmniejszania uzyskiwanej mocy.

Najlepszy początek spalania zależy od kilku parametrów, ale optymalny znajduje się tuż przed GMP. Na rysunku 6 pokazano wpływ początkowej temperatury na początek spalania. Warunki przeprowadzenia testu są podobne do tych z rys. 3, lecz zmiany temperatury wykonano od 380 do 470 K w 7 punktach.

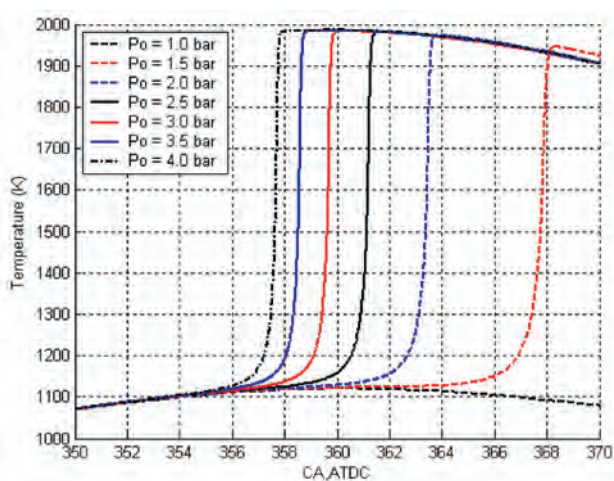


Fig. 8. The influence of initial pressure on temperature trend and SOC in engine no. 2

Rys. 8. Wpływ początkowego ciśnienia dołotu na zmianę temperatury w cylindrze (silnik nr 2)

The pressure of inlet air/fuel mixture is another effective parameter on HCCI engine operation. It could be adjusted by engine turbo-charging. Figure 8 shows the influence of intake pressure in SOC in engine no. 2 with initial temperature of 420 K and equivalence ratio of 0.3. As shown in the figure, initial pressure of 1 bar do not lead to combustion and by increasing the intake pressure the combustion will appear. The most interesting fact is that, the initial pressure changes do not affect on the maximum value of the in cylinder temperature.

Totally, HCCI engines are lean-burn engines due to their combustion concept, for instance, equivalence ratio of natural gas HCCI engines is in the order of 0.3. The influence of equivalence ratio is plotted in figure 9. This study has been done for engine no. 2 with initial temperature of 420 K. In lower equivalence ratios, SOC occurs earlier but with lower temperature peak value. Increasing fuel concentration delays SOC but increase the maximum temperature/pressure. This increasing is good only for a limited range because extreme high temperature/pressure will lead to mechanical damages to engine. In higher equivalence ratios (eg. 0.7), the combustion do not occur because the temperature and pressure are not appropriate for auto ignition of this rich mixture.

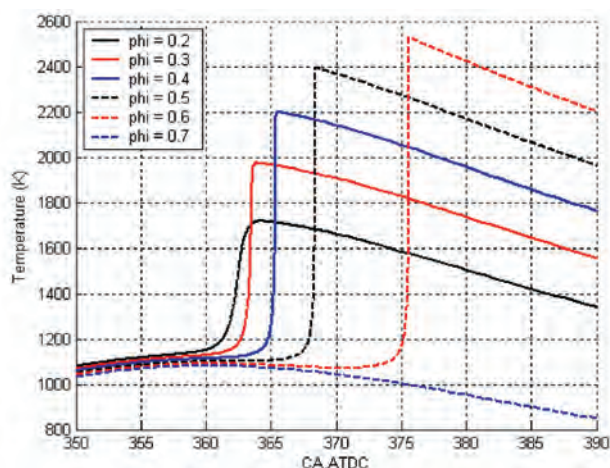


Fig. 9. The influence of equivalence ratio on temperature trend and SOC in engine no. 2

Rys. 9. Wpływ stosunku równoważności na wzrost temperatury i początek spalania (silnik nr 2)

6. Conclusion

The results of this study can be summarized as below:

- zero-dimensional single zone model can predict SOC of HCCI engine with appropriate accuracy. Although it has a little error in defining some parameters but it is suitable for comparison studies
- the model developed in this paper can predict HCCI operational characteristics with appropriate accuracy
- initial temperature of inlet air/fuel mixture has an effective rule on combustion trend of HCCI engine. SOC will occur earlier with increasing initial temperature. When

W temperaturze początkowej 380 K zapłon nie nastąpił, ale wzrost temperatury do 395 K powoduje wystąpienie zapłonu. Wtedy początek spalania następuje po GMP. Początek spalania następuje 3–5° OWK wcześniej przy zwiększeniu temperatury początkowej o każde 15 K. Pomimo że optymalny początek spalania zależy od kilku parametrów, w przeprowadzonych badaniach określono, że najlepsza początkowa temperatura to 410 K, gdyż początek spalania następuje tuż przed GMP, a uzyskiwane ciśnienie jest wyższe niż w innych przypadkach. Maksymalna wartość ciśnienia w cylindrze bezpośrednio zwiększa moc silnika.

Metan (CH_4) jest główną częścią składową gazu ziemnego. Ogólnie, niska temperatura utleniania metanu jest inicjowana zgodnie z reakcją (19).

Uwodniony rodnik jest stały w niskich temperaturach, lecz rodnik metylu szybko jest rozkładany w procesie rozpoczynającym reakcję [22]. Ten chemiczny proces jest zwykle związany z tworzeniem uwodnionych rodników (rys. 7). Na rysunku tym wyznaczono dwa przebiegi:

- bez spalania (początkowa temperatura 380 K)
- ze spalaniem (początkowa temperatura 410 K).

Dla przypadku „ze spalaniem”, udział molowy uwodnionego rodnika wzrasta bardzo gwałtownie, natomiast dla przebiegu „bez spalania” – udział molowy jest na niskim poziomie.

Ciśnienie dolotu mieszanki powietrza i paliwa jest kolejnym efektywnym parametrem wpływającym na pracę silnika HCCI. Zależność ta mogłaby być wykorzystana do silników doładowanych. Na rysunku 8 przedstawiono wpływ ciśnienia dolotu na początek spalania dla silnika nr 2 z początkową temperaturą 420 K i przy stosunku równoważności 0,3 (paliwo/powietrze). Przy ciśnieniu początkowym wynoszącym 1 bar spalanie nie występuje, zwiększenie ciśnienia dolotu powoduje zapoczątkowanie spalania. Interesujące jest, że zmiana ciśnienia dolotu nie powoduje zmiany maksymalnej temperatury występującej w cylindrze.

Silniki HCCI spalające ubogie mieszanki mogą być zasilane gazem ziemnym przy stosunku paliwa do powietrza wynoszącym 0,3. Wpływ zmian tej wartości ma maksymalną temperaturę spalania pokazano na rys. 9. Badania przeprowadzono dla silnika nr 2, z początkową temperaturą mieszanki wynoszącą 420 K. Przy małych stosunkach równoważności paliwa do powietrza, początek zapłonu następuje wcześniej, ale z niższą maksymalną temperaturą spalania. Zwiększając koncentrację paliwa, opóźnia się początek zapłonu, lecz zwiększa się maksymalna temperatura i ciśnienie spalania. Wzrost tych wartości można stosować w ograniczonym zakresie, nie dopuszczając do mechanicznego (lub cieplnego) uszkodzenia silnika. Dla dużych stosunków równoważności (powyżej 0,7) zapłon mieszanki nie następuje, ponieważ nie ma warunków do jej samozapłonu.

6. Wnioski

Podsumowanie wyników badań:

- zerowymiarowy jednostrefowy model można wykorzystać do określenia początku spalania w silniku HCCI z wymaganą dokładnością; można jednocześnie wykorzystać ją do porównywania wybranych parametrów,

- SOC occurs before TDC, increasing initial temperature would lead to decreasing in peak value of in cylinder temperature
- rapid increasing of hydroperoxy (HO_2) is a quantitative device for predicting SOC
- SOC will occur earlier with increasing inlet pressure but there would no significant changes in temperature peak value near TDC
- the best operational conditions of HCCI engines happen in lean-burn cases
- the combustion process of a natural gas HCCI engine will disappear by increasing the equivalence ratio above a limited range.

- za pomocą modelu rozpatrywanego w artykule przewidywano z dużą dokładnością parametry pracy silnika
- początkowa temperatura dolotu mieszaniny powietrza i paliwa ma wpływ na spalanie w silniku HCCI; początek spalania występuje wcześniej w miarę zwiększania początkowej temperatury dolotu; gdy początek spalania występuje przed GMP, wzrost temperatury dolotu powoduje zmniejszanie maksymalnej temperatury spalania
- gwałtowny wzrost rodnika HO_2 jest miernikiem wystąpienia początku spalania
- początek spalania występuje wcześniej w miarę zwiększania ciśnienia dolotu, ale nie wnosi żadnych zmian w maksymalnej temperaturze spalania
- najlepsze warunki pracy silników HCCI występują dla mieszanek ubogich
- spalanie w silniku HCCI zasilanym gazem ziemnym zanika przy zwiększaniu stosunku równoważności poza zakres zapalności mieszanki.

Artykuł recenzowany

Nomenclature/Oznaczenia

A	area/obszar
a	enhance factor of third body/współczynnik wzrostu TB
A_{Ar}	arrhenius coefficient/współczynnik Arrheniusa
B	bore/średnica
C_v	specific heat in constant volume/ciepło właściwe przy stałej objętości
E_a	activation energy/energia aktywacji
h	convection heat transfer coefficient/konwekcyjny współczynnik przejmowania ciepła
i	counter/licznik
k	counter/licznik
k_b	backward reaction rate constant/stała szybkości reakcji “do tyłu”
k_f	forward reaction rate constant/stała szybkości reakcji “do przodu”
M_i	molar weight of component i/masa molowa składnika i
m	mass/masa
N_R	number of reactions/numer reakcji
N_S	number of species/numer składnika
P	pressure/ciśnienie
P_m	motoring Pressure/ciśnienie sprężania
P_r	reference pressure at IVC/ciśnienie odniesienia przy zamknięciu zaworu dolotowego
Q	heat/ciepło
q	heat transfer to cylinder wall/ciepło przekazane do ścianek cylindra
R	rod length/cranks radius ration/długość korbowodu
R_u	universal gas constant/universalna stała gazowa
r_c	compression ratio/stożenie sprężania
RR_b	backward reaction rate/szybkość reakcji “do tyłu”
RR_f	forward reaction rate/szybkość reakcji “do przodu”
RR_i	rate of reaction i/szybkość i-tej reakcji
S_i	component i/składnik i
S_p	average piston speed/średnia prędkość tłoka
T	temperature/temperatura

T_r	reference temperature at IVC/temperatura odniesienia przy zamknięciu zaworu dolotowego
T_w	cylinder wall temperature/temperatura ścianki cylindra
TB	third body/składnik dodatkowy
U	internal energy/energia wewnętrzna
u	specific internal energy/jednostkowa energia wewnętrzna
u_i	specific internal energy of component i/jednostkowa energia wewnętrzna składnika i
V	volume/objętość
V_c	clearance volume/objętość komory spalania
V_d	displacement volume/pojemność skokowa
V_r	reference volume at IVC/objętość odniesienia przy zamknięciu zaworu dolotowego
$V_{i,k}$	stoichiometric coefficient of component i in forward direction of reaction k/stechiometryczny współczynnik składnika i dla reakcji k “do przodu”
$V''_{i,k}$	stoichiometric coefficient of component i in backward direction of reaction k/stechiometryczny współczynnik składnika i dla reakcji k “do tyłu”
W	work/praca
y_i	mole fraction of component i/udział molowy składnika i
β	arrhenius coefficient/współczynnik Arrheniusa
θ	crank angle/kąt obrotu wału korbowego
ρ	density/gęstość
$\dot{\omega}_i$	production(consumption) rate of component i/ szybkość produkcji (zuzycia) składnika i

Abbreviations/Skróty

ABDC	after bottom dead center/po dolnym martwym punkcie
ATAC	Active Thermo-Atmospheric Combustion/aktywny zapłon termiczny
ATDC	after top dead center/po górnym martwym punkcie
BBDC	before bottom dead center/przed dolnym martwym punktem
CA	crank angle/stożenie obrotu
CFD	Computational Fluid Dynamics/komputerowa dynamika płynów

DME	di-methyl ether/ <i>eter dimetylowy</i>	IVC	inlet valve closing/ <i>zamknięcie zaworu dolotowego</i>
EGR	exhaust gas residual/ <i>udział gazów spalinowych</i>	NO _x	oxides of nitrogen/ <i>tlenki azotu</i>
EVO	exhaust valve opening/ <i>otwarcie zaworu wylotowego</i>	PM	particulate matter/ <i>cząstki stałe</i>
GRI	Gas Research Institute/ <i>Instytut Badawczy Gazów</i>	SI	spark ignition/ <i>zapłon iskrowy</i>
HCCI	homogenous charge compression ignition/ <i>samoczynny zapłon ładunku homogenicznego</i>	SOC	start of combustion/ <i>początek spalania</i>

Bibliography/Literatura

- [1] Onishi S., Hong Jo S., Shoda K., Kato S.: Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – A New Combustion Process for Internal Combustion Engines, SAE Paper No. 790501, (1979).
- [2] Noguchi M., Tanaka T., Takeuchi, Y.: A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion, SAE Paper No. 790840, (1979).
- [3] Najt P.M., Foster D.E.: Compression-Ignited Homogenous Charge Combustion, SAE Paper No. 830264, (1983).
- [4] Thring R.H.: Homogenous Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines, SAE Paper No. 892068, (1989).
- [5] Ryan T.W., Callahan T.: Homogenous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel, SAE Paper No. 961160, (1996).
- [6] Fiveland S. B., Christensen M., Johansson B., Hiltner J., Mauss F., Assanis D.N.: Experimental and Simulated Results Detailing the Sensitivity of natural Gas HCCI Engines to Fuel Composition, SAE Paper No. 2001-01-3609, (2001).
- [7] Stanglmaier R.H., Roberts C.E.: Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises and Future Engine Applications, SAE Paper No. 1999-01-3682, (1999).
- [8] Wang Z., Shuai S.J., Wang J.X., Tian G.H., An X.L.: Modeling of HCCI Combustion: From 0D to 3D, SAE Paper No. 2006-01-1364, (2006).
- [9] Hosseini V., Neill W.S., Checkel M.D.: Controlling N-Heptane HCCI Combustion with Partial Reforming: Experimental Results and Modeling Analysis, Proceeding of the ASME International Combustion Engine Division, Spring Technical Conference, ICES, 2008.
- [10] Shahangian S. N., Keshavarz M., Javidrad G., Begheri N., Jazayeri S.A.: A Theoretical Study on Performance and Combustion Characteristics of HCCI Engine Operating with Diesel Surrogate Fuels: NHeptane, Dimethyl Ether, Proceeding of the ASME International Combustion Engine Division, Spring Technical Conference, ICES, 2008.
- [11] Orlandini I., Kulzer A., Weberbauer F., Rauscher M.: Simulation of Self Ignition in HCCI and Partial HCCI Engines Using a Reduced Order Model, SAE Paper No. 2005- 01-0159, (2005).
- [12] Jeffrey M.G.: Numerical Modeling of Charge Stratification for the Combustion Control of HCCI Engines, SAE Paper No. 2005-01-3722, (2005).
- [13] Gharabaghi S., Wilson T.S., Xu H., Cryan S., Richardson S., Wyszynski M.L., Misztal J.: Modeling and Experimental Investigations of Supercharged HCCI Engines, SAE Paper No. 2006-01-0634, (2006).
- [14] Kongsereeparp P., Checkerl M.D.: Novel Method of Setting Initial Conditions for Multi-Zone HCCI Combustion Modeling, SAE Paper No. 2007-01-0674, (2007).
- [15] www.me.berkeley.edu/gri_mech
- [16] Kuo, Kenneth Kuan-Yun, Principles of Combustion, John Wiley & Sons, Inc. , 1st Edition, 1986.
- [17] homepages.vub.ac.be/~akonnov/science/mechanism/texts/mech0_4.txt
- [18] Heywood, John B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, 1st Edition, 1988.
- [19] Chang J., Guralp O., Filipi Z., Assanis D., Kuo T.W., Najt P., Rask R.: New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux, SAE Paper No. 2004-01-2996, (2004).
- [20] Fiveland S.B., Assanis D.N.: Development and Validation of a Quasi-Dimensional Model for HCCI Engine Performance and Emissions Studies under Turbocharged Conditions, SAE Paper No. 2002-01-1757, (2002).
- [21] Morsy M.H.: Ignition Control of Methane Fueled Homogenous Charge Compression Ignition Engines Using Additives, Fuel 86 (2007), pp 533-540, 2007.
- [22] Aceves A.M., Flowers D.L., Westbrook C.K., Smith J.R., Dibbe R.: A Multi-Zone Model for Prediction of HCCI Combustion and Emissions, SAE Paper No. 2000-01-0327, (2000).

Mr. Jazayeri Seyed Ali – Assistant Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at K. N. Toosi University of Technology.

Dr Jazayeri S. Ali jest docentem na Wydziale Mechanicznym Khajeh Nasir Toosi University of Technology w Teheranie, Iran.

e-mail: jazayeri@kntu.ac.ir



Mr. Jahanian Omid, PhD. – Researcher in the Faculty of Mechanical Engineering at K.N. Toosi University of Technology.

Dr Jahanian Omid jest pracownikiem naukowym na Wydziale Mechanicznym Khajeh Nasir Toosi University of Technology w Teheranie, Iran.



Theoretical analysis of cooperation of a turbocharger with a sequentially turbocharged engine

The paper presents fundamentals characterising the operation of turbochargers and the dependencies essential for the calculation (the use of balance equations of a turbocharger this purpose) of the total efficiency of a compressor set with respect to the power balance of the respective devices of a turbine. For the assumed conditions of the engine operation – an optimum power distribution has been carried out on the basis of a theoretical analysis as far as the total efficiency is concerned in the compressor set and in the turbine set of a supercharging device. The required pressure drops in the turbine, essential to ensure the power in the compressor have been carried out with respect to the efficiency of each device.

Key words: sequential turbocharging, total efficiency of a supercharging device, optimum power distribution of turbochargers

Teoretyczna analiza współpracy turbosprężarkowego urządzenia doładowującego z silnikiem z doładowaniem zakresowym

W artykule przedstawiono zasadnicze wielkości charakteryzujące pracę turbosprężarek oraz zależności niezbędne do obliczenia całkowitej sprawności zespołu sprężarkowego przy uwzględnieniu równowagi mocy z odpowiednimi urządzeniami zespołu turbinowego, wykorzystując do tego celu równania bilansowe turbosprężarki. Następnie, dla założonych warunków pracy silnika, na drodze analizy teoretycznej, dokonano optymalnego pod względem sprawności całkowitej podziału mocy w zespołach sprężarkowych oraz turbinowych urządzenia doładowującego. Określono wymagane spadki ciśnienia po stronie turbin konieczne do zapewnienia mocy potrzebnej po stronie sprężarek przy uwzględnieniu sprawności każdego urządzenia.

Słowa kluczowe: doładowanie zakresowe, całkowita sprawność układu doładowującego, podział mocy turbosprężarek

1. Introduction

The most efficient way to increase the maximum value of the mean effective pressure is engine supercharging. The greatest possibilities within this scope are created by the application of turbocharging, the advantages of which – with a simultaneous reduction of the disadvantages – show a particular usefulness of such a type of supercharging in the future engine designs developed along with the downsizing concepts. This led to a situation where a turbocharger has become one of the most important units of a modern engine. The requirements imposed on turbochargers increase along with the growth in the power of engines and ensuring high values of supercharging pressure required at high supercharging stages in the rated operating conditions is of fundamental significance as well as ensuring adequate supercharging efficiency at part loads. At the same time it is desired to keep the required efficiency of a supercharging device, its promptness in the response to sudden changes in the engine operating conditions as well as its reliability.

Certain possibilities to meet these contradictory requirements are created by the application of variable geometry turbochargers (VTG) that have established their position as a solution predominant in Diesel engines designed for passenger and heavy duty vehicles. At the same time the limits of a single-stage supercharging have become apparent, where the whole characteristic of a compressor is used, covering with its range the areas where the compression efficiency is

1. Wstęp

Najsukuteczniejszym sposobem zwiększenia maksymalnej wartości średniego ciśnienia użytecznego jest doładowanie silnika. Największe możliwości w tym zakresie stwarza zastosowanie doładowania turbosprężarkowego, którego zalety, przy jednoczesnym ograniczeniu niekorzystnych cech, wskazują na szczególne znaczenie tego typu doładowania w przyszłych konstrukcjach silników opracowywanych zgodnie z koncepcjami downsizingu. Spowodowało to, że turbosprężarka stała się jednym z najważniejszych zespołów współczesnego silnika. Ze wzrostem mocy silników zwiększają się wymagania stawiane turbosprężarkom, przy czym zasadnicze znaczenie ma zapewnienie wysokich wartości ciśnienia doładowania, wymaganych przy dużych stopniach doładowania w znamionowych warunkach pracy oraz odpowiedniej wydajności doładowania przy obciążeniach częściowych. Jednocześnie pożądane jest zachowanie wymaganej sprawności urządzenia doładowującego, szybkości jego reakcji na gwałtowne zmiany warunków pracy silnika oraz niezawodności.

Pewne możliwości spełnienia tych sprzecznych wymagań stwarza zastosowanie turbosprężarek o zmiennym kącie nachylenia łopatek kierownicy turbiny VTG, które utrwaliły swoją pozycję, jako rozwiązanie dominujące w silnikach o ZS przeznaczonych do samochodów osobowych i dostawczych. Jednocześnie uwidoczniły się granice doładowania jednostopniowego, w którym z konieczności

very low. The points of the engine operation can significantly stray from the line of its maximum efficiency. Also the course of the compressor surge line at low intensities of the air flow reduces the possibilities to obtain the required values of the supercharging pressure in the range of lower engine speed. This problem intensifies along with the increase in the rated power and with the extension of the range of the usable engine speed.

The application of sequential turbocharging can be a solution to these problems where two turbochargers are used, most often of different size, connected in a parallel configuration with the possibility of disconnecting one of them. Supercharging of such a type has been known and used since the mid 80's of the 20th century; however a significant increase in the interest in its further development possibilities has taken place in recent years [7, 10, 13]. It has been demonstrated by the supercharging systems used recently in the mass-produced cars with Diesel engines made by BMW and Opel, very similar in design and described with the term of "Twin-Turbo". In these systems, two turbochargers of different size have been used but – as opposed to the sequential turbocharging – operating in series at certain range of engine speeds [12, 14].

Such systems provide the possibility of obtaining both high power concentration in the rated conditions and clear improvement of the course of the maximum torque in the characteristics of full power at low and medium engine speeds. This can be achieved at the same time keeping the fuel consumption on a good level in the conditions of part loads. The advantages of such supercharging show a significant potential for further improvement of the properties of turbocharged vehicle engines, and they determine the appropriateness of carrying out research into their application not only in the passenger but also utility vehicles engines.

2. Problem description

A significant inconvenience of such a system reported in the literature [2, 4, 5, 6 11, 15] and confirmed with the results of own observations [8] are the disturbances in the engine operation taking place during the switching of the turbochargers. When a turbocharger of the second sequence is engaged, the compression drops below the values obtained with the first turbocharger in operation. The result of that is the discontinuity of the characteristics of the engine supercharging typical of stepwise (rough) switching of the turbochargers. This is a disadvantageous phenomenon as it leads to a sudden drop in the torque in the characteristic of the engine supercharging and is the reason for a drop in other engine operating parameters.

It results from the tests presented in [4, 5] that in such systems with a rough turbocharger switch, the conditions for obtaining the most advantageous course of the engine characteristics is to use turbochargers of different size. Rough switching of the second, smaller turbocharger allows a reduction of the supercharging discontinuity in the characteristics and a reduction of drop in the engine torque, and the switching process can be effected at a significantly higher engine speed. However, with the increased size of a turbocharger used in the lower range of the engine speed, significantly lower super-

wykorzystywana jest cała charakterystyka sprężarki, obejmująca również obszary, gdzie sprawność sprężania jest bardzo mała. Punkty pracy silnika mogą znacznie odbiegać od linii jej maksymalnej sprawności. Również przebieg granicy pompowania sprężarki ogranicza możliwości uzyskania wymaganych wartości ciśnienia doładowania przy niewielkich natężeniach przepływu powietrza w zakresie mniejszej prędkości obrotowej silnika. Problem ten nasila się wraz ze wzrostem mocy znamionowej oraz rozszerzeniem zakresu użytecznej prędkości obrotowej silnika.

Rozwiązaniem tych problemów może być zastosowanie doładowania zakresowego, w którym wykorzystywane są zazwyczaj dwie turbosprężarki, najczęściej różnej wielkości, połączone równolegle z możliwością odłączania jednej z nich. Doładowanie tego typu jest znane i stosowane już od połowy lat 80. XX wieku, jednak w ostatnich latach nastąpił wyraźny wzrost zainteresowania jego możliwościami rozwojowymi [7, 10, 13]. Wskazują na to zastosowane ostatnio w seryjnie wytwarzanych samochodach osobowych z silnikami o ZS firm BMW i Opel układy doładowania, bardzo zbliżone konstrukcyjnie i określane terminem „Twin-Turbo”. W układach tych również wykorzystane zostały dwie turbosprężarki różnej wielkości, lecz w przeciwieństwie do doładowania zakresowego pracujące w pewnym zakresie prędkości obrotowych silnika również w układzie szeregowym [12, 14].

Układy tego typu dają możliwości uzyskiwania zarówno dużej koncentracji mocy w warunkach znamionowych, jak i wyraźnej poprawy przebiegu krzywej maksymalnego momentu obrotowego na charakterystyce pełnej mocy, przy małych i średnich wartościach prędkości obrotowej silnika. Można to uzyskać przy jednoczesnym zachowaniu korzystnych wartości zużycia paliwa w warunkach obciążeń częściowych. Zalety takiego doładowania wskazują na znaczny potencjał dalszej poprawy właściwości turbodoładowanych silników samochodowych oraz określają celowość prowadzenia badań w kierunku ich zastosowania nie tylko w silnikach samochodów osobowych, lecz również pojazdów użytkowych.

2. Opis problemu

Istotną niedogodnością takiego układu, sygnalizowaną w literaturze [2, 4, 5, 6 11, 15] oraz potwierdzoną wynikami własnych obserwacji [8], są zaburzenia w pracy silnika występujące podczas przełączania turbosprężarek. Kiedy włączana jest turbosprężarka drugiego zakresu, spręż spada poniżej wartości uzyskiwanej przy pracującej pierwszej turbosprężarce. Rezultatem tego jest typowa dla skokowego przełączania turbosprężarek nieciągłość charakterystyki doładowania silnika. Jest to zjawisko niekorzystne, gdyż prowadzi do gwałtownego spadku momentu obrotowego na charakterystyce silnika i jest przyczyną pogorszenia pozostałych wskaźników pracy.

Z badań przedstawionych w [4, 5] wynika, że w układach tego typu, ze skokowym włączaniem kolejnych turbosprężarek, warunkiem uzyskania najkorzystniejszego przebiegu charakterystyk silnika jest zastosowanie turbosprężarek różnej wielkości. Skokowe włączanie do pracy drugiej, mniejszej turbosprężarki pozwala zredukować nieciągłość

charging pressures are obtained in the power characteristics than in a system with turbochargers of identical size. Such a situation indicates specific problems with the selection of turbochargers that will be a compromise between the possibility of ensuring an advantageous course of the torque and the required engine acceleration in the range of operation of one turbocharger and the value of the torque drop and deterioration of other operating parameters during the switch of the second turbocharger. This turns one's attention to the necessity of a precise diagnosis of the properties of systems of such type in order to identify factors conditioning the formation of such a discontinuity and the possibilities of preventing it.

A gradual engagement of the second turbocharger used e.g. in the Audi engine can be a solution that eliminates the discontinuity of the characteristics of the engine with a sequential turbocharging [2]. However, regardless of the method of engaging of the second sequence turbocharger, adequate power distribution between both the compressor set and the turbine set will play a significant role [1, 3]. This becomes of particular significance for systems with stepwise engaging of the turbochargers. In such systems certain possibilities of reduction of the discontinuity of the engine torque while engaging the second turbocharger can be sought in such a matching of the turbochargers to the engine and ensuring such conditions of cooperation between them that is possible to achieve the highest total efficiency of the supercharging system. The total efficiency of the system consisting of two turbochargers is determined by selected values of the total efficiency of the compressor set and the turbine set. Maintaining high efficiency of the compressor set can be partly compensated by instantaneous changes in the supercharging pressure, thus keeping the required air excess coefficient without the necessity to significantly reduce a fuel charge. In turn, obtaining high values of the turbine set supports the reduction of the exhaust gases outlet choking that – with simultaneous reduction of the demand for power by the compressor set – allows keeping the favourable conditions of the charge exchange. This creates potential possibilities of significant reduction of both the torque drop and rise in the specific fuel consumption.

When matching the turbochargers to an engine with a sequential turbocharging, the necessity to keep adequate distribution of power of the compressor set and the turbine set is important not only because of the total efficiency of the system but also because of the design and properties of the compressors. Particular attention should be drawn to the surge line of the compressors. In the characteristics of the largest compressor of the first sequence, the surge line is flatter than in the characteristics of the smaller compressor of the second sequence. This may cause significant risk of reaching the surge line when – at the increasing load – its power share is too small. This may also cause problems ensuring good values of fuel consumption during operation at part loads. Because of that it is purposeful to strive for a possibly large share of power of the larger compressor of the first sequence, whereas while engaging the smaller compressor of the second sequence, the course of the surge line

charakterystyki doładowania oraz spadek momentu obrotowego silnika, a proces przełączania może być realizowany przy znacznie większej prędkości obrotowej. Jednak przy zwiększonych rozmiarach turbosprężarki wykorzystywanej w dolnym zakresie prędkości obrotowej, na charakterystyce pełnej mocy osiągnane są znacznie mniejsze ciśnienia doładowania niż w układzie z turbosprężarkami jednakowej wielkości. Sytuacja taka wskazuje na problemy z doбором turbosprężarek, który będzie kompromisem pomiędzy możliwością zapewnienia korzystnego przebiegu momentu obrotowego oraz wymaganych przyspieszeń silnika w zakresie pracy jednej turbosprężarki a wielkością spadku momentu obrotowego oraz pogorszenia pozostałych wskaźników operacyjnych podczas włączania drugiej turbosprężarki. Zwraca to uwagę na konieczność dokładnego rozpoznania właściwości układów tego typu w celu identyfikacji czynników warunkujących powstawanie tej nieciągłości oraz możliwości jej przeciwdziałania.

Rozwiązaniem eliminującym nieciągłość charakterystyki silnika z doładowaniem zakresowym może być stopniowe włączanie drugiej turbosprężarki, wykorzystane m.in. w silniku firmy Audi [2]. Jednak niezależnie od sposobu włączania turbosprężarki drugiego zakresu, zasadniczą rolę odgrywać będzie odpowiedni podział mocy między oba urządzenia zespołu sprężarkowego oraz turbinowego [1, 3]. Nabiera to szczególnego znaczenia dla układów ze skokowym włączaniem kolejnych turbosprężarek. W układach tego typu pewne możliwości zmniejszenia nieciągłości momentu obrotowego silnika podczas włączania drugiej turbosprężarki upatrywać można w takim dopasowaniu turbosprężarek do silnika oraz zapewnieniu warunków współpracy między nimi, przy których możliwe będzie osiągnięcie jak największej całkowitej sprawności układu doładowującego. Łączną sprawność układu złożonego z dwóch turbosprężarek określają wyodrębnione wartości sprawności całkowitej zespołu sprężarkowego oraz zespołu turbinowego. Zachowanie dużej sprawności zespołu sprężarkowego może częściowo kompensować chwilowe zmiany ciśnienia doładowania, sprzyjając utrzymaniu wymaganego nadmiaru powietrza bez konieczności istotnej redukcji dawki paliwa. Z kolei uzyskiwanie dużych wartości sprawności zespołu turbinowego sprzyja zmniejszeniu dławienia wylotu spalin, co przy jednoczesnym ograniczeniu zapotrzebowania na moc przez zespół sprężarkowy pozwala na zachowanie korzystnych warunków wymiany ładunku. Stwarza to możliwości istotnego ograniczenia zarówno spadku momentu obrotowego, jak i wzrostu jednostkowego zużycia paliwa.

Podczas doboru turbosprężarek do silnika z doładowaniem zakresowym konieczność zachowania odpowiedniego podziału mocy zespołu sprężarkowego oraz turbinowego jest ważna nie tylko z uwagi na całkowitą sprawność układu, ale również ze względu na budowę i właściwości turbosprężarek. Szczególną uwagę należy zwrócić na granicę pompowania sprężarek. Na charakterystyce większej sprężarki pierwszego zakresu granica pompowania przebiega bardziej płasko niż na charakterystyce mniejszej sprężarki drugiego zakresu. Może to powodować znaczne niebezpieczeństwo osiągnięcia

will be defined – at a determined value of the supercharging pressure created by the operating larger turbocharger – by its minimum required air expenditure that also must comply with the area of a stable compressor operation.

The possibility of application of many combinations of inlet boxes for turbines and rotors of compressors within the range of one turbocharger type dimension is an essential facilitation in the procedure of selection of turbochargers. Such procedure ensures achieving the required match of turbochargers to the engine in the majority of cases.

The balance equations of a turbocharger are the basis for the analysis of the efficiency of the sequential turbocharging system. A diagram of such system has been presented in the Fig. 1, where respective denotations of pressures and temperatures characterising the conditions of the turbochargers' operation have been plotted.

For the assumed conditions of the engine operation, one is to consider a possibility to obtain the highest total efficiency of the turbocharging unit consisting of two turbochargers connected in parallel, with two different flow characteristics. This is connected with the necessity to determine the optimum power distribution of the compressor set and the turbine set as far as the efficiency is concerned. By making use of the balance equations and the fundamental rates characterising the turbochargers' operation one is to carry out calculations of the total efficiency of the compressor set taking into account the power balance with respective devices of the turbine set. This will allow to determine the fundamental parameters of the turbine set required to ensure the power needed on the compressors' side taking into account the efficiency and the stability of operation of each device.

The following conditions of co-operation with the engine apply in the turbocharger:

- the power balance of the N_t turbine and the N_s compressor:

$$N_s = N_t \quad (1)$$

- the speeds of the rotors of the compressor n_s and the turbine n_t are identical and equal to the speed of the turbocharger shaft n_w :

$$n_s = n_t = n_w \quad (2)$$

- the mass balance of the charge flowing through the engine and the turbocharger. The expenditure of exhaust gases flowing through the G_t turbine is equal to the expenditure of the air flowing through the G_s compressor and the G_e fuel consumption less the loss of charge through the G_n leaks:

granicy pompowania, gdy przy wzrastającym obciążeniu jej udział mocy będzie zbyt mały. Może to również stwarzać problemy z zapewnieniem korzystnych wartości zużycia paliwa podczas pracy przy obciążeniach częściowych. Z tych powodów celowe jest dążenie do możliwie dużego udziału mocy większej sprężarki pierwszego zakresu. Natomiast podczas włączania mniejszej sprężarki drugiego zakresu przebieg granicy pompowania określać będzie (przy ustalonej wartości ciśnienia doładowania wytwarzanej przez pracującą większą turbosprężarkę) jej minimalny, wymagany wydatek powietrza, który również musi odpowiadać obszarowi statecznej pracy sprężarki.

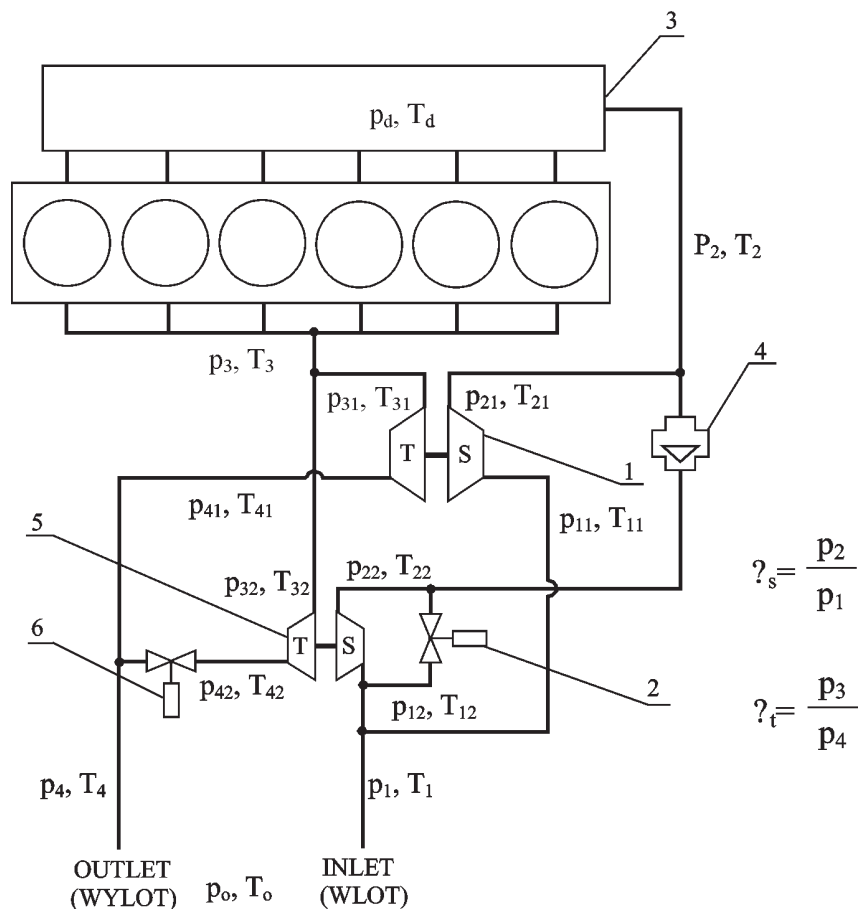


Fig. 1. Diagram of the analysis of efficiency of a sequential turbo-charging system: 1 – first sequence turbocharger, 2 – air release valve, 3 – air equalising tank, 4 – compressor disengaging valve, 5 – second sequence turbocharger, 6 – turbine disengaging valve

Rys. 1. Schemat do analizy sprawności układu doładowania zakresowego: 1 – turbosprężarka pierwszego zakresu, 2 – zawór upustowy powietrza, 3 – zbiornik wyrównawczy powietrza, 4 – zawór włączający sprężarkę, 5 – turbosprężarka drugiego zakresu, 6 – zawór włączający turbinę

Istotnym ułatwieniem w doborze turbosprężarek jest możliwość stosowania wielu kombinacji skrzyń wlotowych turbin i wirników sprężarek w zakresie jednego typorozmiaru turbosprężarki. Takie postępowanie w większości przypadków zapewnia uzyskanie wymaganego dopasowania turbosprężarek do silnika.

Podstawą analizy sprawności układu doładowania zakresowego są równania bilansowe turbosprężarki. Schemat ta-

$$G_t = G_s + G_e - G_n \quad (3)$$

The work of adiabatic compression of 1 kg of air in the compressor H_s^{ad} at the compressor ratio $\pi_s = p_2/p_1$ and with the exponent of the adiabat κ is:

$$H_s^{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot T_1 \cdot R \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (4)$$

The actual work H_s of the compression is defined by the η_s efficiency of the compressor:

$$H_s = \frac{H_s^{ad}}{\eta_s} \quad (5)$$

The power necessary to drive the compressor with the η_s efficiency and at the G_s expenditure is:

$$N_s = G_s \cdot H_s^{ad} / \eta_s \quad (6)$$

For the given value of the combustion air factor λ , the expenditure of exhaust gases flowing through the turbine can be derived from the dependence:

$$G_t = G_s \cdot \frac{1 + \lambda \cdot L_t}{\lambda \cdot L_t} \quad (7)$$

The work of the adiabatic expansion of 1 kg of exhaust gases in the turbine H_t^{ad} at the expansion ratio $\pi_t = p_3/p_4$ and with the exponent of the adiabat κ_t is:

$$H_t^{ad} = \frac{\kappa_t}{\kappa_t - 1} R_t \cdot T_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_t-1}{\kappa_t}} \right] \quad (8)$$

The power of the turbine with the efficiency η_t is determined by the dependence:

$$N_t = G_t \cdot H_t^{ad} \cdot \eta_t \quad (9)$$

The total efficiency η_{ts} of a turbocharger can be determined from the power balance equation (1):

$$\eta_{ts} = \eta_s \cdot \eta_t = \frac{H_s^{ad}}{H_t^{ad}} \cdot \frac{\lambda \cdot L_t}{1 + \lambda \cdot L_t} \quad (10)$$

3. Assessment of power share of turbochargers operating in parallel

3.1. Efficiency of a compressor set

With a parallel connection of compressors in the system without air bleeding adjustment, the air expenditure flowing through the G_p engine corresponds to the total air expenditure of the $G_{s,c}$ compressor set that is equal to the sum of expenditures of the compressors of the first sequence G_{s1} and the second sequence G_{s2} :

$$G_p = G_{s,c} = G_{s1} + G_{s2} \quad (11)$$

By introducing a share coefficient of the expenditure of the first sequence compressor W_p :

kiego układu przedstawiono na rys. 1, na którym naniesiono stosowne oznaczenia ciśnień i temperatur charakteryzujące warunki pracy turbosprężarek.

Dla założonych warunków pracy silnika należy rozważyć możliwość uzyskania jak największej sprawności całkowitej zespołu doładowującego złożonego z dwóch połączonych równolegle turbosprężarek o odmiennych charakterystykach przepływowych. Wiąże się to z koniecznością wyznaczenia optymalnego pod względem sprawności podziału mocy urządzeń zespołu sprężarkowego oraz turbinowego. Wykorzystując równania bilansowe oraz zasadnicze wielkości charakteryzujące pracę turbosprężarek, należy dokonać obliczeń całkowitej sprawności zespołu sprężarkowego, biorąc pod uwagę równowagę mocy z odpowiednimi urządzeniami zespołu turbinowego. Umożliwi to wyznaczenie zasadniczych wielkości zespołu turbinowego wymaganych do zapewnienia mocy potrzebnej po stronie sprężarek, przy jednoczesnym uwzględnieniu sprawności oraz stabilności pracy każdego urządzenia.

W turbosprężarce obowiązują następujące warunki współpracy z silnikiem:

- bilans mocy turbiny N_t oraz sprężarki N_s (1)
- prędkości obrotowe wirników sprężarki n_s oraz turbiny n_t są jednakowe i równe prędkości wału turbosprężarki n_w (2)
- bilans masy ładunku przepływającego przez silnik oraz turbosprężarkę. Wydatek spalin przepływających przez turbinę G_t równy jest sumie wydatku powietrza przepływającego przez sprężarkę G_s oraz zużycia paliwa G_e , pomniejszonej o straty ładunku przez nieuszczelnienie G_n (3).

Praca adiabaticznego sprężania 1 kg powietrza w sprężarce H_s^{ad} przy sprężu $\pi_s = p_2/p_1$ oraz wykładniku adiabaty κ wynosi (4).

Rzeczywista praca sprężania określona jest sprawnością sprężarki η_s (5).

Moc potrzebna do napędu sprężarki o sprawności η_s oraz przy wydatku G_s wynosi (6).

Dla zadanej wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ wydatek spalin przepływających przez turbinę może być określony z zależności (7).

Praca adiabaticznego rozprężania w turbinie 1 kg spalin przy stopniu rozprężania H_t^{ad} i wykładniku adiabaty κ_t wynosi (8).

Moc turbiny o sprawności η_t określa zależność (9).

Z równania bilansu mocy (1) wyznaczyć można całkowitą sprawność turbosprężarki η_{ts} (10).

3. Ocena podziału mocy turbosprężarek pracujących równolegle

3.1. Sprawność zespołu sprężarkowego

Przy równoległym połączeniu sprężarek, w układzie bez regulacji upustowej powietrza, wydatek powietrza przepływającego przez silnik G_p odpowiada całkowitemu wydatkowi zespołu sprężarkowego $G_{s,c}$, który równy jest sumie wydatków sprężarki pierwszego G_{s1} oraz drugiego zakresu G_{s2} (11).

$$W_p = \frac{G_{s1}}{G_{s.c}} = \frac{G_{s1}}{G_{s2} + G_{s1}} \quad (12)$$

the quantity of air flowing through each compressor will be:

$$G_{s1} = G_{s.c} \cdot W_p \quad (13)$$

$$G_{s2} = G_{s.c} \cdot (1 - W_p) \quad (14)$$

If one assumes identical conditions of the air flow in the inlet pipes of each compressor, regardless of the air expenditure, then the compression will take place at the same values of compression, from the pressure of $p_{11} = p_{12} = p_1$ and the temperature of $T_{11} = T_{12} = T_1$ up to the pressure of $p_{21} = p_{22} = p_2$ (Fig. 1). However, if the heat exchange is neglected, the air temperature T_2 compressed by the compressor set can be determined from the energy balance:

$$T_2 \cdot G_{s.c} = G_{s1} \cdot T_{21} + G_{s2} \cdot T_{22} \quad (15)$$

The temperature T_2 will be dependent on the efficiency and the share of expenditure of each compressor.

The balance of energy delivered and carried away by the compressor set consisting of two compressors connected in parallel can be presented in the form of:

$$c_p \cdot G_{s.c} \cdot T_1 = N_{s.c} + c_p \cdot G_{s.c} \cdot T_2 \quad (16)$$

For identical conditions of the air flow through each compressor ($H_{s1}^{ad} = H_{s2}^{ad} = H_s^{ad}$), the expression defining the total power of the compressor set $N_{s.c}$ can be presented in the form of:

$$G_{s.c} \frac{H_s^{ad}}{\eta_{s.c}} = G_{s1} \cdot \frac{H_s^{ad}}{\eta_{s1}} + G_{s2} \cdot \frac{H_s^{ad}}{\eta_{s2}} \quad (17)$$

The power balance equation (17) together with the dependencies of (13) and (14) form a basis for the determination of the total efficiency of the compressor set. Considering the differences in the expenditure G_{s1} , G_{s2} and the efficiency η_{s1} , η_{s2} of each compressor, the total efficiency of the compressor set $\eta_{s.c}$ derived from the dependence (16) will be:

$$\eta_{s.c} = \frac{\eta_{s1} \cdot \eta_{s2}}{W_p \cdot (\eta_{s2} - \eta_{s1}) + \eta_{s1}} \quad (18)$$

The Fig. 2 presents changes in the total efficiency of the compressor set calculated according to the dependence (18) at different shares of the W_p expenditure of the first sequence compressor. The optimum efficiency depends both on the share of expenditure and on the graph of efficiency of each compressor.

3.2. Efficiency of a turbine set

With a parallel connection of turbines in the system without the exhaust gas bleeding adjustment, the total expenditure of the $G_{t.c}$ turbine set is equal to the sum of expenditures of the turbines of the first sequence G_{t1} and the second sequence G_{t2} :

$$G_{t.c} = G_{t1} + G_{t2} \quad (19)$$

By introducing a share coefficient of the expenditure of the first sequence turbine W_t :

Wprowadzając współczynnik udziału wydatku sprężarki pierwszego zakresu W_p równe (12), ilość powietrza przepływającego przez każdą sprężarkę wyniesie (13) i (14).

Jeżeli założy się jednakowe warunki przepływu powietrza w przewodach dolotowych każdej sprężarki, niezależne od wydatku powietrza, to sprężanie przebiegać będzie przy takich samych wartościach sprężu, od ciśnienia $p_{11} = p_{12} = p_1$ i temperatury $T_{11} = T_{12} = T_1$ do ciśnienia $p_{21} = p_{22} = p_2$ (rys. 1). Natomiast, jeśli pominie się wymianę ciepła, temperaturę powietrza T_2 sprężonego przez zespół sprężarkowy można wyznaczyć z bilansu energii – równanie (15).

Temperatura T_2 zależec będzie od sprawności oraz udziału wydatku każdej sprężarki.

Bilans energii doprowadzonej oraz odprowadzonej przez zespół sprężarkowy złożony z dwóch równolegle połączonych sprężarek można przedstawić w postaci (16).

Dla jednakowych warunków przepływu powietrza przez każdą sprężarkę ($H_{s1}^{ad} = H_{s2}^{ad} = H_s^{ad}$), wyrażenie określające całkowitą moc zespołu sprężarkowego $N_{s.c}$ można przedstawić w postaci (17).

Równanie bilansu mocy (17) wraz z zależnościami (13), (14) stanowią podstawę do wyznaczenia całkowitej sprawności zespołu sprężarkowego. Uwzględniając różnice w wydatku G_{s1} , G_{s2} oraz sprawności η_{s1} , η_{s2} każdej ze sprężarek, całkowita sprawność zespołu sprężarkowego $\eta_{s.c}$ wyznaczona z zależności (16) wyniesie (18).

Na rysunku 2 przedstawiono zmiany sprawności całkowitej zespołu sprężarkowego obliczone według zależności (18) przy różnych udziałach wydatku W_p sprężarki pierwszego zakresu. Optimum sprawności całkowitej zależy zarówno od udziału wydatku, jak i od przebiegu sprawności każdej sprężarki.

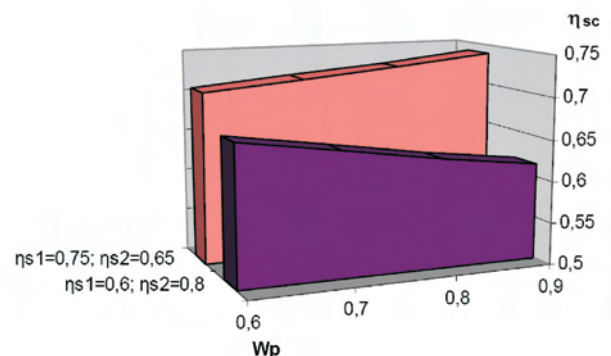


Fig. 2. Calculated values of the total efficiency of the compressor set $\eta_{s.c}$ depending on the share coefficient W_p at different values of efficiency of the first sequence compressor η_{s1} and the second sequence compressor η_{s2}

Rys. 2. Obliczone wartości sprawności całkowitej zespołu sprężarkowego $\eta_{s.c}$ w zależności od współczynnika udziału W_p przy różnych wartościach sprawności η_{s1} sprężarki pierwszego oraz η_{s2} drugiego zakresu

3.2. Sprawność zespołu turbinowego

Przy równoległym połączeniu turbin, w układzie bez regulacji upustowej spalin, całkowity wydatek zespołu turbinowego $G_{t.c}$ równy jest sumie wydatków turbiny pierwszego G_{t1} oraz drugiego zakresu G_{t2} – równanie (19).

$$W_t = \frac{G_{t1}}{G_{t.c}} \quad (20)$$

the quantity of exhaust gases flowing through each turbine will be:

$$G_{t1} = G_{t.c} \cdot W_t \quad (21)$$

$$G_{t2} = G_{t.c} \cdot (1 - W_t) \quad (22)$$

If one assumes identical conditions of supply of turbines and if one assumes that the pressure losses over the stretch of an outlet pipe behind each turbine are equal (regardless of the exhaust gases expenditure), then the expansion of the exhaust gases in the turbines will take place at an identical expansion ratio, starting from the pressure of $p_{31} = p_{32} = p_3$ and the temperature of $T_{31} = T_{32} = T_3$ up to the pressure of $p_{41} = p_{42} = p_4$ (Fig. 1). However, if the heat exchange is neglected, the final temperature T_4 of the exhaust gases flowing out to the atmosphere will result from the energy balance:

$$T_4 \cdot G_{t.c} = G_{t1} \cdot T_{41} + G_{t2} \cdot T_{42} \quad (23)$$

The temperature T_4 will be dependant on the efficiency and the share of expenditure of each turbine.

The balance of energy delivered and carried away by the turbine set can be presented in the form of:

$$c_p \cdot G_{t.c} \cdot T_3 = N_{t.c} + c_p \cdot G_{t.c} \cdot T_4 \quad (24)$$

The power of the turbine set $N_{t.c}$ at identical conditions of the exhaust gases flow through each turbine $H_{t1}^{ad} = H_{t2}^{ad} = H_t^{ad}$ is determined by the expression:

$$G_{t.c} \cdot H_t^{ad} \cdot \eta_{t.c} = G_{t1} \cdot H_t^{ad} \cdot \eta_{t1} + G_{t2} \cdot H_t^{ad} \cdot \eta_{t2} \quad (25)$$

The expression (25) together with equations (21) and (22) form a basis for the determination of the total efficiency of the turbine set. Considering the differences in the expenditure G_{t1} , G_{t2} and the efficiency η_{t1} , η_{t2} of each turbine, the total efficiency of the turbine set $\eta_{t.c}$ derived from the dependence (25) will be:

$$\eta_{t.c} = W_t \cdot \eta_{t1} + (1 - W_t) \cdot \eta_{t2} \quad (26)$$

The Fig. 3 presents the changes in the total efficiency of the turbine set determined according to the dependence (26).

3.3. Balance equations for the supercharging system

However, for the assessment of the total efficiency of the supercharging system consisting of two different turbochargers connected in parallel, the determination of the compressor set efficiency from the expression (18), and the turbine set from the dependence (26) is far from being sufficient. While having an analytical description of the characteristics of each turbine, one can only calculate from the dependence (26) the course of the efficiency of the turbine set for a particular expansion ratio π_c , depending on the share of the expenditure of the exhaust gases of the turbine set. This will allow a determination of an optimum distribution (as far as the efficiency is concerned) of the turbines' flow capacity but without taking the cooperation with the compressor into account. One can easily prove that such optimum will be departing from the optimum distribution of power

Wprowadzając współczynnik udziału wydatku turbiny pierwszego zakresu W_t równy (20), ilość spalin przepływających przez każdą turbinę wyniesie (21) i (22).

Przy założeniu jednakowych warunków zasilania turbin oraz przyjęciu, że straty ciśnienia na odcinku przewodu wylotowego za każdą turbiną są równe (niezależne od wydatku spalin), rozprężanie spalin w turbinach przebiegać będzie przy jednakowym stopniu rozprężania od ciśnienia $p_{31} = p_{32} = p_3$ oraz temperatury $T_{31} = T_{32} = T_3$ do ciśnienia $p_{41} = p_{42} = p_4$ (rys. 1). Natomiast, jeśli pominie się wymianę ciepła, końcowa temperatura spalin T_4 wypływających do otoczenia wynikać będzie z bilansu energii (23). Temperatura T_4 zależec będzie od sprawności oraz udziału wydatku każdej turbiny.

Bilans energii doprowadzonej oraz odprowadzonej przez zespół turbinowy można przedstawić w postaci (24).

Moc zespołu turbinowego $N_{t.c}$ przy jednakowych warunkach przepływu spalin przez każdą turbinę ($H_{t1}^{ad} = H_{t2}^{ad} = H_t^{ad}$) określa wyrażenie (25).

Wyrażenie (25) wraz z równaniami (21), (22) stanowią podstawę wyznaczenia całkowitej sprawności zespołu turbinowego. Po uwzględnieniu różnic w wydatku G_{t1} , G_{t2} oraz sprawności η_{t1} , η_{t2} każdej z turbin, całkowita sprawność zespołu turbinowego $\eta_{t.c}$ wyznaczona z zależności (25) wyniesie (26).

Zmiany sprawności całkowitej zespołu turbinowego wyznaczone według zależności (26) przedstawiono na rys. 3.

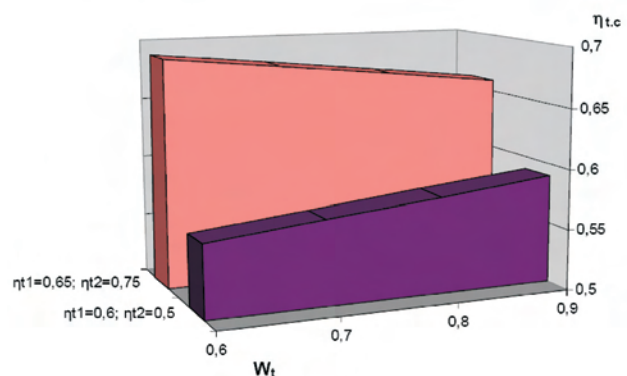


Fig. 3. Calculated values of the total efficiency of the turbine set $\eta_{t.c}$ depending on the share coefficient W_t for different values of efficiency of the first sequence turbine η_{t1} and the second sequence turbine η_{t2}

Rys. 3. Obliczone wartości sprawności całkowitej zespołu turbinowego $\eta_{t.c}$ w zależności od współczynnika udziału W_t dla różnych wartości sprawności turbiny η_{t1} pierwszego oraz η_{t2} drugiego zakresu

3.3. Równania bilansowe układu doładowującego

Do oceny całkowitej sprawności zespołu doładowującego złożonego z dwóch różnych turbosprężarek połączonych równolegle, wyznaczenie sprawności zespołu sprężarkowego z wyrażenia (18) oraz zespołu turbinowego z zależności (26) jest niewystarczające. Dysponując analitycznym opisem charakterystyki każdej turbiny, z zależności (26) można jedynie obliczyć przebieg sprawności zespołu turbinowego dla określonego stopnia rozprężania π_c , w zależności od udziału wydatku spalin każdej turbiny. Umożliwia to wyznaczenie optymalnego, ze względu na sprawność, podziału

of the compressor set. A similar situation will take place in case of an attempt to determine an optimum efficiency of a compressor set.

In order to achieve the power needed on the compressors' side, taking into account the adequate efficiency, a particular energy of the exhaust gases before the turbine set is essential, i.e. the distribution of power of each turbine cannot be selected freely. For a specified supercharging pressure, the power distribution and the exhaust gases pressure before the turbine unit must be considered in connection with the total efficiency of the supercharging system and the distribution of power of the compressor set. At distribution of power of the supercharging unit, one is also to take into account the limitations of the supercharging pressure resulting from the course of the surge line of the compressors. Moreover, the power balance for each turbocharger must be met.

In the case of a parallel connection of turbochargers, the equations of the power balance dependencies apply:

– for the first sequence turbocharger:

$$W_t \cdot G_{t,c} \cdot H_{t1}^{ad} \cdot \eta_{t1} = W_p \cdot G_{s,c} \cdot \frac{H_{s1}^{ad}}{\eta_{s1}} \quad (27)$$

– for the second sequence turbocharger:

$$(1 - W_t) \cdot G_{t,c} \cdot H_{t2}^{ad} \cdot \eta_{t2} = (1 - W_p) \cdot G_{s,c} \cdot \frac{H_{s2}^{ad}}{\eta_{s2}} \quad (28)$$

At the same time, the power balance must also be met for the compressor set and for the turbine set:

$$N_{s1} + N_{s2} = N_{t1} + N_{t2} \quad (29)$$

The mass balance for the system is:

$$G_{t,c} = G_{t1} + G_{t2} = G_{s,c} \cdot \frac{1 + \lambda \cdot L_t}{\lambda \cdot L_t} \quad (30)$$

By taking into account the dependencies (27), (29), the total efficiency of the first sequence compressor will be:

$$\eta_{ts1} = \eta_{s1} \cdot \eta_{t1} = \frac{W_p}{W_t} \cdot \frac{\lambda \cdot L_t}{1 + \lambda \cdot L_t} \cdot \frac{R \cdot T_{11}}{R_t \cdot T_{31}} \cdot \frac{\kappa \cdot (\kappa_t - 1)}{(\kappa - 1) \cdot \kappa_t} \cdot \frac{\left(\frac{p_{21}}{p_{11}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{1 - \left(\frac{p_{41}}{p_{31}}\right)^{\frac{\kappa_t-1}{\kappa_t}}} \quad (31)$$

By grouping the constant values:

$$\eta_{ts1} = \eta_{s1} \cdot \eta_{t1} = A \cdot \frac{W_p}{W_t} \cdot \frac{T_{11}}{T_{31}} \cdot \frac{\left(\frac{p_{21}}{p_{11}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{1 - \left(\frac{p_{41}}{p_{31}}\right)^{\frac{\kappa_t-1}{\kappa_t}}} \quad (32)$$

Whereas the efficiency of the second sequence turbocharger will be:

przepustowości turbin, ale bez uwzględnienia współpracy z zespołem sprężarkowym. Można udowodnić, że optimum to będzie odbiegać od optymalnego podziału mocy zespołu sprężarkowego. Podobna sytuacja będzie miała miejsce przy poszukiwaniu optymalnej sprawności zespołu sprężarkowego.

Do osiągnięcia mocy potrzebnej po stronie sprężarek, przy uwzględnianiu odpowiedniej sprawności, niezbędna jest określona energia spalin przed zespołem turbinowym, a więc podział mocy każdej turbiny nie może być dowolnie wybrany. Dla określonego ciśnienia doładowania podział mocy oraz ciśnienie spalin przed zespołem turbinowym muszą być rozpatrywane w powiązaniu z całkowitą sprawnością układu doładowującego i podziałem mocy zespołu sprężarkowego. Przy podziale mocy zespołu sprężarkowego należy brać pod uwagę ograniczenia wynikające z przebiegu bilansu pompowania sprężarek. Musi być również spełniony bilans mocy dla każdej turbosprężarki.

W ogólnym przypadku równoległego połączenia turbosprężarek obowiązują równania bilansu mocy:

– dla turbosprężarki pierwszego zakresu (27)

– dla turbosprężarki drugiego zakresu (28).

Jednocześnie bilans mocy musi być również spełniony dla zespołu sprężarkowego oraz zespołu turbinowego – równanie (29).

Bilans masy dla układu wynosi (30).

Po uwzględnieniu zależności (27), (29) całkowita sprawność turbosprężarki pierwszego zakresu wyniesie (31).

Grupując stałe wielkości, otrzyma się (32).

Natomiast sprawność turbosprężarki drugiego zakresu wynosi (33).

Po odpowiednich przekształceniach obowiązuje równanie (34) dla stopnia rozprężania turbiny pierwszego zakresu w zależności od wymaganego sprężu, sprawności oraz podziału wydatków sprężarek i turbin, a dla turbiny drugiego zakresu równanie (35).

Zgodnie z przyjętymi założeniami dotyczącymi jednakowych warunków przepływu powietrza i spalin przez każdą turbosprężarkę w zależnościach (34), (35) należy przyjąć: $p_{21} = p_{22} = p_2$, $p_{11} = p_{12} = p_1$, $p_{41} = p_{42} = p_4$ oraz $p_{31} = p_{32} = p_3$. Rozwiązując układ równań (30), (34), (35), można, przy założonych wartościach ciśnienia p_2 oraz znanych charakterystykach sprawności turbosprężarek, ustalić związek pomiędzy W_t oraz W_p , dla których spełniony będzie bilans mocy i masy urządzenia doładowującego. Stanowi to podstawę wyznaczenia wymaganych przekrojów skrzyż wlotowych turbin.

4. Obliczenia charakterystycznych wielkości układu doładowującego w doładowaniu zakresowym

Wykorzystując przedstawione wcześniej zależności oraz równania bilansowe, przeprowadzono przykładowe obliczenia wielkości charakterystycznych układu doładowującego. Przyjęto, że w celu zachowania wymaganego współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,5$ konieczne jest zapewnienie zużycia powietrza przez silnik $G_p = 0,2$ kg/s przy ciśnieniu

$$\eta_{is2} = \eta_{s2} \cdot \eta_{t2} = A \cdot \frac{(1 - W_p)}{(1 - W_t)} \cdot \frac{T_{12}}{T_{32}} \cdot \frac{\left(\frac{p_{22}}{p_{12}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{1 - \left(\frac{p_{42}}{p_{32}}\right)^{\frac{\kappa_t-1}{\kappa_t}}} \quad (33)$$

After appropriate transformations, the equation for the expansion ratio of the first sequence turbine shall apply, depending on the required compression, efficiency and distribution of expenditures of compressors and turbines:

$$\frac{p_{31}}{p_{41}} = \left(1 - A \cdot \left[\left(\frac{p_{21}}{p_{11}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{W_p}{W_t} \cdot \frac{T_{11}}{T_{31}} \cdot \frac{1}{\eta_{ts1}} \right)^{\frac{1-\kappa_t}{\kappa_t}} \quad (34)$$

and for the second sequence turbine:

$$\frac{p_{32}}{p_{42}} = \left(1 - A \cdot \left[\left(\frac{p_{22}}{p_{12}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{(1 - W_p)}{(1 - W_t)} \cdot \frac{T_{12}}{T_{32}} \cdot \frac{1}{\eta_{ts2}} \right)^{\frac{1-\kappa_t}{\kappa_t}} \quad (35)$$

According to the adopted assumptions concerning the identical conditions of the air and the exhaust gases flows through each turbocharger, the following are to be taken in the dependencies of (34), (35): $p_{21} = p_{22} = p_2$, $p_{11} = p_{12} = p_1$, $p_{41} = p_{42} = p_4$ and $p_{31} = p_{32} = p_3$. By solving the system of equations of (30), (34), (35) through a trial method, one can (for the assumed values of pressure p_2 and with known characteristics of efficiency of turbochargers) determine a relation between W_t and W_p , for which the balance of power and mass of a supercharging device will be met. This allows a determination of the required sections of the inlet boxes of turbines.

4. Calculations of the characteristic parameters of the supercharging system in sequential turbo-charging

By making use of the previously presented dependencies and the balance equations, we have carried out demonstration calculations of characteristic values of the supercharging system. It has been assumed that – in order to keep the required air excess coefficient of $\lambda = 1.5$ – it is necessary to ensure the air consumption by the engine of $G_p = 0.2$ kg/s at the supercharging pressure of $p_2 = 0.15$ MPa. A constant temperature of exhaust gases of $T_{31} = T_{32} = T_3$ has been assumed, equal to 950 K and the turbine supplied at constant pressure. In order to simplify the calculations also constant values of efficiency of compressors and turbines have been taken: $\eta_{s1} = 0.8$ and $\eta_{t1} = 0.7$ for the first sequence turbocharger and $\eta_{s2} = 0.7$ i $\eta_{t2} = 0.6$ for the second sequence turbocharger.

For the assessment of the power of the turbochargers in sequential turbocharging, values of selected parameters of a turbocharging system have been determined, depending on the share coefficient of the first sequence turbocharger's

doładowania $p_2 = 0,15$ MPa. Założono stałą temperaturę spalin $T_{31} = T_{32} = T_3$ równą 950 K oraz stałościennione zasilanie turbiny. Dla uproszczenia obliczeń przyjęto również stałe wartości sprawności sprężarek i turbin $\eta_{s1} = 0,8$ i $\eta_{t1} = 0,7$ dla turbosprężarki pierwszego zakresu oraz $\eta_{s2} = 0,7$ i $\eta_{t2} = 0,6$ dla turbosprężarki drugiego zakresu.

Do oceny podziału mocy turbosprężarek w doładowaniu zakresowym określono wartości wybranych parametrów turbosprężarkowego układu doładowującego w zależności od współczynnika udziału wydatku sprężarki pierwszego zakresu W_p . Stanowi to podstawę wyboru najkorzystniejszego ze względu na sprawność układu doładowującego podziału wydatków turbosprężarek, przy jednoczesnym uwzględnieniu warunków ich współpracy z silnikiem. W świetle tego kryterium szczególnego znaczenia nabierają wymagane wartości współczynnika udziału wydatku turbiny pierwszego zakresu W_t oraz ciśnienie spalin p_t .

Na rysunku 4 przedstawiono wyniki obliczeń dla zadanych wartości sprawności turbosprężarek. Wzrost udziału wydatku sprężarki pierwszego zakresu W_p , któremu odpowiada ściśle określona wartość W_t , prowadzi do wzrostu całkowitej sprawności układu doładowującego η_{ts} . W rezultacie zmniejszeniu ulega ciśnienie spalin p_t przed zespołem turbinowym, które jest konieczne dla zachowania wymaganego ciśnienia doładowania i przepływu powietrza do silnika. Wzrost ciśnienia doładowania w stosunku do ciśnienia spalin p_2/p_3 sprzyja zmniejszeniu pracy wymiany ładunku oraz zwiększeniu sprawności ogólnej silnika. Sytuacja taka wskazuje na celowość zachowania możliwie dużego udziału sprężarki pierwszego zakresu, co jest również korzystne ze względu na przebieg charakterystyki momentu obrotowego podczas przełączania turbosprężarek.

Jednak przy ocenie podziału wydatków turbosprężarek konieczne jest również uwzględnienie warunku statecznej pracy sprężarek, a szczególnie sprężarki drugiego zakresu. Przy założonym stałym ciśnieniu doładowania zmniejszanie wydatku sprężarki drugiego zakresu jest ograniczone z jednej strony przebiegiem granicy pompowania zastosowanej sprężarki, z drugiej zaś zakresem użytecznej prędkości obrotowej silnika, który określać będzie wymagany, maksymalny jej wydatek. Na rysunku 5 przedstawiono przykładowe charakterystyki wydatków sprężarki WSK B-3C dla pierwszego zakresu oraz sprężarki WSK B-65 – drugiego zakresu. Na charakterystyki naniesione zostały punkty pracy silnika, wyznaczone dla różnych wartości współczynnika W_p . Z położenia punktów pracy na charakterystyce sprężarki WSK B-65 wynika, że dla założonych warunków obliczeniowych jej stabilna współpraca z silnikiem możliwa jest przy wydatku odpowiadającym wartości współczynnika W_p poniżej 0,8. Zapewnia to wystarczającą odległość do granicy pompowania oraz nie ogranicza zakresu użytecznych prędkości obrotowych silnika.

Wybór wartości współczynnika W_p , której odpowiada ściśle określona wartość W_t (rys. 4) umożliwia wstępne określenie wymaganego przekroju skrzyń wlotowych AT zespołu turbinowego. Przy uproszczeniu przepływu spalin przez zespół turbinowy do zasilania stałościennionej

expenditure of W_p . This forms a basis for the selection of the most advantageous distribution of expenditures of turbochargers as far as the efficiency of the supercharging system is concerned, simultaneously taking into account the conditions of their cooperation with the engine. In light of this criterion, the required values of the share coefficient of the expenditure of the first sequence turbine W_t and the pressure of exhaust gases p_t become of particular significance.

Fig. 4 presents the results of the calculations for the set values of efficiency of turbochargers. The increase in the expenditure of the first sequence compressor W_p – that is matched by a precisely specified value of W_p – leads to the increase in the total efficiency of the supercharging system $\eta_{is,c}$. As a result, the pressure p_t of exhaust gases before the turbine set (required in order to keep the supercharging pressure and the air flow to the engine) gets reduced. The increase in the supercharging pressure in relation to the exhaust gases pressure p_2/p_3 supports a reduction of the charge exchange work and the increase in the total efficiency of the engine. Such a situation indicates the purposefulness of keeping the highest possible share of the first sequence compressor, which is also advantageous due to the course of the torque characteristics during the switching of the turbochargers.

However, while assessing the distribution of the turbochargers' expenditures it is also necessary to take into account the condition of a stable operation of compressors, and the second sequence compressor in particular. At the assumed constant supercharging pressure, the reduction of the second sequence compressor's expenditure is limited by the course of the surge line of the used compressor on one side, and – on the other side – by the range of usable engine speed that will be determining its required maximum expenditure. Fig. 5 presents example characteristics of the WSK B-3C compressor's expenditures for the first sequence, and the WSK B-65 for the second sequence. For different values of the W_p coefficient, points of the engine operation have been plotted on the characteristics. It results from the location of the operating points in the characteristic of the WSK B-65 compressor that, for the assumed computational conditions, enable its stable cooperation with the engine at the expenditure corresponding to the value of the W_p coefficient below 0.8. It ensures sufficient distance to the surge line and it does not restrict the range of usable engine speeds.

The selection of value of the W_p coefficient – that is matched by a precisely specified value of W_t (Fig. 4) – enables preliminary determination of the required section of inlet boxes A_t of the turbine set. With a simplification of the exhaust gases flow through the turbine set, for the constant pressure supply the following equation applies:

$$G_s = \frac{\lambda \cdot L_t}{1 + \lambda \cdot L_t} \cdot A_T \cdot \psi_T \cdot \rho_t \cdot \sqrt{2 \cdot R_t \cdot T_3} \quad (36)$$

Hence, the section area of the inlet box of the first sequence turbine is:

$$A_{T1} = \frac{G_{s,c} \cdot \frac{1 + \lambda \cdot L_t}{\lambda \cdot L_t} \cdot W_t}{\psi_{T1} \cdot \rho_t \cdot \sqrt{2 \cdot R_t \cdot T_3}} \quad (37)$$

obowiązuje równanie (36).

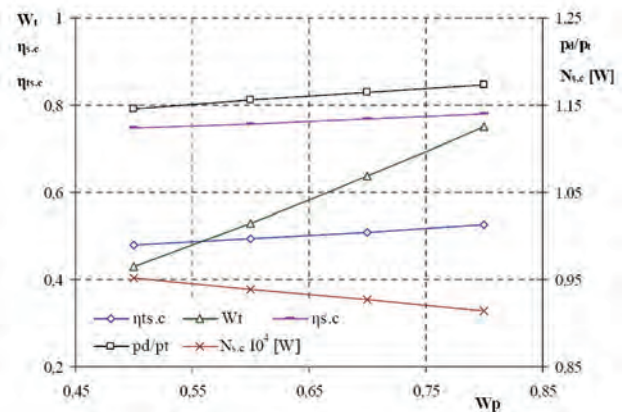


Fig. 4. Characteristic values of a turbo-charging unit for the assessment of the distribution of power of turbochargers in sequential turbo-charging: W_p – coefficient of share of the first sequence compressor's expenditure, $\eta_{is,c}$ – total efficiency of the supercharging system, W_t – coefficient of share of the first sequence turbine's expenditure, p_2/p_3 – ratio of supercharging pressure to exhaust gases pressure, $N_{s,c}$ – power of the compressor set, $\eta_{s,c}$ – efficiency of compressor set

Rys. 4. Wielkości charakterystyczne turbosprężarkowego zespołu doładowującego do oceny podziału mocy turbosprężarek w doładowaniu zakresowym: W_p – współczynnik udziału wydatku sprężarki pierwszego zakresu, $\eta_{is,c}$ – sprawność całkowita układu doładowującego, W_t – współczynnik udziału wydatku turbiny pierwszego zakresu, p_2/p_3 – stosunek ciśnienia doładowania do ciśnienia spalin, $N_{s,c}$ – moc zespołu sprężarkowego, $\eta_{s,c}$ – sprawność zespołu sprężarkowego

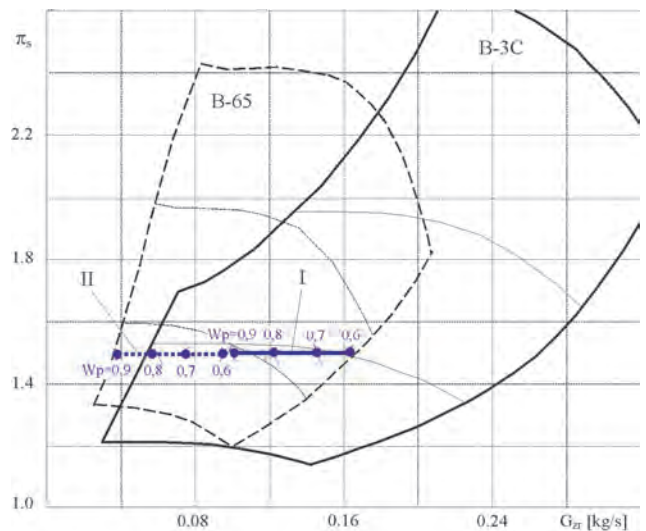


Fig. 5. Characteristics of expenditures of B-3C and B-65 turbochargers with plotted points of the engine operation for different W_p values at constant supercharging pressure of $p_2 = 0.15$ MPa: I – line of co-operation with the engine for the B-3C first sequence compressor, II – line of co-operation with the engine for the B-65 second sequence compressor

Rys. 5. Charakterystyki wydatków turbosprężarek B-3C oraz B-65 z naniesionymi punktami pracy silnika dla różnych wartości W_p przy stałym ciśnieniu doładowania $p_2 = 0,15$ MPa: I – linia współpracy z silnikiem dla sprężarki B-3C pierwszego zakresu, II – linia współpracy z silnikiem dla sprężarki B-65 drugiego zakresu

Skąd przekrój pola powierzchni skrzyni wlotowej turbiny pierwszego zakresu wynosi (37), a dla turbiny drugiego zakresu (38).

and for the second sequence turbine:

$$A_{T2} = \frac{G_{s.c.} \cdot \frac{1 + \lambda \cdot L_t}{\lambda \cdot L_t} \cdot (1 - W_t)}{\psi_{T2} \cdot \rho_t \cdot \sqrt{2 \cdot R_t \cdot T_3}} \quad (38)$$

The rate of flow ψ_T through the turbine in the equations of (37) and (38) is calculated from the dependence:

$$\psi_T = \sqrt{\frac{\kappa_t}{\kappa_t - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{2}{\kappa_t}} - \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\kappa_t + 1}{\kappa_t}} \right]} \quad (39)$$

For the value of $W_p = 0.7$, at which stable operation of compressors is ensured, the calculated sections of inlet boxes for turbines are: $A_{T1} = 11 \text{ cm}^2$ and $A_{T2} = 4.2 \text{ cm}^2$.

5. Summary

The paper discusses issues related to the selection of adequate construction of a supercharging unit and to ensuring favourable conditions of its cooperation with an engine. The analysis of the characteristic parameters of the sequential turbocharging system consisting of two different turbochargers connected in parallel shows an additional problem that is associated with the necessity to ensure adequate conditions of cooperation between two turbochargers. It is particularly important at the phase of switching of the operation modes between the turbochargers and is of fundamental importance for the continuity of the engine characteristics.

Despite the fact that the calculations have been carried out with many simplifying assumptions, they allow a formulation of general conclusions concerning the required distribution of power of the turbochargers that ensures the most favourable conditions of their cooperation with the engine. The total efficiency of the supercharging system has been determined in particular. The required pressure of the exhaust gases, expenditures and sections of the inlet boxes for each turbine have been calculated, at which the balance equations for the turbochargers are met.

The determining of the required sections of the inlet boxes for the turbines taking into account the conditions of operation of the turbochargers with the engine forms a basis for a selection of the constructional parameters of a supercharging system and the characteristics of the switching system.

The presented dependencies can also be used for the assessment of the matching of the turbochargers to the engine taking into account the actual conditions of their cooperation. However, this requires an application of mathematical models of the engine – a turbocharger set that includes changes in the courses of the characteristics of each turbocharger at pulsatory flow of the exhaust gases that in fact also depend on the engine load and speed. This creates possibilities of use of the optimisation methods at the selection of the constructional parameters of a supercharging system. A description of such a model developed by the author, adapted to the case of sequential turbocharging has been presented in the paper [9].

W równaniach (37) i (38) liczba przepływu przez turbine ψ_T obliczana jest z zależności (39).

Dla wartości współczynnika $W_p = 0,7$, przy której zapewniona jest stabilna praca sprężarek, obliczone przekroje skrzyń wlotowych turbin wynoszą: $A_{T1} = 11 \text{ cm}^2$ oraz $A_{T2} = 4,2 \text{ cm}^2$.

5. Podsumowanie

W pracy zwrócono uwagę na problemy związane z wyborem odpowiedniej konstrukcji układu doładowującego i zapewnieniem korzystnych warunków jego współpracy z silnikiem. Analiza wielkości charakterystycznych układu doładowania zakresowego złożonego z dwóch różnych turbosprężarek połączonych równolegle wskazuje na dodatkowy problem, który związany jest z koniecznością zapewnienia również odpowiednich warunków współpracy między dwiema turbosprężarkami. Jest to szczególnie ważne w fazie przełączania trybów pracy pomiędzy turbosprężarkami i ma zasadnicze znaczenie dla zachowania ciągłości charakterystyki silnika.

Pomimo tego, że obliczenia przeprowadzono przy wielu założeniach upraszczających, jednak pozwalają one na formułowanie ogólnych wniosków dotyczących wymaganego podziału mocy turbosprężarek, przy którym zapewnione są najkorzystniejsze warunki ich współpracy z silnikiem. W szczególności wyznaczona została całkowita sprawność układu doładowującego. Obliczono wymagane ciśnienie spalin, wydatki oraz przekroje skrzyń wlotowych każdej turbiny, przy których spełnione są równania bilansowe dla turbosprężarek.

Wyznaczenie wymaganych przekrojów skrzyń wlotowych turbin przy uwzględnieniu warunków współpracy turbosprężarek z silnikiem stanowi podstawę doboru parametrów konstrukcyjnych układu doładowującego oraz charakterystyki układu przełączającego.

Przedstawione zależności mogą być również wykorzystane do oceny dopasowania turbosprężarek do silnika przy uwzględnieniu rzeczywistych warunków ich współpracy. Wymaga to jednak wykorzystania modeli matematycznych układu silnik-turbosprężarka uwzględniających zmiany przebiegu charakterystyk każdej turbosprężarki przy pulsacyjnym przepływie spalin, które istotnie zależą również od prędkości obrotowej i obciążenia silnika. Stwarza to możliwości użycia metod optymalizacyjnych przy doborze parametrów konstrukcyjnych układu doładowującego. Opis takiego modelu opracowanego przez autora, dostosowanego do przypadku doładowania zakresowego, przedstawiony zostały w pracy [9].

Artykuł recenzowany

Abbreviations and nomenclature/Skróty i oznaczenia

G_e	fuel consumption/godzinowe zużycie paliwa	R_t	gas constant of exhaust gases/stala gazowa spalin
G_n	possible losses of medium through leakage/strata ładunku przez nieszczelności	T_1	air temperature at the inlet to the compressor/temperatura powietrza przed sprężarką
G_p	quantity of air flowing through the engine/zużycie powietrza przez silnik	T_2	air temperature at the outlet of the compressor/temperatura powietrza za sprężarką
G_s	air expenditure of the compressor/wydatek sprężarki	T_3	exhaust gas temperature before the turbine/temperatura spalin przed turbiną
G_{sc}	total air expenditure of the compressor set/całkowity wydatek zespołu sprężarkowego	W_p	coefficient of share of the expenditure of the first sequence compressor/współczynnik udziału wydatku sprężarki pierwszego zakresu
G_t	expenditure of the compressor/wydatek turbiny	W_t	coefficient of share of the expenditure of the first sequence turbine/współczynnik udziału wydatku turbiny pierwszego zakresu
G_{tc}	total expenditure of the turbine set/całkowity wydatek zespołu turbinowego	η_s	adiabatic efficiency of the compressor/sprawność sprężarki
H_t^{ad}	work of adiabatic expansion of exhaust gases in the turbine/praca adiabatycznego rozprężania w turbinie	η_{sc}	total efficiency of the compressor set/całkowita sprawność zespołu sprężarkowego
H_s^{ad}	work of adiabatic compression of air in the compressor/praca adiabatycznego sprężania w sprężarce	η_t	adiabatic efficiency of the turbine/sprawność turbiny
N_s	power of the compressor/moc sprężarki	η_{tc}	total efficiency of the turbine set/całkowita sprawność zespołu turbinowego
N_t	power of the turbine/moc turbiny	κ	exponent of the adiabat of the air/wykładnik adiabaty powietrza
p_1	air pressure at the inlet to the compressor/ciśnienie przed sprężarką	κ_t	exponent of the adiabat of the exhaust gases/wykładnik adiabaty spalin
p_4	exhaust gas pressure at the outlet of the turbine/ciśnienie spalin za turbiną	λ	air excess coefficient/współczynnik nadmiaru powietrza
p_2	supercharging pressure/ciśnienie doładowania	π_s	compressor ratio/spręż sprężarki
p_3	pressure of exhaust gases before the turbine/ciśnienie spalin przed turbiną	π_t	expansion ratio/stopień rozprężania turbiny
R	gas constant of air/stala gazowa powietrza		

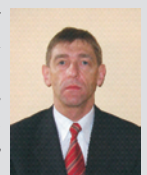
Bibliography/Literatura

- [1] Beineke E., Woschni G.: Rechnerische Untersuchung des Betriebverhaltens ein- und zweistufig aufgeladener mittelschnellaufender Viertakt Dieselmotor. MTZ 3/1978.
- [2] Bluhm K., Ganz M., Voght R.: Erfahrungen mit der Registeraufladung in einer Reiselimousine. Ref. 11, 3 Aufladetechnische Konferenz, Zürich 14-16.09.1988.
- [3] Bode E.: Theoretische Untersuchungen zur zweistufigen Abgasturboaufladung. Dieselmotoren Nachrichten, 2/1969.
- [4] Borila Y.G.: A sequential turbocharging method for highly-rated truck diesel engines. SAE Pap. 860074.
- [5] Borila Y.G.: Sequential turbocharging helps highly-rated diesels. Automotive Engineering, Nov. 1986.
- [6] Borila Y.G.: Same aspects of performance optimization of the sequentially turbocharged highly-rated truck diesel engine with turbochargers of unequal size and a pulse converter. IMechE. Pap. CIOS/1986.
- [7] Christmann R., Schmalzl H.-P., Schmitt F., Schwarz A.: Zweistufig geregelte Aufladung für Pkw- und Nfz-Motoren. Motortechnische Zeitschrift MTZ, 1/2005.
- [8] Danilecki K.: Trends in the development of turbocharging systems in automotive vehicles. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, nr 2/2008.
- [9] Danilecki K.: Model of turbo-charging system of traction diesel engine. Silniki Spalinowe/Combustion Engines, nr 3/2007.
- [10] Delesalle J.: Ein- oder zweistufige Aufladung? Das Verfahren mit reduziertem Verdichtungsverhältnis, Teil 1: Theoretische Untersuchungen des R.V.R.-Zyklus und der zweistufigen Aufladung. Motortechnische Zeitschrift MTZ, 6/1980.
- [11] Esch E.J., Brüstle C., Tran Van K., Wagner J.: Verbesserung des stationären Betriebsverhaltens von abgasturboaufgeladene Ottomotoren. Ref.1. Aachener Kolloquium: Fahrzeug und Motorentechnik, Aachen 27-29 Okt. 1987.
- [12] Łęgowicz J.: Doładowanie typu twin-turbo. Auto Moto Serwis, 3/2005.
- [13] Pflüger F.: Die zweistufig geregelte Aufladung (R2S) – ein neues Aufladesystem für Nfz-Motoren. Motortechnische Zeitschrift MTZ, 7-8/1998.
- [14] Steinparzer F., Kratochwill H., Mattes W., Stütz W.: Der neue BMW Sechszylinder-Dieselmotor mit Stufenaufladung. Motortechnische Zeitschrift MTZ, 5/2005.
- [15] Wislocki K.: Systemy doładowania szybkoobrotowych silników spalinowych. WKiŁ, Warszawa 1991.

Mr. Krzysztof Danilecki, DEng. – Doctor at the Chair of Automotive Vehicles Operation, West Pomeranian University of Technology in Szczecin.

Dr inż. Krzysztof Danilecki – adiunkt w Katedrze Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie.

e-mail: kdanilecki@zut.edu.pl



Nowy silnik Fiata do małych samochodów

Dobiegają końca intensywne prace rozwojowe nad nowym silnikiem przeznaczonym do najmniejszych samochodów oferowanych przez grupę Fiata (segmenty rynkowe A i B). Zgodnie z ogólnościatową tendencją rozwoju silników spalinowych, określaną jako *downsizing*, zmniejszono pojemność skokową w porównaniu z obecną w stosowanych aktualnie silnikach, ale utrzymano osiągi na podobnym poziomie. Zdecydowano się na jednostkę dwucylindrową, podczas gdy inni producenci preferują silniki trzycylindrowe (Opel, Suzuki, Toyota, Volkswagen). Skrót SGE (*Small Gasoline Engine*) określa dwucylindrowy rzędowy silnik o zapłonie iskrowym, który został opracowany w Fiat Powertrain Technologies. Właściwie trzeba mówić o rodzinie silników, która będzie się składać z kilku jednostek wolnossących i doładowanych o pojemności skokowej wynoszącej około 700 i 900 cm³. Jako pierwsze będą skierowane do produkcji silniki o większej pojemności. Przewiduje się znaczny stopień unifikacji podzespołów tych silników. Moc maksymalna tych silników będzie się zawierać od 48 do 77 kW (65–105 KM).

Nowy silnik ma sztywny kadłub odlewany z żeliwa, natomiast głowica odlewana jest ze stopu aluminium.

Wał korbowy podparto na trzech łożyskach głównych. W dolnej części kadłuba ułożyskowano pojedynczy wałek wyrównowazający siły masowe i ograniczający drgania silnika. Przednia pokrywa silnika, w której umieszczono pompę cieczy chłodzącej jest odlewana ze stopu lekkiego. Kolektor dolotowy wykonano z lekkiego tworzywa sztucznego metodą wtryskową. Kolektor wylotowy wykonano w postaci odlewu z żeliwa, przy czym w silniku doładowanym kolektor jest zintegrowany z obudową turbosprężarki.

Skok tłoków jest jednakowy dla wszystkich wersji i wynosi 86 mm. Średnica cylindrów w wersji wolnossącej wynosi 82 mm, natomiast w wersji z turbodoładowaniem została zmniejszona do 80,5 mm. Pojemność skokowa tych silników wynosi więc odpowiednio 908 i 875 cm³. W głowicy umieszczono asymetryczną, daszkową komorę spalania z wyciskaczem (*squish pentroof*). Zastosowano wielopunktowy wtrysk benzyny (MPFI) i czujnik spalania stukowego. Pojedynczy wałek rozrządu umieszczono w głowicy, a do jego napędu użyto łańcucha. W każdym cylindrze umieszczono cztery zawory. Zawory wylotowe sterowane są tradycyjnie, czyli bezpośrednio przez krzywki na wałku

rozrządu, natomiast do sterowania zaworami dolotowymi zastosowano nowatorski system o nazwie MultiAir. Zastosowane w nim rozwiązania chronione są kilkoma patentami.

System MultiAir umożliwia precyzyjne dostarczanie określonej masy powietrza optymalnej dla każdego (chwilowego) stanu pracy silnika. Między krzywkami sterującymi na wałku rozrządu a zaworami dolotowymi znajduje się specyficzny elektrohydrauliczny zespół wykonawczy, który zmienia zarówno fazy pracy, jak i skok zaworów. Każda krzywka zaworu dolotowego współpracuje z rolkowym popychaczem siłownika hydraulicznego, który przez „po-



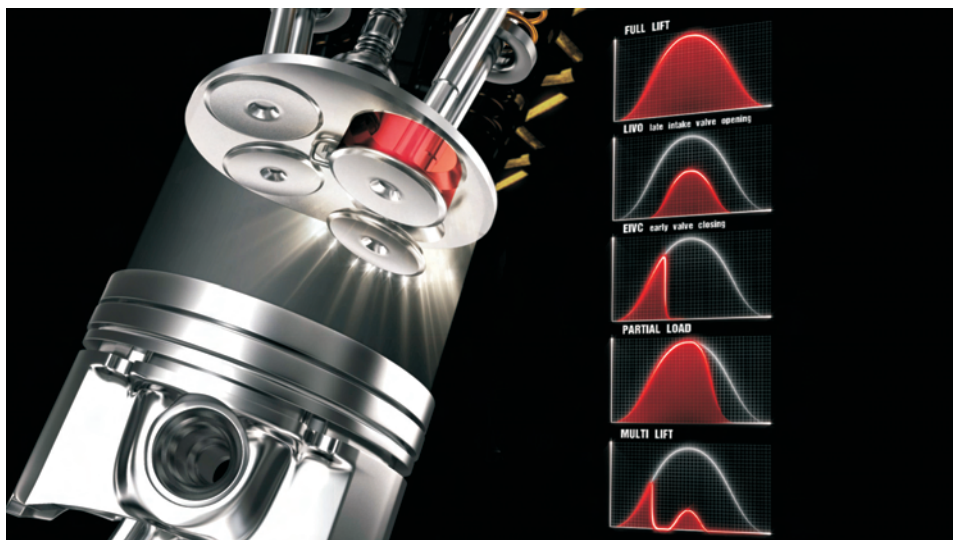
poduszkę” hydrauliczną oddziałującej na zawór dolotowy. W obudowie poduszki umieszczono dwustanowy elektrozwór. Przy zamkniętym elektrozworze olej (pod wysokim ciśnieniem) w poduszce hydraulicznej działa jak ciało stałe i wymusza ruch zaworu dolotowego wynikający z geometrii krzywki. Po otwarciu elektrozworu poduszki następuje przerwanie sztywnego połączenia krzywki z zaworem, a jego zamknięcie następuje przez sprężynę. W końcowej fazie zamykania zaworu działa specjalny hamulec hydrauliczny.

Dzięki sterowaniu elektrozworem możliwe staje się uzyskanie optymalnego przebiegu czasowego dla każdej pary zaworów dolotowych w zakresie różnych częściowych obciążeń silnika.

W zakresie niskich prędkości obrotowych zawory dolotowe zamykane są wcześniej, co pozwala zwiększyć wartość momentu obrotowego. Podczas pracy silnika z częściowym obciążeniem elektrozwór otwierany jest wcześniej, co powoduje tylko niepełne otwarcie zaworów dolotowych (ograniczenie wzniosu). System MultiAir umożliwia również pracę w trybie sterowania typu Multilift (np. dwa otwarcia w jednym cyklu), który przez zwiększenie turbulencji poprawia

proces spalania przy niewielkich obciążeniach silnika. Przy pełnym obciążeniu elektrozawór jest zamknięty przez cały cykl, a zawory dolotowe silnika pracują całkowicie zgodnie z geometrią krzywki. Należy dodać, że krzywki zostały zaprojektowane pod kątem maksymalizacji mocy. Sterowaniem elektrozaworów systemu zajmuje się zintegrowana elektroniczna centralka (ECU) z odpowiednio rozbudowanym oprogramowaniem.

Zastosowanie systemu MultiAir powoduje określone korzyści; zwiększa moc maksymalną o około 10%, o 15% zwiększa moment obrotowy w zakresie niskich obrotów



wzwyż maksymalną moc w granicach 66-77 kW przy około 5500 obr/min. Wartość maksymalnego momentu obrotowego została zwiększona do 155 N·m. Samochody napędzane tymi silnikami spełniają obecnie wymagania normy Euro V, a w przyszłości także Euro VI.

Przewiduje się również wersje silników z zasilaniem gazowym, w tym mieszaniną metanu (70%) i wodoru (30%). W przyszłości planowane są hybrydowe zespoły napędowe wykorzystujące silniki rodziny SGE.

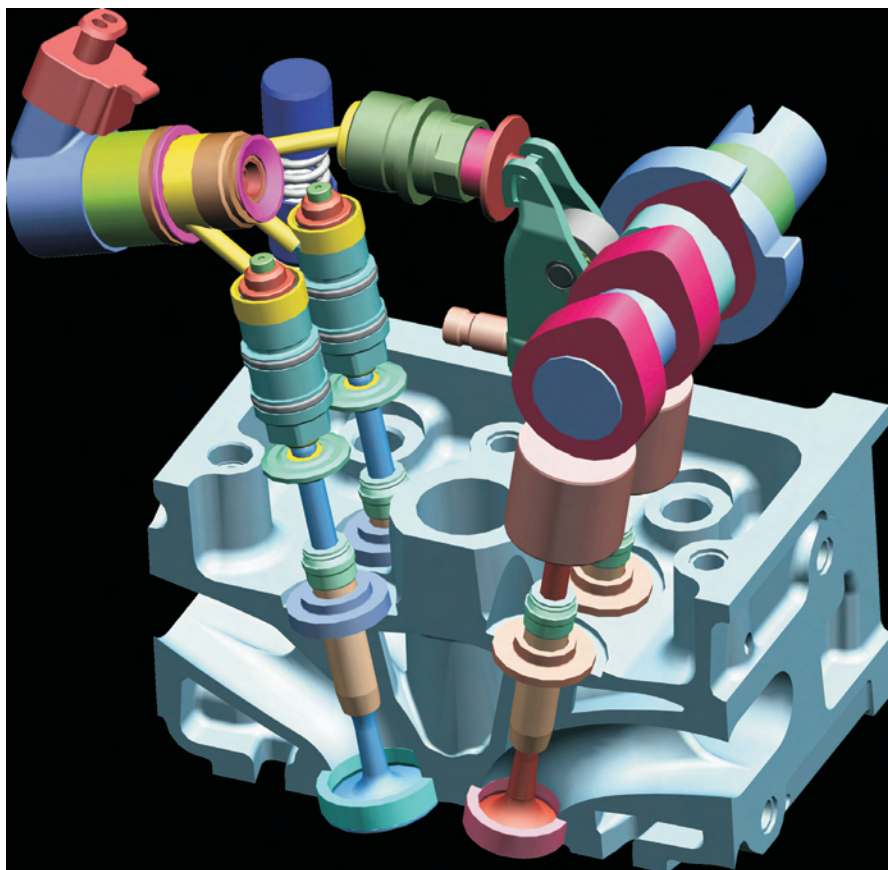
Oczywistymi atutami nowych silników są małe masy i kompaktowe wymiary gabarytowe, co ma istotne znaczenie w samochodach segmentu rynkowego A. Masa silnika wolnossącego jest o około 15 kg mniejsza od znanego silnika typu FIRE, natomiast długość tych silników (przewidzianych do zabudowy poprzecznej) jest o około 15 cm mniejsza.

Do obniżenia drgań i hałasu tych silników przyczynia się wspomniany już wałek wyrównowazający oraz dwumasowe koło zamachowe.

Produkcja nowych dwucylindrowych silników będzie wkrótce uruchomiona w zakładzie Fiat Powertrain Technologies w Bielsku-

Białej. Ich zastosowanie w małych pojazdach takich jak Panda czy „500” zmniejszy ich średnie zużycie paliwa do około 3 dm³/100 km przy równoczesnej poprawie ich dynamiki. Największe korzyści w tym zakresie wystąpią podczas jazdy w ruchu miejskim.

(opr. własne)



oraz ogranicza o około 10% zużycie paliwa i emisję CO₂. Elementy systemu są trwałe i nie wymagają żadnej regulacji podczas eksploatacji.

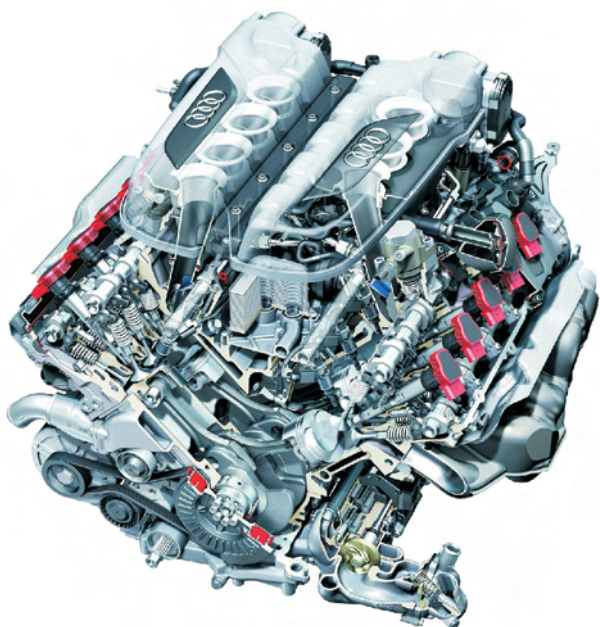
Wolnossąca wersja silnika SGE rozwija moc 48 kW przy około 6000 obr/min. Wartość maksymalnego momentu obrotowego wynosi 90 N·m. W wersji turbodoładowanej stopień sprężania został nieco zmniejszony. Silnik ten roz-

Aktualności

Silniki ZI

Audi RS700

Seryjny, 10-cylindrowy silnik w układzie V, firmy Audi, o pojemności skokowej 5,0 dm³ rozwija moc 427 kW (580 KM) oraz osiąga maksymalny moment obrotowy 650 N·m. Konstruktorzy poddali silnik zmianom w układzie dolotowym oraz w systemie elektronicznego sterowania i uzyskali zwiększenie podstawowych wskaźników operacyjnych: mocy do 515 kW (700 KM) oraz maksymalnego momentu obrotowego do 800 N·m ($N_1 = 103,1 \text{ kW/dm}^3$, $N_{\text{cyl}} = 51,46 \text{ kW/cyl}$, $p_{e-\text{max}} = 2,01 \text{ MPa}$). Pojazd wyposażony w ten silnik Sportec RS700 pokazano na salonie samochodowym w Genewie.



Oprac. na podst. www.audi.com

BMW Alpina B7 Biturbo – M7

Konstruktorzy z firmy Alpina przeprowadzili modyfikację ośmiocylindrowego silnika BMW o ZI o pojemności skokowej 4,4 dm³, który seryjnie jest wyposażony w dwie turbosprężarki i rozwija moc 300 kW (407 KM). Główne zmiany wprowadzono w układzie wymiany ładunku; wymieniono i zmodyfikowano: przewody dolotowy oraz wylotowy, turbosprężarki, układ chłodzenia powietrza doładowanego oraz system wtryskowy paliwa. Wykonane modyfikacje spowodowały wzrost wskaźników pracy silnika, zwiększenie mocy do 373 kW (507 KM) oraz maksymalnego momentu obrotowego o 100 N·m do 700 N·m ($N_1 = 84,7 \text{ kW/dm}^3$, $N_{\text{cyl}} = 46,6 \text{ kW/cyl}$, $p_{e-\text{max}} = 2,0 \text{ MPa}$). Dzięki takim wskaźnikom silnik zapewnia pojazdowi ważącemu ok. 2000 kg przyspieszenie 0–100 km/h w czasie 4,7 s.

Oprac. na podst. www.alpina-automobiles.com

BMW Performance Kit

Koncern BMW zaprezentował w Szwajcarii nowe rozwiązanie pozwalające obniżyć emisję spalin. BMW stosuje strategię *EfficientDynamics* w zakresie optymalizacji zużycia paliwa oraz inne technologie, m.in.: technologia *ActiveHybrid*, która będzie zaprezentowana w pojeździe koncepcyjnym bazującym na BMW serii 7 oraz *BluePerformance* dla jednostek ZS (opcja w BMW 330d).

Światową premierę będzie miała wersja BMW 730 z sześciocylindrowym, rzędownym silnikiem ZS o mocy 180 kW (245 KM). Nowa jednostka ma zapewnić małe przebiegowe zużycie paliwa i niedużą emisję spalin. Kolejne nowości to dwa silniki serii 1. Pierwszy to czterocylindrowy silnik ZS o mocy 85 kW (115 KM), który pozwala osiągać przebiegowe zużycie paliwa na poziomie 4,4 dm³/100 km i emisję CO₂ 118 g/km. Drugi to nowa podstawowa wersja czterocylindrowego silnika benzynowego, montowanego w BMW 116i. Silnik spełnia normę spalin Euro 5 i rozwija większy o 25 N·m moment obrotowy, który wynosi 185 N·m.

Zestaw *BMW Performance Power Kit* dostępny jest dla wszystkich wersji BMW 135i oraz 335i. Pakiet zwiększa moc silnika o pojemności skokowej 3,0 dm³ do 240 kW (326 KM).

Oprac. na podst. www.bmw.com

Fiat MultiAir

Coraz bardziej restrykcyjne przepisy zmuszają producentów do wdrażania nowych sposobów zmniejszania emisji szkodliwych substancji do atmosfery.

W tradycyjnym silniku spalinowym zwykle około jednej dziesiątej energii jest marnowane na proces pompowania powietrza do kanałów dolotowych. Koncern Fiat poszukiwał już w latach 80. XX w. możliwości zmniejszenia tak traconej energii, ale poszukiwania nie przyniosły oczekiwanych skutków. Według przedstawicieli Fiata nowy, zaproponowany przez nich system ma przynieść dużą poprawę, a nowy silnik benzynowy *MultiAir* rozpocznie przełom w konstruowaniu małych silników benzynowych. Jego istota opiera się na zastosowaniu elektromagnetycznych zaworów w układzie rozrządu, których działanie sterowane jest wałkiem rozrządu. Możliwe jest dostosowanie skoku zaworów do bieżących warunków obciążenia silnika (por. dalej: osprzęt).

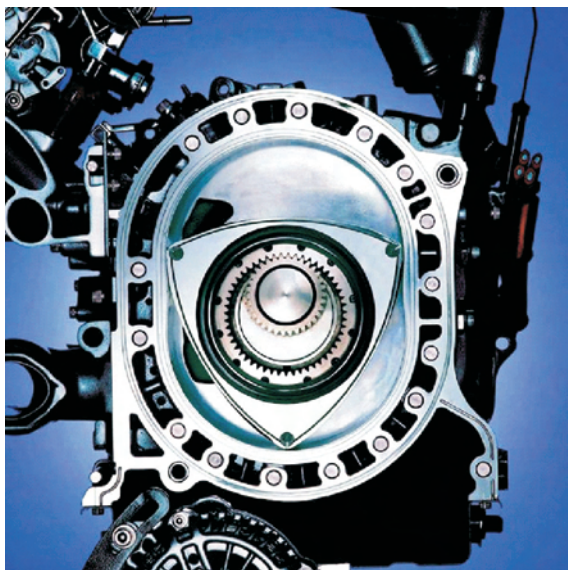
W stosunku do silników o podobnej pojemności skokowej, zastosowanie konstrukcji *MultiAir* umożliwia zwiększenie mocy o 10%, a momentu obrotowego o 15%, natomiast zużycie paliwa zmniejszy się o 10%, a emisja CO₂ będzie mniejsza o 40%.

Oprac. na podst. www.fiat.com

Silnik Wankla w samochodach Mazdy

Według doniesień magazynu *Inside Line* nowa generacja Mazdy RX-7 oraz następca modelu RX-8 będą wyposażone

w silniki Wankla. Dotychczas silnik taki był oferowany jedynie w modelu RX-8. Inżynierowie Mazdy przez ostatnie lata pracowali nad ulepszeniem konstrukcji i obecnie postanowili poszerzyć jego zastosowanie.

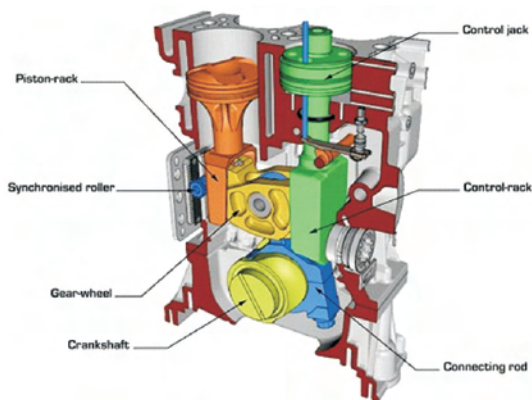


Nowy silnik 16X będzie dostępny w konfiguracji $2 \times 800 \text{ cm}^3$; dotychczasowy silnik miał mniejszą pojemność skokową ($2 \times 654 \text{ cm}^3$). Poza większą pojemnością silnik będzie oszczędniejszy o około 20%, natomiast jego moc maksymalna wyniesie 200 kW (270 KM). W nowym modelu RX-7 pojawi się też dwusprzęgłowa skrzynia z sześcioma przełożeniami, w której będzie możliwe ustawienie momentu, w którym ma się włączać wyższy bieg.

Oprac. na podst. www.mazda.com

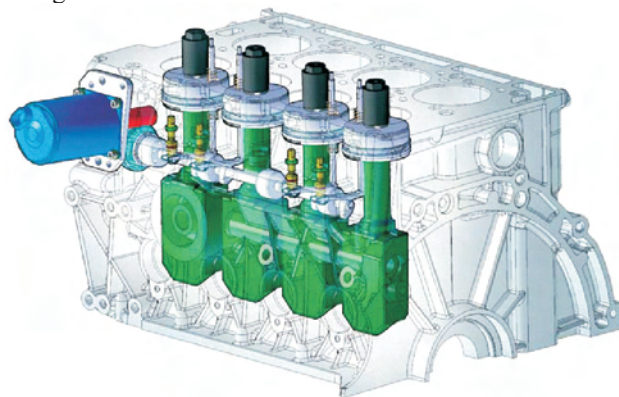
MCE-5 Development – prototypowy silnik o zmiennym stopniu sprężania

Podczas 79. Salonu Motoryzacyjnego w Genewie francuska firma MCE-5 Development przedstawiła prototypowy silnik ZI o pojemności skokowej 1500 cm^3 MCE-5 VCRi o zmiennym stopniu sprężania w jego pierwszym zastosowaniu – w samochodzie Peugeot 407.



Czterocyldrowy silnik VCRi wyposażony w dwustopniową turbosprężarkę osiąga znamionową moc użyteczną równą 164 kW/223 KM (porównywalną z mocą silnika 3.0 dm^3 V6) i moment obrotowy 420 N·m przy prędkości obrotowej 1500 obr/min (porównywalny z silnikami ZI o

układzie cylindrów typu V8). Parametry te odpowiadają wskaźnikom operacyjnym: $N_1 = 109,3 \text{ kW/dm}^3$, $N_{\text{cyl}} = 41,0 \text{ kW/cyl}$, $p_{e-\text{max}} = 3,52 \text{ MPa}$. Zużycie paliwa w cyklu jezdnym NEDC wynosi $6,7 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$ przy emisji CO_2 równej 158 g/km.

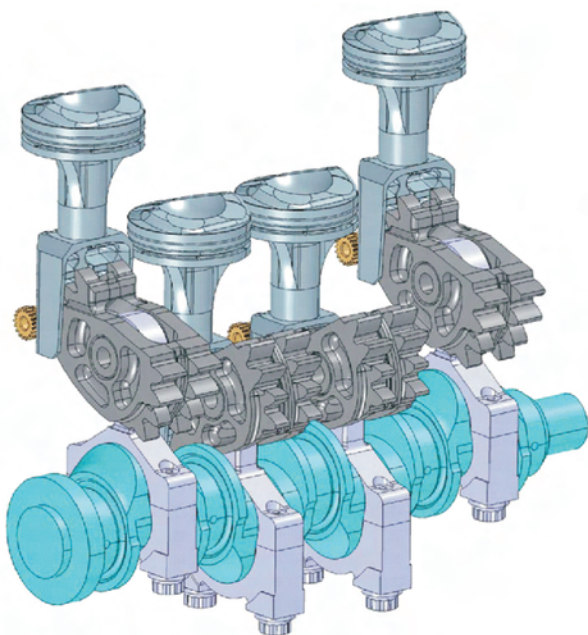


Zaproponowana technologia zmiany stopnia sprężania może być zastosowana dla mniejszych objętości skokowych. Wyniki, na które zwrócono uwagę w Genewie uzyskano dla silnika rozwojowego, który nie jest jeszcze wyposażony w bezpośredni wtrysk paliwa GDI lub zoptymalizowane komory spalania. Wersja 2010 silnika MCE-5 VCRi będzie wyposażona w system GDI, zoptymalizowane komory spalania i zaawansowane sterowanie temperaturami silnika, głowicy cylindrowej, tłoków i kolektora wylotowego spalin. Moc użyteczna i moment obrotowy wersji 2010 wzrosną odpowiednio do 201 kW i 460 N·m ($N_1 = 134,0 \text{ kW/dm}^3$, $N_{\text{cyl}} = 50,25 \text{ kW/cyl}$, $p_{e-\text{max}} = 3,85 \text{ MPa}$), podczas gdy średnie zużycie paliwa w cyklu NEDC będzie mniejsze niż $6,0 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$, a emisja CO_2 mniejsza niż 140 g/km.

Firma MCE-5 sugeruje, że dla tego typu silnika osiągnięcie wartości emisji CO_2 120 g/km przed 2012-2013 rokiem wydaje się realne dla pojazdów o bardzo dobrych osiągnięciach i znacznym zmniejszeniu zużycia paliwa w całym zakresie eksploatacji pojazdu. Prace rozwojowe nad silnikiem MCE-5 trwają od 12 lat. W tym roku 12 firm, łącznie z głównymi dostawcami przemysłu motoryzacyjnego, połączyło się, aby zaproponować producentom samochodów program dotyczący projektowania i produkcji silników MCE-5 VCRi na najbliższe 6-8 lat.

Silnik MCE-5 zapewnia ciągle i reaktywne sterowanie stopniem sprężania w zakresie od 7 do 20 dla każdego cylindra silnika. Blok silnika MCE-5 integruje sterowanie przeniesienia napędu i stopnia sprężania przez połączenie mechanizmu korbowo-tłokowego, przekładni o dużej wytrzymałości i serwowatorów. Wspólna głowica cylindrowa stosowana jest zarówno dla komór spalania, jak i górnych dźwigni sterujących podnośnikami – po jednej dla każdego cylindra. Dźwignie umieszczone są po zimnej stronie głowicy cylindra, pod przewodami dolotowymi. Mechanizm sterowania stopniem sprężania umieszczony jest pod dźwigniami sterującymi i jest oparty na wale mimośrodowym napędzanym przez elektryczny serwowator. Nienawrotny układ ślimakowy umożliwia transmisję pomiędzy serwowatorem i wałem mimośrodowym. Czas potrzebny do przejścia

od minimalnego do maksymalnego stopnia sprężania jest krótszy niż 100 ms. Ramiona wahaczy napędzane są przez wał mimośrodowy w celu utrzymania dźwigni sterujących w wymaganym pionowym położeniu.



Blok silnika MCE-5 VCR nie ma wpływu na pozostałe części silnika lub komponenty pojazdu. Jego połączenia ze skrzynią biegów, przewodami i urządzeniami pomocniczymi nie wymagają dodatkowych urządzeń, a integracja z pojazdem pozostaje konwencjonalna.

Pozostałe cechy konstrukcyjne są następujące:

- kinematyka tłoka pozostaje dokładnie taka sama jak dla silnika konwencjonalnego, z takim samym współczynnikiem r/l (stosunek korbowy); obowiązuje to dla każdego stopnia sprężania
- wał korbowy jest wyjątkowo sztywny (wykorbienie jest zredukowane o połowę)
- sztywność skrzyni korbowej jest co najmniej równoważna sztywności skrzyni korbowej dla silników konwencjonalnych, co zapewnia sztywną i precyzyjną linię łożysk i optymalną geometrię otoczenia dla wszystkich części ruchomych
- sterowany rolką tłok już nie jest poddawany naciskom od korbowodu (brak naprężeń promieniowych tłoka) lub uderzeniom. Siły, które wytwarzają moment obrotowy wału są całkowicie przejmowane przez rolki; takie rozwiązanie redukuje straty spowodowane tarciami i znacznie zwiększa trwałość cylindra. Stanowi to różnicę w odniesieniu do problemu trwałości mocno obciążonych bardzo wysiłowych silników.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Silniki ZS

Jaguar – silnik z doładowaniem zakresowym

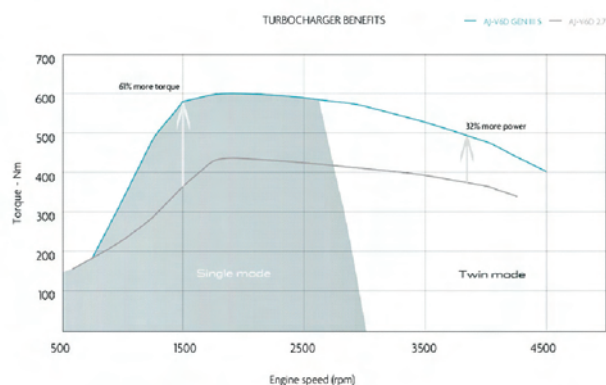
Jaguar wprowadza na rynek model XF z nowym silnikiem o oznaczeniu AJ-V6D Gen III. Silnik spełnia normę

czystości spalin Euro 5 i zapewnia równocześnie bardzo dobre wskaźniki pracy. Nowa jednostka napędowa o pojemności skokowej $3,0 \text{ dm}^3$ i o 24 zaworach umieszczonych w głowicy będzie dostępna w dwóch wersjach: I – rozwija moc 177 kW (240 KM), natomiast II – moc 202 kW (275 KM) i moment obrotowy $600 \text{ N}\cdot\text{m}$ ($N_1 = 70,1 \text{ kW/dm}^3$, $N_{\text{cyl}} = 35 \text{ kW/cyl}$, $p_{e\text{-max}} = 1,92 \text{ MPa}$).

Nowe silniki w obydwu wersjach mają mniejszą emisję CO_2 i tym samym mniejsze przebiegowe zużycie paliwa o 10–12% w porównaniu do poprzedniej wersji.

Nowa jednostka już przy prędkości obrotowej 1500 obr/min zapewnia 61% więcej momentu obrotowego niż jej poprzedniczka. Także na tle konkurencyjnych jednostek napędowych ZS stosowanych w BMW, silnik V6 Jaguara ocenia się dobrze. Napęd z firmy BMW o pojemności skokowej $3,0 \text{ dm}^3$, który został silnikiem roku, uważany obecnie za szczyt osiągnięć w dziedzinie silników ZS (286 KM mocy i $580 \text{ N}\cdot\text{m}$ momentu obrotowego), osiąganymi jest do niego bardzo zbliżony.

Kluczem do uzyskania wysokich wskaźników pracy jest system podwójnego zakresowego (sekwencyjnego) doładowania. Większa turbosprężarka ze zmienną geometrią łopatek ładuje powietrze do cylindrów do prędkości obrotowej wału korbowego ok. 2800 obr/min, w tym czasie druga mniejsza turbosprężarka pozostaje odłączona. Aby zaoszczędzić na stracie ciśnienia gazów wylotowych i dolotowych, mniejsza turbosprężarka jest w odcięta za pomocą specjalnych zaworów. Gdy prędkość wału korbowego przekracza prędkość obrotową 2800 obr/min, zawory otwierają się i silnik w ciągu 300 ms osiąga maksymalne wartości wskaźników pracy. Podczas optymalizacji charakterystyki doładowania turbosprężarek konstruktorzy pracowali nad zlikwidowaniem tzw. „turbo dziury”. Efektem tych prac jest osiągnięcie momentu obrotowego $500 \text{ N}\cdot\text{m}$ już po 0,5 s od uruchomienia sterownika dawki ustawionego w pozycji pełnego obciążenia.



Ważnym elementem konstrukcyjnym poprawiającym parametry nowego silnika Jaguara XF jest system *common rail* trzeciej generacji. Wyposażony jest on w piezoelektryczne wtryskiwacze pracujące pod ciśnieniem 2000 barów, osadzone głębiej dla lepszego wyciszenia jednostki. Nowy system wtrysku, w przeciwieństwie do poprzednich generacji, umożliwia precyzyjnie odmierzanie dawki paliwa dla wtrysku wielofazowego.



Silnik Jaguara wyposażony jest w unowocześniony system recyrkulacji spalin (EGR). Zawory sterujące przepuszczeniem gazów wylotowych umieszczono bliżej kolektora wydechowego w celu szybszej ich reakcji. Blok silnika wykonano ze specjalnego stopu żeliwa (CGI), a głowice z aluminium. Pokrywy zaworów oraz miskę olejową (z dwuwarstwowej stali) zaprojektowano tak, aby jak najlepiej tłumiły wibracje i hałas pracującego silnika.

Oprac. na podst. www.autogaleria.pl

Firma Volvo wprowadza dwa nowe 5-cylindrowe silniki

Firma Volvo Cars wprowadza dwa nowe 5-cylindrowe, turbodoładowane silniki ZS o pojemności skokowej 2,4 dm³. Silnik D5 jest wyposażony w dwie turbosprężarki i rozwija moc znamionową 153 kW oraz maksymalny moment obrotowy 420 N·m ($N_e = 208 \text{ KM}$, $N_l = 63,8 \text{ kW/dm}^3$, $N_{\text{cyl}} = 30,6 \text{ kW/cyl}$, $p_{e-\text{max}} = 2,2 \text{ MPa}$). Drugi silnik 2,4D ma pojedynczą turbosprężarkę i osiąga znamionową moc 130 kW oraz maksymalny moment obrotowy 420 N·m ($N_e = 177 \text{ KM}$, $N_l = 54,11 \text{ kW/dm}^3$, $N_{\text{cyl}} = 26 \text{ kW/cyl}$, $p_{e-\text{max}} = 2,2 \text{ MPa}$).

Silniki te będą dostępne w samochodach: Volvo S80, Volvo V70, Volvo XC60 i Volvo XC70 na wybranych rynkach od połowy 2009 roku. Obie turbosprężarki mają różne wielkości i razem dostarczają ciśnienie doładowania rzędu 180 kPa w szerokim zakresie prędkości obrotowej. Mniejsza turbosprężarka służy głównie do doładowania przy mniejszych prędkościach obrotowych. Turbosprężarka ta reaguje szybciej niż większa turbosprężarka i daje natychmiastową reakcję na gwałtowne zmiany ruchu przepustnicy. Przy większych prędkościach obrotowych przejmuje rolę większa turbosprężarka dla zapewnienia większego doładowania podczas przyspieszania przy większych prędkościach obrotowych silnika. Zasady te wynikają z koncepcji doładowania zakresowego (sekwencyjnego).

Technologia doładowania zakresowego dla silnika D5 umożliwiła wprowadzenie wyższych poziomów recyrkulacji spalin (EGR) w szerszym zakresie prędkości obrotowej niż poprzednio. W systemie wtrysku paliwa zastosowano piezoelektryczne wtryskiwacze umożliwiające precyzyjny rozkład rozpylonego paliwa w komorze spalania, co daje

w rezultacie efektywne spalanie i niski poziom emisji. Jednocześnie omawiana technologia i efektywne spalanie wytwarzają efekt akustyczny bardzo przypominający ten pochodzący od 6-cylindrowego silnika ZI.

Silnik 2,4D z pojedynczą turbosprężarką został zoptymalizowany pod kątem małego zużycia paliwa. System wtrysku paliwa jest wyposażony w piezoelektryczny wtryskiwacz paliwa innego typu niż ten zastosowany w silniku D5, co zapewnia zmniejszenie zużycia paliwa przez wyjątkowo precyzyjne sterowanie wtryskiem. Duże ciśnienie wtrysku daje w rezultacie efektywne spalanie. Dla zwiększenia zdolności napędowej pojazdu zoptymalizowano mniejszą turbosprężarkę w celu wytworzenia dużego momentu obrotowego przy małych prędkościach obrotowych.

Oba silniki mają pewną liczbę wspólnych rozwiązań technologicznych: mniejszy stopień sprężania, bardziej efektywne spalanie i elektroniczne sterowanie najnowszej generacji. Inżynierowie firmy Volvo zmniejszyli straty tarcia wewnętrznego i pompowania w silnikach ZS. Spadek ciśnienia w systemach dolotowym i wylotowym został również znacznie ograniczony. Nowe turbodoładowane silniki ZS zostały również wyposażone w ceramiczne świece żarowe, które zapewniają doskonałe właściwości podczas uruchamiania dzięki szybkiemu nagrzewaniu się. Osiągają one temperaturę rzędu 1000°C w ciągu zaledwie 2 s, umożliwiając łatwe uruchomienie silnika i redukcję emisji. Dla wybranych warunków pracy, np. dla bardzo małych wartości prędkości obrotowej, ceramiczne świece żarowe mogą być zastosowane do podwyższenia temperatury w cylindrach, co dodatkowo poprawia efektywność spalania.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Doładowanie

Continental wprowadza pierwszą turbosprężarkę

Międzynarodowy dostawca motoryzacyjny – firma Continental – rozszerza zakres oferowanych produktów o pierwszy, opracowany we własnym dziale mechanizmów napędowych, system turbodoładowania dla silników spalinowych. Nowa turbosprężarka została zaprojektowana w celu umożliwienia w pełni zautomatyzowanego montażu i będzie zainstalowana w silnikach ZI Europejskiej Platformy Pojazdów w 2011 roku.

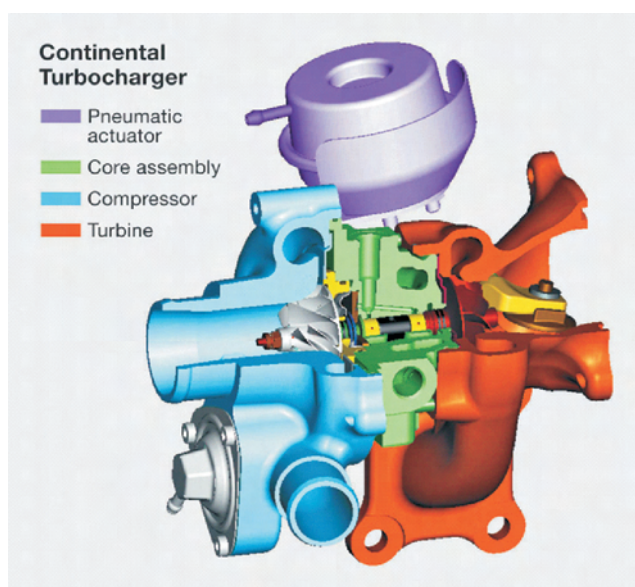
Continental twierdzi, że dla swojej turbosprężarki zastosował innowacyjną metodę produkcji. Wszystkie główne komponenty zostały zaprojektowane pod kątem zautomatyzowanego montażu wzdłuż pojedynczej osi, podczas gdy konwencjonalne turbosprężarki wymagają montażu przeprowadzanego w kilku etapach, częściowo ręcznie. W pełni zautomatyzowany montaż zapewnia korzyści w odniesieniu do jakości, ze względu na mniejszy współczynnik występowania wad w procesie produkcyjnym; zapewnia również korzyści w zakresie kosztów produkcji, co jest szczególnie ważne ze względu na instalowanie turbosprężarek w masowych seriach modelowych.

Turbosprężarka została zaprojektowana w czasie 3-letnich prac prowadzonych w dwóch placówkach firmy

Continental, w Grunstadt/Rheinland-Pfalz i Regensburgu w Bawarii. Turbina o średnicy 38 mm obraca się z prędkością 240 000 obr/min (4000 obr/s). W celu zapobieżenia powstawaniu nadmiernego ciśnienia doładowania przy dużej mocy silnika turbosprężarka zaopatrzona jest w zawór upustu spalin. Ten zawór obejściowy prowadzi spaliny za turbinę, gdyż w przeciwnym razie moc użyteczna silnika mogłaby spowodować przekroczenie przez turbosprężarkę granic konstrukcyjnych i pracę przy nadmiernej prędkości oraz nadmierny wzrost ciśnienia doładowania. Zawór recyrkulacyjny powietrza nadmiarowego po stronie sprężarki uniemożliwia powrót sprężonego powietrza do obudowy sprężarki i spowolnienie wirnika turbiny sprężarki, zawsze kiedy zamknięty jest zawór kolektora wylotowego, co mogłoby prowadzić do uszkodzenia turbosprężarki. Ponadto idea konstrukcyjna przewiduje chłodzenie odpowiednich kanałów w obudowie łożysk, co jest bardzo korzystne, szczególnie w przypadku małych turbosprężarek dla silników ZI przy temperaturze spalin wyższej niż 1000°C. Przy konstrukcji modułowej można zmieniać wielkość turbosprężarki i można ją adaptować do silników o innych wymiarach.

Firma Continental twierdzi, że względy strategiczne i techniczne spowodowały, że prace rozwojowe rozpoczęły się od małej turbosprężarki. Przeprowadzone wcześniej analizy rynku doprowadziły do wniosku, że prawie wszyscy producenci silników koncentrowali się na konstruowaniu małych doładowanych silników ZI, i że w ciągu następnych kilku lat będą istniały doskonałe warunki do wzrostu produkcji w tym segmencie.

Produkcja seryjna turbosprężarek w firmie Continental rozpocznie się w 2011 roku w zakładach Trutnov w Republice Czeskiej. Zaplanowany jest gwałtowny wzrost produkcji, która przed 2014 rokiem ma osiągnąć 2 mln komponentów. Zakład, który zatrudnia około 400 pracowników, obecnie wytwarza głównie wysokociśnieniowe pompy paliwowe.



Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Osprzęt

Bosch – 50 mln wyprodukowanych jednostek systemu common rail

Technologię wtrysku typu *common rail* (CR) do silników ZS rozpoczęto stosować w 1997 roku. Po dwunastu latach zmieniła ona silnik ZS w nowoczesny i ekologiczny napęd. Dzięki technologii *common rail* silniki ZS poprawiły wskaźniki pracy, moc, moment obrotowy, zużycie paliwa, emisję substancji szkodliwych. Jak wynika ze średnich wyliczeń, zastosowanie wtrysku akumulatorowego pozwoliło na obniżenie spalania o 30% i redukcję poziomu emisji spalin aż o 95%. Firma Bosch świętuje właśnie 50 milionów wyprodukowanych systemów tego typu.

Pierwszym producentem, który zdecydował się zaryzykować zastosowanie nowatorskiej technologii wtrysku była Alfa Romeo w modelu 156 JTD.

Bez wątpienia nowa technologia połączona z turbodoładowaniem pozwoliła silnikom ZS zdobyć dużą popularność w ostatnich latach. W roku 2001 na rynku pojawiły się 3 miliony egzemplarzy samochodów z silnikami wyposażonymi w CR, a w 2002 r. tych aut było już 10 milionów. W latach 1997-2007 udział samochodów z silnikami ZS w stosunku do benzynowych wzrósł z 20 do ponad 50%.

Dziś wszyscy renomowani producenci samochodów na świecie stosują CR produkcji Bosch. Przedsiębiorstwo produkuje komponenty do tych systemów wtryskowych w 15 fabrykach zlokalizowanych w Europie, Azji i Ameryce.



Oprac. na podst. www.bosch.com

Elektro-hydrauliczny system ustawiania zaworów Fiat MultiAir

Na wystawie Salonu Motoryzacyjnego w Genewie Grupa FIAT i FIAT PowerTrain Technology zaprezentowały swoją nową technologię zarządzania rozrządem *MultiAir*. *MultiAir* jest elektro-hydraulicznym systemem ustawiania zaworów, który zapewnia dynamiczną i bezpośrednią kontrolę powietrza i spalania w każdym cylindrze, cylinder po cylindrze, suw po suwie. FIAT oczekuje, że *MultiAir*, przy bezpośrednim sterowaniu przepustnicy, może pomóc w redukcji zużycia paliwa aż o 10% w silnikach doładowanych lub wolnossących silnikach ZI. Emisje składników szkodliwych są ograniczone przez kontrolę spalania. Zdaniem firmy FIAT,

system *MultiAir*, zastosowany do turbodoładowanego silnika uwzględniającego koncepcję *downsizingu*, może przyczynić się do redukcji zużycia paliwa aż o 25% w porównaniu z konwencjonalnymi wolnossącymi silnikami o takiej samej charakterystyce. Zasada działania systemu zastosowanego do zaworów dolotowych jest następująca: tłok poruszany mechaniczną krzywką dolotową jest połączony z zaworem dolotowym przez komorę hydrauliczną, która jest sterowana za pomocą zaworu elektromagnetycznego. Kiedy zawór elektromagnetyczny jest zamknięty, olej w komorze hydraulicznej zachowuje się jak ciało stałe i przekazuje do zaworów dolotowych procedurę otwierania narzuconą przez mechaniczną krzywkę dolotową. Kiedy zawór elektromagnetyczny jest otwarty, komora hydrauliczna i zawory dolotowe są rozłączone; zawory dolotowe przestają podążać za krzywką i zamykają się pod wpływem działania sprężyny zaworu. Końcowa część suwu zamykania jest kontrolowana przez specjalny hamulec hydrauliczny dla zapewnienia łagodnej i regularnej fazy rozładowania w każdym warunkach pracy silnika.

Przez kontrolę czasu otwierania i zamykania zaworu elektromagnetycznego można z łatwością uzyskać szeroki zakres optymalnych procedur otwarcia zaworu dolotowego. W przypadku mocy maksymalnej zawór elektromagnetyczny jest zawsze zamknięty, a pełne otwarcie zaworu uzyskuje się po dokładnym nadażaniu za krzywką mechaniczną, która została zaprojektowana tak, aby maksymalizować moc przy dużej prędkości obrotowej silnika (długi czas otwarcia). W przypadku momentu obrotowego przy małych prędkościach obrotowych zawór elektromechaniczny otwiera się w pobliżu końca profilu krzywki, co prowadzi do wczesnego zamknięcia zaworu dolotowego. Eliminuje to niepożądany przepływ wsteczny powietrza do kolektora i maksymalizuje ilość powietrza pozostającego w cylindrach. Dla częściowego obciążenia silnika zawór elektromagnetyczny otwiera się wcześniej, powodując częściowe otwarcie zaworu w celu kontrolowania ilości przechwytywanego powietrza jako funkcji wymaganego momentu obrotowego. Alternatywnie zawory dolotowe mogą być częściowo otwierane przez zamykanie zaworu elektromagnetycznego, gdy rozpoczęło się już działanie krzywki mechanicznej. W takim przypadku przepływ powietrza do cylindra jest szybszy i powoduje większe zawirowania w cylindrze. Dwa ostatnie tryby wzbudzenia mogą być połączone w tym samym suwie dolotowym, wytwarzając tryb wzbudzenia „multilift”, który wzmacnia zawirowanie i szybkość spalania przy bardzo małych obciążeniach.

Potencjalne korzyści dla silników ZI są następujące:

- maksymalna moc użyteczna zwiększa się aż o 10% dzięki zastosowaniu krzywki mechanicznej o odpowiednim profilu
- moment obrotowy przy małych prędkościach zwiększa się o 15% dzięki strategii wczesnego zamykania zaworu dolotowego, co maksymalizuje ilość powietrza pozostającego w cylindrach
- wyeliminowanie strat pompowania daje 10-procentową redukcję zużycia paliwa i emisji CO₂, zarówno dla silników wolnossących, jak i turbodoładowanych o takiej samej pojemności skokowej

- turbodoładowane silniki z uwzględnionymi zasadami *downsizingu* typu *MultiAir* mogą uzyskać mniejsze o 25% zużycie paliwa w porównaniu z konwencjonalnymi wolnossącymi silnikami z osiągnięciami na takim samym poziomie
- optymalne strategie kontroli zaworów podczas rozgrzewania silnika i wewnętrzna recyrkulacja spalin realizowane przez ponowne otwarcie zaworów dolotowych podczas suwu wylotu powodują zmniejszenie emisji w zakresie od 40% dla HC/CO do 60% dla NO_x
- stałe ciśnienie powietrza dolotowego, atmosferyczne dla silników wolnossących i wyższe dla silników turbodoładowanych wraz z szybkim sterowaniem masą powietrza, cylinder po cylindrze, suw po suwie, powodują uzyskanie dużej dynamiki i elastyczności zmian parametrów eksploatacyjnych silnika
- po raz pierwszy technologia *MultiAir* będzie zastosowana w wolnossących i turbodoładowanych silnikach Fire 1400 cm³ 16V. Następne zastosowanie to nowy dwucylindrowy silnik ZI o pojemności skokowej równej 900 cm³, dla którego konstrukcję głowicy cylindrowej zoptymalizowano, aby zintegrować ją z serwowatorem systemu *MultiAir*. Również w tym przypadku będzie wersja dla silników wolnossących i turbodoładowanych. Szczególna wersja turbodoładowanego silnika będzie silnikiem dwupaliwowym (benzyna–sprężony gaz ziemny). Dzięki radykalnemu zmniejszeniu pojemności skokowej, turbodoładowany silnik ZI osiąga poziomy emisji CO₂ podobne jak silniki ZS, które w wielu przypadkach zastosowań, dla wersji silnika zasilanego gazem ziemnym, ulegają dalszej redukcji do poziomu emisji CO₂ niższego niż 80 g/km.

Firma FIAT twierdzi, że system *MultiAir* doprowadzi do dalszych innowacyjnych zmian, takich jak:

- integracja systemu bezpośredniego sterowania powietrzem *MultiAir Direct* z bezpośrednim wtryskiem benzyny w celu dalszej poprawy reakcji silnika w stanach niustalonych i ulepszenia gospodarki paliwowej
- wprowadzenie bardziej zaawansowanych strategii otwierania zaworów w celu dalszej redukcji poziomów emisji
- innowacyjny dobór turbosprężarki do silnika w celu sterowania masą przechwyconego powietrza przez połączenie strategii optymalizacji ciśnienia doładowania i otwierania zaworów.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

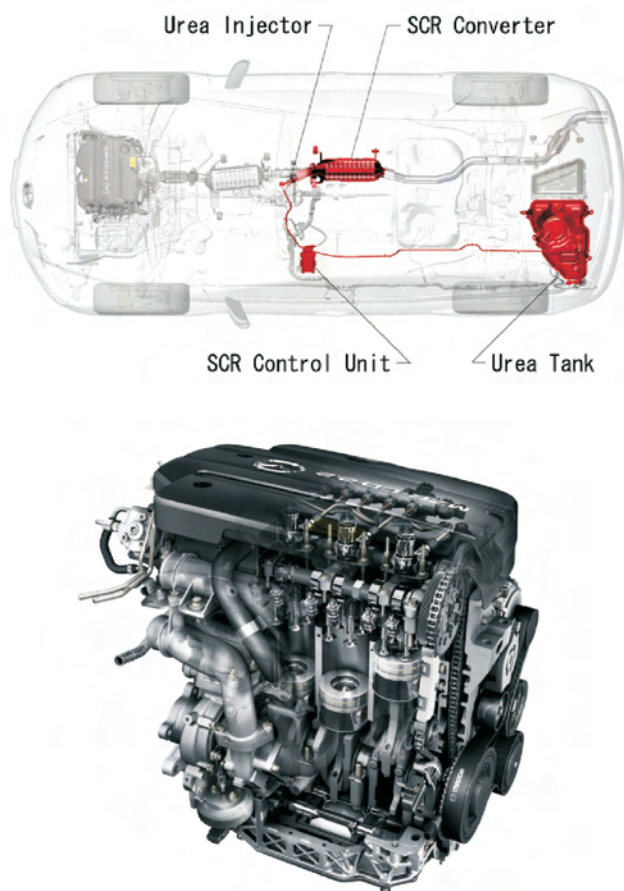
Emisja związków toksycznych

Mazda zastosowała system SCR

Odświeżona wersja pojazdu Mazda CX-7 firmy Mazda Motor Corporation będzie pierwszym samochodem osobowym, wyprodukowanym przez producenta japońskiego, który ma być wyposażony w mocnikowy system selektywnej redukcji katalitycznej (SCR).

System SCR firmy Mazda, który jest mniejszy od wcześniejszych systemów, będzie powiązany z nowo zaprojektowanym turbodoładowanym silnikiem ZS typu MZR-CD o pojemności skokowej równej 2,2 dm³. Silnik ten emituje

małe ilości NO_x , co oznacza, że system SCR musi usuwać mniejszą ilość NO_x w późniejszym procesie przetwarzania, dzięki czemu do redukcji NO_x wymagana jest ograniczona ilość mocznika, a więc także mniejszy zbiornik mocznika, co pozwala na jego instalację wewnątrz zbiornika paliwa w samochodzie. Filtr cząstek stałych silnika MZR-CD 2,2 dm^3 pełni rolę zaprojektowanego przez Mazdę mechanizmu aktywacji katalitycznej, który polepsza proces usuwania cząstek stałych charakterystycznych dla spalin pochodzących z silnika ZS. Nowy katalityczny proces obróbki spalin (*new catalytic combustion treatment process*) umożliwia wypalanie cząstek stałych w przybliżeniu o 60% szybciej niż w przypadku innych istniejących obecnie systemów.



Silnik, który jest również stosowany w samochodzie Mazda 6 osiąga maksymalny moment obrotowy 400 $\text{N}\cdot\text{m}$ i mniejsze zużycie paliwa dzięki zmodyfikowanej konstrukcji wtryskiwaczy paliwa, mniejszemu stopniowi sprężania i innym udoskonaleniom. Ciśnienie paliwa wewnątrz układu *common rail* wzrasta do 200 MPa, dysze wtryskiwaczy są prawie 20% mniejsze niż w poprzedniej konstrukcji, a minimalny czas wtrysku jest 30% krótszy. W wyniku tych ulepszeń rozpylenie paliwa jest dokładniejsze, a częstotliwość wtrysku paliwa, ustawienie rozrządu, objętość i wielkość cząstek mogą być kontrolowane w optymalny sposób. W wyniku tych działań zużycie paliwa oraz ilość sadzy wytwarzanej w spalinach są bardzo zredukowane. Mały stopień sprężania, precyzyjna technologia wtrysku paliwa, sprawniejszy system recyrkulacji spalin (EGR) oraz bardzo sztywna konstrukcja dolnego bloku umożliwiły uzyskanie

redukcji hałasu i drgań.

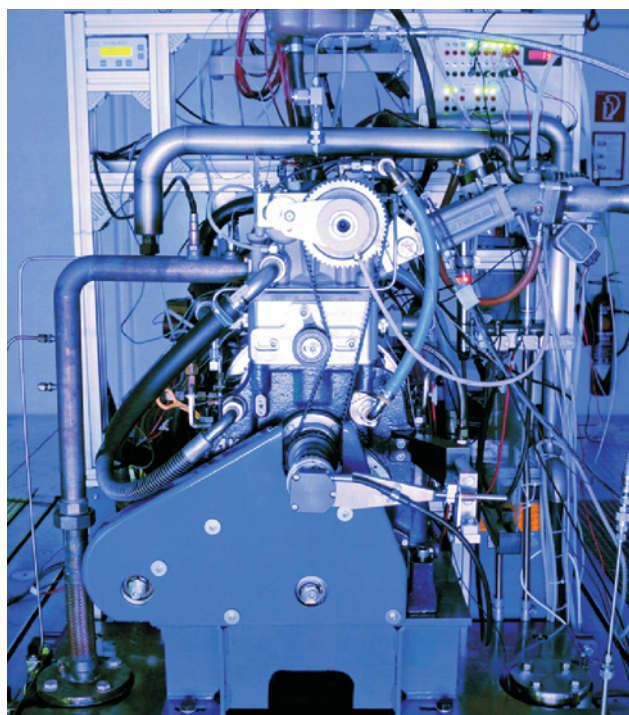
Firma Mazda planuje wprowadzenie mocznikowego systemu SCR w 2009 roku, razem ze wznowieniem produkcji samochodu Mazda CX-7. Pojazd Mazda CX-7 z mocznikowym systemem SCR będzie spełniał wymagania przepisów Euro 5.

Oprac. na podst. www.greencarcongress.com

Napędy alternatywne

Wysokociśnieniowy wodorowy silnik z bezpośrednim wtryskiem

Grupa badawcza BMW Group Forschung und Technik, we współpracy z pracownikami naukowo-badawczymi z Graz i Wiednia w Austrii zaprojektowała wyspecjalizowany wodorowy silnik spalinowy o geometrii silnika ZS i technologii bezpośredniego wtrysku wysokociśnieniowego H_2 . W rezultacie uzyskano silnik o sprawności ogólnej sięgającej 42%, zbliżonej do najlepszych turbodoładowanych silników ZS. Konstrukcja „H2BVplus” ma na celu zbadanie procesu spalania wodoru w silniku ZS, natomiast współczesne silniki spalające wodór są silnikami o zapłonie iskrowym.



Współpartnerami przy opracowaniu projektu sponsorowanego przez austriackie Ministerstwo Transportu, Innowacji i Technologii są: BMW, Instytut Silników Spalinowych i Termodynamiki Politechniki w Grazu, HyCentA Research GmbH z Grazu, a także HOERBIGER ValveTec GmbH z Wiednia.

System spalania wykorzystujący samozapłon wodoru otwiera nowe możliwości dla alternatywnych samochodowych systemów napędowych, zarówno w zakresie sprawności, jak i mocy wyjściowej. Duża sprawność w pojazdach zasilanych H_2 jest zamierzona zarówno na gruncie ekonomicznym i energetycznym, jak i dla minimalizacji

przestrzeni potrzebnej dla zbiornika paliwa. Wymóg dużej gęstości mocy jest lepiej spełniony przez silnik wodorowy ze względu na doskonałą zdolność do turbodoładowania, szczególnie w porównaniu z silnikami ZI, zważywszy, że anomalie spalania, takie jak spalanie stukowe, mogą być wyeliminowane. Możliwy jest dodatkowy i znaczący wzrost stopnia sprężania. Brak limitu dla emisji cząstek stałych przez silniki ZI, który powoduje, że konwencjonalne silniki ZS muszą pracować na ubogiej mieszance, pozwala na pracę przy stechiometrycznym składzie mieszanki paliwo-powietrznej w celu zapewnienia maksymalnej wartości opałowej mieszanki i w następstwie średniego ciśnienia użytecznego. Wtrysk wodoru w czasie wysokociśnieniowej fazy cyklu silnika dodatkowo zwiększa średnie ciśnienie użyteczne. Oczekuje się, że ze względu na stopień sprężania, wydajność i w następstwie zakres pracy pojazdu, system spalania silnika ZS będzie lepszy od współczesnych wodorowych silników wewnętrznego spalania typu Otto.

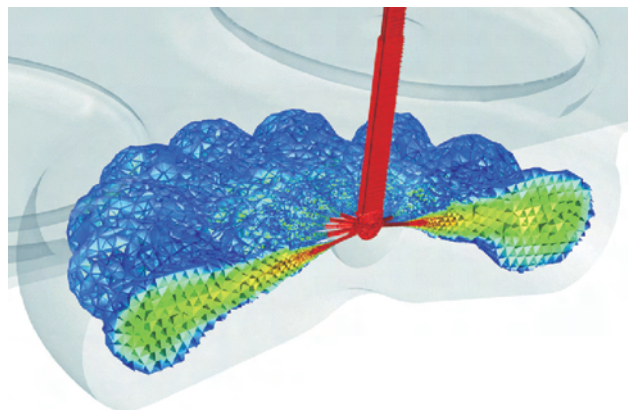
Wcześniej projekt był w stanie realizować wybrane samozapłonowe punkty pracy przy ogrzewaniu powietrza dolotowego i zwiększonym stopniu sprężania na badawczym silniku ZI odziedziczonym po wcześniejszych projektach związanych z H_2 , a także zaprojektować dobrze zapowiadające się rozwiązania dla geometrii komory spalania i dyszy wtryskiwaczy przez intensywne wykorzystanie narzędzi symulacyjnych 3D CFD.

W oparciu o te propozycje konstrukcyjne zbudowano całkowicie nowy silnik badawczy i zespoły związane z wtryskiem wysokociśnieniowym. Głównym wyzwaniem dla spalania wodoru przy samozapłonie jest wysoka temperatura zapłonu. Inne wyzwania obejmują wzrosty ciśnienia maksymalnego i ciśnienia, przy którym następuje zapłon, wpływ dużych wartości współczynników EGR i szybkości tworzenia NO_x . Nowo zaprojektowany system spalania łączy ideę spalania iskrowego i samoczynnego przy wykorzystaniu korzystnych właściwości spalania wodoru do osiągnięcia pożądaných wartości sprawności.

Inżynierowie oparli swoją pracę na wspólnym projekcie Unii Europejskiej „HyICE”, podczas którego zademonstrowane zostały moce jednostkowe aż do 100 kW na dm^3 pojemności skokowej dla procesu spalania wodoru przy zapłonie iskrowym. Inżynierowie z grupy badawczej BMW Group Forschung und Technik zaprojektowali nową głowicę cylindrową dla pracy przy wykorzystaniu wodoru w oparciu o produkcyjny silnik ZS. Komora spalania silnika skonfigurowana została przez BMW i Politechnikę w Grazu przy zastosowaniu numerycznej symulacji przepływu. Firma HOERBIGER ValveTec GmbH skonstruowała wysokociśnieniowe wtryskiwacze dla bezpośredniego wtrysku wodoru do komory spalania przy ciśnieniach aż do 300 bar (30 MPa).

Wtryskiwacze te przebadano i skalibrowano w Austriackim Centrum Wodorowym, które również dostarczyło infrastrukturę dla wodoru. Rozległe badania prowadzone na stanowiskach badawczych Instytutu Silników Spalinowych i Termodynamiki Politechniki w Grazu wykazały, że połączenie systemów spalania dla zapłonu iskrowego i

samoczynnego wykorzystujące zapłon powierzchniowy, po którym następuje spalanie typu dyfuzyjnego, stanowi idealne rozwiązanie w odniesieniu do sprawności ogólnej silnika. W rezultacie może być objęty cały zakres mapy charakterystyki silnika dla typowego samochodu osobowego, a uzyskiwane wartości stanowią górny poziom sprawności. Korzyści z tym związane to wzrost mocy jednostkowej i zmniejszenie zużycia paliwa. Tak więc nawet we wczesnej fazie projektu system spalania dobiera wartości sprawności najlepszych obecnie turbodoładowanych silników ZS przy maksimum sprawności ogólnej rzędu 42%.



Ze względu na to, że ciepło spalin silników wewnętrznego spalania można dobrze wykorzystać wskutek występowania wysokiej temperatury, w przyszłości możliwy będzie dalszy wzrost sprawności ogólnej dzięki wykorzystaniu ciepła odpadowego.

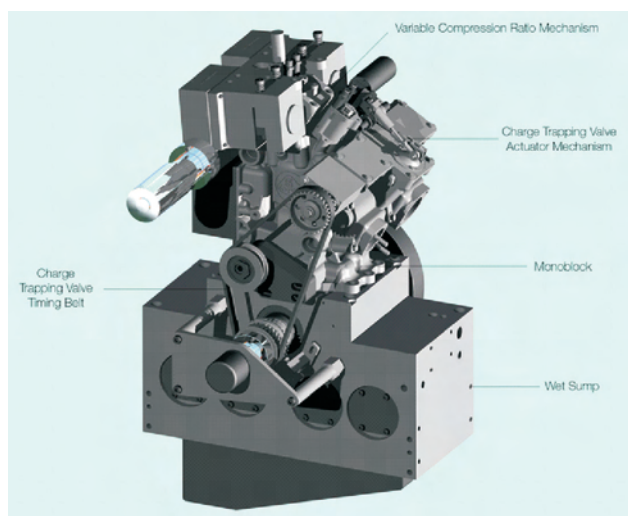
Oprac. na podst. www.bmw.com

Lotus Engineering przedstawia ideę silnika Omnivor

Podczas trwania 79. Międzynarodowego Salonu Motoryzacyjnego w Genewie firma Lotus Engineering pokazała monoblok jednocylindrowego silnika badawczego, przedstawiającego ideę silnika Omnivore. Silnik Omnivore został skonstruowany we współpracy z Uniwersytetem w Belfaście i korporacją Orbital Corporation Limited z Australii (znaną wcześniej z koncepcji silnika dwusuwowego inż. Saricha), w celu uzyskania dużej sprawności cieplnej silnika przy zasilaniu benzyną lub dowolnym paliwem na bazie alkoholu. Silnik ten charakteryzuje się innowacyjnym systemem o zmiennym stopniu sprężania i wykorzystuje dwusuwowy cykl pracy z bezpośrednim wtryskiem paliwa Orbital Flex DI. Zdaniem firmy Lotus jest on idealnie dostosowany do różnego rodzaju paliwa przy stopniu optymalizacji większym, niż jest to możliwe w przypadku istniejących silników czterosuwowych.

Silnik charakteryzuje się konstrukcją typu monoblok, która łączy głowicę i blok cylindrowy w całość, eliminując konieczność stosowania uszczelniania dla głowicy silnika, poprawiając trwałość i redukując ciężar. W tym przypadku zastosowanie monobloku jest ułatwione ze względu na brak wymogu dotyczącego zastosowania grzybkowych zaworów rozrządu. Nowatorski zawór przechwytyjący ładunek w kanale wylotowym pozwala na asymetryczną regulację w czasie przepływu spalin i ciągłą zmianę punktu otwarcia

wylotu. Zmienny stopień sprężania jest uzyskiwany przez zastosowanie krążka na górze komory sprężania. System ten porusza się w górę i w dół, powodując zmianę geometrii sprężania w zależności od obciążenia silnika.



System wtrysku paliwa Orbital Flex DI pozwala na dobre przygotowanie paliwa w cylindrze niezależnie od typu paliwa i razem z domieszką powietrza umożliwia efektywne spalanie w cyklu dwusuwowym i rozruch w niskiej temperaturze, jednocześnie oferując zaawansowaną kontrolę samozapłonu jednorodnej mieszanki typu HCCI.

Oprac. na podst. www.lotus.com

Firmy silnikowe

BMW współpracuje z NASA

BMW rozpoczęła właśnie współpracę z NASA, dzięki której powstanie nowa generacja systemu *EfficientDynamics* oraz nowe ekologiczne rozwiązania.

Według doniesień brytyjskiego magazynu Car, szef rozwoju marki BMW, Klaus Draeger zapowiedział, iż nowe rozwiązania pozwolą zwiększyć ekonomikę samochodów nawet o kolejne pięć procent.



NASA będzie pomagać w stworzeniu systemu termoelektrycznych generatorów, których działanie opiera się na wykorzystywaniu różnic ciepła oraz właściwości metali, aby w efekcie generować prąd. Prototypowy system został zainstalowany przy układzie wylotowym, generując 200 W mocy. W praktyce oznacza to, że ciepło, które jest wytwarzane podczas procesu spalania może być wykorzystane do produkcji energii elektrycznej. Nadmiar energii może być potem wykorzystany do zasilania różnych urządzeń, jak np. klimatyzacja. Prototypowy samochód wykorzystu-

jący technologię NASA jeździ już po drogach, ale wersja produkcyjnej nie należy spodziewać się przed upływem co najmniej pięciu lat.

Oprac. na podst. www.bmw.com

Sojusz Fiat – Chrysler zagrożony

Szef Fiata Sergio Marchionne stwierdził, że włoski koncern może odstąpić od porozumienia z Chryslerelem, jeśli amerykańskie związki zawodowe nie zgodzą się na ograniczenie kosztów pracy. Obie firmy powinny do końca kwietnia, terminu wyznaczonego przez rząd USA, osiągnąć porozumienie zarówno ze związkami zawodowymi, jak i akcjonariuszami. W przypadku braku takiego porozumienia Chrysler będzie zagrożony upadłością.

Źródło: 15/04/2009, Reuters, AutomotiveSuppliers.pl

General Motors może do czerwca ogłosić upadłość

Według dziennika „New York Times” amerykańskie ministerstwo skarbu sugeruje, by koncern samochodowy General Motors złożył w czerwcu br. wniosek o upadłość; spółka twierdzi jednak, że może dokonać reorganizacji bez pomocy sądu, choć nowy prezes koncernu Fritz Henderson nie wyklucza upadłości.

GM funkcjonuje obecnie dzięki pożyczkom udzielonym przez rząd, który w zamian domaga się redukcji kosztów działania i częściowej spłaty długów spółki oraz sporządzenia w ciągu 60 dni wiarygodnego planu restrukturyzacji. Wniosek o ogłoszenie bankructwa ma być przygotowany na wypadek, gdyby GM nie zdołał porozumieć się z wierzycielami w sprawie wymiany swego liczącego około 28 mld dolarów długu na akcje koncernu. W przypadku upadłości GM jego aktywa wykupiłaby nowo powstała spółka, finansując to z otrzymanych z budżetu państwa od 5 do 7 mld dolarów.

Źródło: PAP, 14/04/2009, AutomotiveSuppliers.pl

Volkswagen pobił rekord sprzedaży na chińskim rynku

Volkswagen sprzedał w marcu b.r. rekordową liczbę aut w Chinach: 112 466 samochodów, o 9% więcej niż rok wcześniej. Rekordową sprzedaż zanotowały trzy dostępne na chińskim rynku marki niemieckiego koncernu: Volkswagen, Skoda i Audi. W pierwszym kwartale Volkswagen sprzedał w Chinach łącznie 284 143 samochodów, o 6% więcej niż rok wcześniej.

Sprzedaż aut w Chinach wzrosła w marcu o 10% i była rekordowo wysoka.

Źródło: 14/04/2009, Puls Biznesu, pb.pl (MD), AutomotiveSuppliers.pl

Nie ma zapaści w polskiej motoryzacji?

Inwestorzy pozytywnie oceniają polski rynek motoryzacyjny na tle Europy Wschodniej – uważa wiceprezes PAIiZ Sławomir Majman.

W Polsce nie ma zapaści na rynku motoryzacyjnym. W tym roku mamy 3 nowe inwestycje w branży o wartości 70 mln euro, 100 mln euro i 200 mln euro. Te inwestycje dadzą 300–400 nowych miejsc pracy.

Źródło: 10/04/2009, Rzeczpospolita, AutomotiveSuppliers.pl

Books on combustion engines

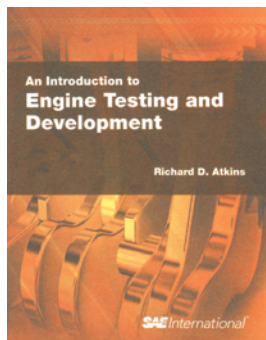
Książki o silnikach

AN INTRODUCTION TO ENGINE TESTING AND DEVELOPMENT

Atkins R.D.

SAE International, Warrendale 2009.

Książka prezentuje podstawowe wymagania dotyczące badań i rozwoju spalinowych układów napędowych. Zwięźle w niej informacje dotyczące metodyki pomiarów (temperatury, ciśnienia przepływu) oraz ich kalibracji. Przedstawiono analizę głównych układów silnika: zapłonowego, spalania, wylotu oraz doładowania. Omówiono współczesne standardy badawcze na hamowniach silnikowych wraz z podstawowymi wzorami przeliczeniowymi.

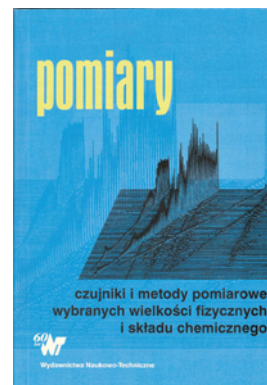


POMIARY. CZUJNIKI I METODY POMIAROWE WYBRANYCH WIELKOŚCI FIZYCZNYCH

Piotrowski J.

Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2009.

Książka kompleksowo przedstawia najnowszą wiedzę na temat technik pomiarowych różnych wielkości fizycznych i stosowanej nowoczesnej aparatury. Omówiono w niej m.in.: podstawowe błędy pomiarów i sposoby ich wyznaczania, niedokładność wyników pomiarów i sposoby ich oceniania, metody pomiarów: temperatury, ciśnienia, poziomu, przepływów, drgań i wstrząsów, hałasu, składu chemicznego oraz wilgotności, układy przetwarzania i przesyłania sygnałów pomiarowych, współczesną aparaturę pomiarową, właściwości metrologiczne aparatury pomiarowej, czynności metrologiczne oraz obowiązujące przepisy prawne.



PODSTAWY EKSPLOATACJI STATKÓW POWIETRZNYCH

Lewitowicz J. (red.)

Wydawnictwo Instytutu Technicznego Wojsk Lotniczych, Warszawa 2001-2008.

Seria 4. tomów pod wspólnym tytułem zawiera podstawy teorii i praktycznej wiedzy technicznej z zakresu eksploatacji statków powietrznych. Przedstawiono podstawowe pojęcia dotyczące eksploatacji statków powietrznych (t. 1), właściwości eksploatacyjne statków powietrznych oraz ich silników: niezawodność, gotowość, trwałość (t. 2), procesy eksploatacji statków powietrznych wraz z ich modelowaniem (t. 3) oraz metody i procedury badań statków powietrznych i silników w locie i na ziemi (t. 4).



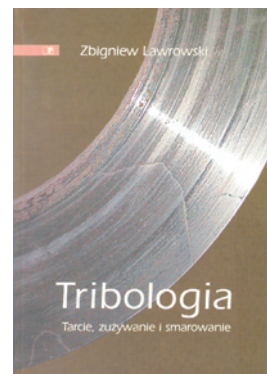
TRIBOLOGIA TARCIE ŻUŻYCIE I SMAROWANIE

Lawrowski Z.

Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008.

W książce omówiono zagadnienia związane z procesami zachodzącymi w ruchomym styku ciał stałych: tarciem, zużyciem i smarowaniem. Te procesy tribologiczne odgrywają istotną rolę w działaniu maszyn ze względu na ich sprawność, niezawodność i trwałość.

Przedstawione podstawy przebiegu i obliczeń procesów tarcia i zużycia oraz procesów i sposobów smarowania są potrzebne zarówno do projektowania ruchomych zespołów maszyn, jak i w ich eksploatacji.



Doctorates

Doktoraty

Dr inż. Andrzej Suchecki

Wpływ obróbki powierzchniowej tulei cylindrowej na parametry eksploatacyjne i ekologiczne doładowanego silnika o zapłonie samoczynnym

Promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – Politechnika Poznańska

Recenzenci: dr hab. inż. Marek Brzeżański – Politechnika Krakowska, dr hab. inż. Marek Idzior, prof. nadzw. – Politechnika Poznańska

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej 24 marca 2009 r.

Działania wynikające z tematu rozprawy obejmują zapewnienie poprawności i zwiększenie efektywności funkcjonowania silnika spalinowego, zarówno w ujęciu konstrukcyjnym, eksploatacyjnym, jak i ekologicznym. Obecne prognozy o wyczerpywaniu światowych zasobów ropy naftowej zmuszają do poszukiwania w spalinowych układach napędowych oszczędności energii, co także potwierdza aktualność tematyki pracy i jej wagę.

Rozprawa składa się z ośmiu rozdziałów. W rozdziale pierwszym przedstawiono genezę podjęcia zagadnienia objętego tematem rozprawy, wskazując jednocześnie na wartość pracy z punktu widzenia rozwoju wiedzy

w zakresie budowy i eksploatacji maszyn. Zaprezentowano przyczyny podjęcia zagadnienia wpływu obróbki laserowej tulei cylindrowej na parametry eksploatacyjne turbodoładowanych samochodowych silników o zaplonie samoczynnym, wskazując na różne aspekty użyteczności i trafności wyboru tematyki oraz przydatności uzyskanych wyników rozważań w obecnych i przyszłych aplikacjach technicznych.

Rozwinięciem zagadnień ujętych w rozdziale pierwszym są zagadnienia związane z analizą tulei cylindrowych stosowanych w silnikach spalinowych pojazdów samochodowych, które przedstawiono w rozdziale drugim. Zaprezentowano znaczenie tego elementu silnika w przekształcaniu energii zgromadzonej w paliwie na pracę mechaniczną, w realizacji funkcji poszczególnych elementów grupy tłokowo-korbowej (np. przekształcenie rodzajów ruchu) i poprawności przebiegu procesów w cyklu pracy silnika. Określono rodzaje i budowę poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych tulei, wskazując na ich właściwości oraz sposoby uszczelnienia ich powierzchni. Przybliżono czynniki wpływające na cechy geometryczne i wytrzymałościowe tulei oraz ich rodzaje i znaczenie. Opisano rodzaje materiałów stosowanych do wyrobu tulei, ich strukturę oraz skład chemiczny wraz z tendencjami zmian w materiałach konstrukcyjnych tego elementu. Wskazano duże znaczenie technologii ich wytwarzania i czynniki ich rozwoju, podkreślono znaczenie procesu kształtowania ich właściwości przez odpowiednią obróbkę gładkościową (honowanie). Rozdział trzeci pracy dotyczy metod obróbki tulei cylindrowych silników spalinowych. Ujęto zarówno klasyczne metody obróbki tulei cylindrowych, oparte na procesie mechanicznego kształtowania ich warstwy wierzchniej z zastosowaniem obróbki skrawaniem, jak również metody obróbki laserowej. Dla każdej z nich opisano ideę kształtowania powierzchni tulei i uzyskiwaną w wyniku tego strukturę, właściwości metody oraz zalety i wady każdej z nich. Wskazano również na praktyczne konsekwencje specyfiki kształtowania powierzchni tulei cylindrowej danej metody i jej wpływ na uzyskiwane parametry silnika.

W rozdziale czwartym opisano mechanizm zużycia oleju smarującego przez silnik spalinowy oraz przyczyny powyższego procesu, dzięki czemu możliwe było wskazanie kierunków prac zmierzających do ograniczenia tego negatywnego zjawiska. Opisano szerzej również proces zgarniania oleju przez pierścienie tłokowe do komory spalania, prezentując mechanizm

zjawiska i konsekwencje wpływu oleju do przestrzeni roboczej cylindra. Przedstawiono dodatkowo zużycie oleju smarującego w wyniku jego parowania, w tym mechanizm tego procesu i jego specyfikę dla silników o ZS. Podano parametry konstrukcyjne i eksploatacyjne mające istotny wpływ na zużycie oleju smarującego i konsekwencje tego zużycia, ze szczególnym uwzględnieniem jego wpływu na emisję wybranych składników szkodliwych spalin.

Rozdział piąty rozprawy zawiera część metodyczną oraz strukturalną. Sformulowano cel pracy, na podstawie którego określono jej zakres, oraz tezę pracy. Przedstawiono układ pracy wraz z zagadnieniami poruszonymi w każdym rozdziale oraz harmonogram prac naukowo-badawczych i ich zakres. Tym samym zapisano ciąg logiczny prac autora zmierzających do weryfikacji postawionej tezy i realizacji celów sformułowanego problemu naukowego, tj. obszaru wiedzy dotyczącej mechaniki i budowy maszyn w zakresie silników spalinowych.

W pracy wykonano również analizę niepewności pomiarowych, zarówno dla badań na hamowni silnikowej, jak i podwoziowej.

Rezultatem rozważań opisanych w rozdziale piątym są badania własne, które przedstawiono w rozdziale szóstym i siódmym. Zawarto w nich metodykę badań oraz ich zakres. Zamieszczono program badań z podziałem na etapy, przybliżając w każdym z nich cele badań, obiekty badawcze, stanowiska pomiarowe, warunki pomiarów i zastosowane urządzenia oraz narzędzia pomiarowe wraz z opisem ich właściwości i dokładności wyznaczania wielkości mierzonych. Wyniki uzyskane podczas prac badawczych wraz z ich analizą zamieszczono w rozdziale siódmym, uzupełniając go oceną statystyczną uzyskanych wyników pomiarów.

Rozdział ósmy stanowi podsumowanie. Dokonano tu analiz uzyskanych podczas badań wyników i wynikających z nich zależności funkcyjnych, z punktu widzenia realizacji tezy i celu rozprawy. Wskazano na znaczenie uzyskanych zależności funkcyjnych i dokonano oceny słuszności tezy oraz jakości i użyteczności wyników. Przedstawiono wnioski ogólne i szczegółowe oraz znaczenie wyników pracy dla rozwoju obszaru wiedzy technicznej, jaki obejmuje temat rozprawy. Całość rozważań uzupełniono wskazaniem konkretnych obszarów zastosowania wyników rozprawy w przemyśle i nauce oraz tych, jakie jeszcze należy uwzględnić w dalszej pracy naukowo-badawczej.

Wyróżnienia – Złoty Inżynier 2008 dr hab. inż. Antoni Świątek

Czytelnicy czasopisma *Przegląd Techniczny. Gazeta Inżynierska*, wydawanego od 1866 r. dwutygodnika Federacji Stowarzyszeń Naukowo-Technicznych NOT, wyróżnili dr. hab. inż. Antoniego Świątkę tytułem Złotego Inżyniera 2008 roku.

Dr hab. inż. Antoni Świątek pracuje od ponad 36 lat w instytucjach naukowych, bezpośrednio współpracujących z przemysłem, głównie motoryzacyjnym. Od 32 lat pracuje w Ośrodku Badawczo-Rozwojowym Samochodów Małolitrażowych BOSMAL w Bielsku-Białej, a przez ostatnie 10 lat pełni funkcję dyrektora ośrodka. Objął ją w trudnym okresie transformacji gospodarczej, gdy jednostki badawczo-rozwojowe przeżywały poważny kryzys, znacząco spadały przychody, zatrudnienie, a wiele z nich upadło. Inaczej było w Ośrodku BOSMAL, w którym w ciągu ostatnich 10. lat przychody wzrosły trzykrotnie, a wielokrotnie wzrósł osiągnięty zysk.

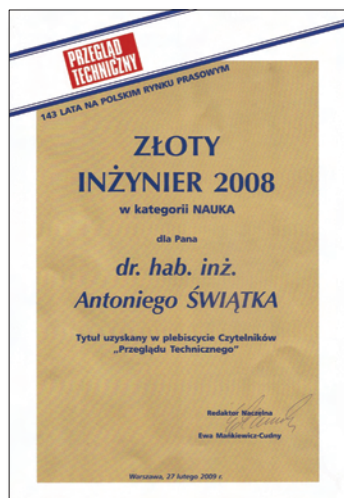
W roku 2008 wskaźniki te były najwyższe w 35-letniej historii BOSMALu. Ośrodek współpracuje z wieloma firmami

krajowymi i zagranicznymi, także z uczelniami wyższymi. Połowę przychodów ośrodek otrzymuje ze zleceń z zagranicy. Systematycznie rośnie zatrudnienie. Obecnie BOSMAL zatrudnia ponad 160 pracowników z wyższym wykształceniem, w tym dwudziestu pracowników ze stopniami naukowymi doktora, doktora habilitowanego i profesora. BOSMAL jest obecnie jednym z najlepszych miejsc pracy w Polsce dla twórczych inżynierów specjalności samochodowych.

Dr hab. inż. A. Świątek jest uznanym specjalistą z zakresu techniki samochodowej i silnikowej oraz cenionym wychowawcą młodych kadr inżynierskich i naukowych. Pełni przy tym wiele funkcji społecznych; od 2001 r. jest nieprzerwanie członkiem Zarządu Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych, współorganizatorem kolejnych trzech Kongresów Silników Spalinowych i wielu innych imprez stymulujących rozwój naukowy i techniczny w kraju i zagranicą.

Zarząd Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych i Redakcja kwartalnika *Combustion Engines (Silniki Spalinowe)* składają dr. hab. inż. Antoniemu Świątkowi serdeczne gratulacje z okazji otrzymania prestiżowego wyróżnienia – tytułu Złotego Inżyniera 2008 roku, będącego wyrazem powszechnego, społecznego uznania.

Zarząd PTNSS,
Redakcja kwartalnika *Combustion Engines*



Professor Stanisław Wójcicki (1922-2009) Memories/*Wspomnienie*

Professor Stanisław Wójcicki was born in Warsaw on 13 February 1922. He graduated from Technical University of Lodz in 1946 where he got a degree of Master of Science in mechanical engineering. Immediately after graduation he was employed at Warsaw University of Technology and in the Institute of Aviation and worked on the research and design of aerospace systems. Soon after his admittance at the Institute of Aviation, he became head of the division preoccupied with pulse, ramjet and rocket engines. In 1955 he was admitted to the title of a doctor for the dissertation on thermodynamics of ramjet engines and in 1956 he was promoted to the position of Associate Professor and in 1965 got the title of full professor. In 1965/66 he worked with Professor A.K. Oppenheim at University of California in Berkeley for one academic year and in 1968 he spent 6-months with Professor R.I. Soloukhin at the Institute of Nuclear Physics of the Siberian Branch of Soviet Academy of Sciences in Novosibirsk. After returning from Novosibirsk he became head of the Division of Aircraft Engines at the Institute of Heat Engineering of Warsaw University of Technology. He held this position until 1981.

In 1966, shortly after returning from the US, he started to build Combustion Laboratory at the Institute of Heat Engineering of Warsaw University of Technology. He gathered combustion specialists from different universities and research centers such as Warsaw University of Technology, Institute of Aviation, Institute of Energy, Institute of Organic Industry, Military Academy, Wrocław University of Technology, Kraków University of Technology, Krakow University of Science and Technology (AGH) and the like. In 1970 he became head of Combustion Section in the Committee of Thermodynamics and Combustion of the Polish Academy of Sciences.

At the end of the 1960s of the last century he started organizing scientific meetings devoted to combustion and special monthly seminars also know as “Seminaria u Stasia” (Stan’s seminars). In 1967 in Zawoja together with Professor Dionizy Smoleński he organized the first Polish Combustion

Prof. dr inż. Stanisław Wójcicki urodził się w Warszawie 13 lutego 1922 roku. Studia ukończył na Politechnice Łódzkiej w 1946 r., uzyskując dyplom magistra inżyniera mechanika.

Bezpośrednio po studiach zatrudnił się w Politechnice Warszawskiej oraz Instytucie Lotnictwa. W Politechnice Warszawskiej prowadził wykłady, a w Instytucie Lotnictwa zajmował się badaniami naukowymi i projektowaniem. Wkrótce został kierownikiem Zakładu Silników Bezspężarkowych, zajmującego się silnikami pulsacyjnymi, strumieniowymi i raketowymi. W roku 1955 obronił pracę doktorską z dziedziny termodynamiki silników strumieniowych, w 1956 r. został awansowany na stanowisko docenta,



a w 1964 r. uzyskał tytuł profesora nadzwyczajnego. W latach 1965-1966 odbył 12-miesięczny staż naukowy, pracując, jako visiting professor, na Uniwersytecie Kalifornijskim w Berkeley w laboratorium profesora A.K. Oppenheima, a w 1968 r. 6-miesięczny staż w Instytucie Fizyki Jądrowej w Nowosybirsku u profesora R.I. Solouchina. Po powrocie z Nowosybirka jego głównym miejscem pracy stała się Katedra Silników Lotniczych (po zmianie struktury Uczelni w 1970 r. przemianowana na Zakład Silników Lotniczych, którego był kierownikiem do 1981r.). Zrezygnował wtedy ze stanowiska kierownika Zakładu Silników Bezspężarkowych w Instytucie Lotnictwa, ale nadal częściowo tam pracował. Już w

roku 1966, po powrocie z USA, rozpoczął w Politechnice Warszawskiej organizowanie Laboratorium Spalania. Zgromadził wokół siebie grono osób zajmujących się spalaniem nie tylko z Politechniki Warszawskiej i Instytutu Lotnictwa, lecz również z Instytut Przemysłu Organicznego, Wojskowego Instytut Techniki Uzbrojenia, Głównego Urzędu Miar, Wojskowej Akademii Technicznej, Politechniki Wrocławskiej i Krakowskiej, AGH i innych instytucji zajmujących się problematyką spalania. W roku 1970 został przewodniczącym nowo utworzonej Sekcji Spalania w Komitecie Termodynamiki i Spalania PAN.

Pod koniec lat sześćdziesiątych ubiegłego wieku rozpoczął organizację comiesięcznych, czwartkowych seminariów naukowych z dziedziny spalania, zwanych seminariami „u Stasia”. W roku 1967 zorganizował w Zawoi, wspólnie z profesorem Dionizym Smoleńskim, pierwszą ogólnopolską

Conference and next year (1968) at Jabłonna near Warsaw the First International Symposium on Combustion Processes which, in the period of cold war became a place for meetings of the combustion scientists from the East and the West. In symposia organized at: Kazimierz (1973), Częstochowa (1975), Kraków (1977), Karpacz (1979) and Jabłonna (1981) participated many leading combustion scientists from all over the world.

In 1970 Professor Wójcicki initiated and became Editor in Chief of the scientific journal of Committee of Thermodynamics and Combustion of the Polish Academy of Sciences devoted to combustion „Archiwum Procesów Spalania” (Archives of Combustion Processes), which in 1975 was renamed to „Archiwum Termodynamiki i Spalania” (Archive of Thermodynamics and Combustion Processes) and in 1981 was transferred into a scientific journal „Archivum Combustionis” (existing to date) where papers are published in English. He also initiated a scientific cooperation with many leading institutions working on the combustion problems, such as: University of Michigan in Ann Arbor, University of Waterloo in Canada, ENSMA in Poitiers, Institute of Chemical Physics of the Soviet Academy of Sciences in Moscow, Azerbaijan Technical University in Baku and many others.

In a newly build Combustion Laboratory at the Institute of Heat Engineering of Warsaw University of Technology he organized three divisions: Combustion Division, Internal Combustion Piston Engines Division and Division of Aircraft Engines. At that time many test stands were constructed for studies of the basic aspects of combustion, combustion in piston engines and combustion in aircraft engines. At that time, a test rig for Polish manufactured helicopter gas turbine “GTD-350” was built, and intensive research on new combustion systems for piston spark ignition and diesel engines were initiated. The GTD-350 test rig, after modifications, is still used for education and research purposes. The Combustion Laboratory was equipped with many modern research tools such as Schlieren systems, interferometers and high speed cameras for the visualization and registration of the fast combustion processes, gas sampling and the like. Special high pressure air and high pressure natural-gas installations were constructed to provide sufficient supply for many research test stands. Also, at that time, photographic, chemical, electronic and mechanical workshops were build.

Professor Wójcicki was also a very good educator. He taught many subjects, including: combustion, heat exchange, gas dynamics and theory of aircraft engines. He personally supervised many Master’s Theses and 19 PhD Theses. He was very helpful in promoting many scientists from Polish research centers and universities in their efforts to be admitted to the post doctoral degree (habilitacja) in the field of combustion explosion and engines.

He was an author and coauthor of many scientific papers in the field related to of combustion, explosion and engines themselves. He also wrote three books: „Spalanie” (Combustion) (WNT, Warszawa, 1969), „Zasady eksperymentu” (The Principles of Experimenting), (MON, Warszawa, 1964),

konferencje spalania, a w 1968 r. pierwsze międzynarodowe sympozjum teorii spalania, które od 1973 r. przetransformowało się w cykliczną konferencję poświęconą tej tematyce. „International Symposia on Combustion Processes” były w czasach „zimnej wojny” miejscem spotkań naukowców z zachodu i wschodu. Na sympozja w Kazimierzu (1973), Częstochowie (1975), Krakowie (1977), Karpaczu (1979) czy w Jabłonnej (1981) przyjeżdżali naukowcy z całego świata.

W roku 1970 profesor Wójcicki rozpoczął wydawanie kwartalnika naukowego Komitetu Termodynamiki i Spalania PAN pt. „Archiwum Procesów Spalania”, który od 1975 r. zmienił nazwę na „Archiwum Termodynamiki i Spalania”, a w roku 1981 został przekształcony na angielskojęzyczny kwartalnik naukowy pt. „Archivum Combustionis” i wydawany jest nieprzerwanie do dnia dzisiejszego. Rozwinął również bardzo intensywnie współpracę naukową z wieloma wiodącymi ośrodkami z dziedziny spalania, między innymi z: Uniwersytetem Michigan w Ann Arbor, Uniwersytetem Waterloo w Kanadzie, ENSMA w Poitiers, Instytutem Fizyki Chemicznej w Moskwie, Azerbejdżańskim Uniwersytetem w Baku i z wieloma innymi placówkami naukowymi działającymi w szeroko rozumianej dziedzinie spalania.

W zbudowanym przez siebie Laboratorium Spalania w Zakładzie Silników Lotniczych rozwinął trzy zespoły: zespół spalanie, zespół silników tłokowych oraz zespół silników turbinowych. W tym okresie powstało wiele stanowisk do badania podstawowych aspektów spalania, spalania w silnikach tłokowych oraz w silnikach turbinowych. Została również zbudowana hamownia silnika GTD-350, która po przeprowadzonej modyfikacji działa do dziś. Laboratorium Spalania zostało wyposażone w nowoczesne przyrządy pomiarowe, takie jak: smugoskopy oraz interferometrię do wizualizacji procesów spalania i wybuchów, ultraszybką kamerę, analizatory spalin a także urządzenia rejestrujące. Laboratorium Spalania miało swoje pracownie: fotograficzną, elektroniczną i chemiczną. Również w tym czasie zostały zbudowane instalacje sprężonego powietrza oraz sprężonego gazu zapewniające zasilanie w paliwo i powietrze wielu stanowiskom badawczym. Rozwinął również, rozpoczęte wcześniej, badania silników tłokowych z zapłonem iskrowym oraz z zapłonem samoczynnym.

Profesor Wójcicki prowadził wiele wykładów, między innymi ze spalania, wymiany ciepła, gazodynamiki oraz z teorii silników lotniczych. Wypromował wielu dyplomantów oraz doktorantów z dziedziny silników lotniczych i spalania. Przyczynił się również do habilitacji wielu pracowników naukowych z dziedziny spalania, wybuchowości i silników spalinowych zarówno tłokowych, jak turbinowych.

Był autorem i współautorem wielu publikacji naukowych z dziedziny spalania, wybuchowości i silników oraz trzech książek: „Spalanie” (WNT, Warszawa 1969), „Zasady eksperymentu”, (MON, Warszawa 1964) oraz „Silniki pulsacyjne, strumieniowe i raketowe” (MON, Warszawa 1962).

Pod jego kierunkiem opracowane były również: silniki pulsacyjne wypróbowane eksperymentalnie na szybowcu „Bocian”, silniki strumieniowe do śmigłowca Trzmiel, silniki raketowe do napędu pocisków oraz silnik strumieniowy

and „Silniki pulsacyjne, strumieniowe i raketowe” (Pulse, Ramjet and Rocket Engines), (MON, Warszawa, 1962).

Under his guidance many new engines in Poland were designed: such as pulse engines for “Bocian” glider plane, ramjet engine for “Trzmiel” helicopter and rockets and ramjet engines for a flight test stand. His major achievement in this field were the rocket engines for the antitank missile „Diamant” designed in the early sixties of the last century. This missile was a masterpiece but its sales to the army was stopped because of the necessity to purchase from the Soviets. Professor Wójcicki was also a designer of surface-to-surface ballistic missile ZZ-30 with a firing range of 30km. Despite positive results this missile was also stopped for unclear reasons. A further development of this missile could lead to a development of the Polish Space Launcher. He also was involved in the development of drones (propelled by rocket and ramjet engines) as well as combustion chambers for all Polish turbojet engines, HO-10 i SO-1.

In 1981 Professor Wójcicki permanently left Poland and found employment at Washington State University in Pullman, USA. In his new place he continued his work on a lifelong passion of his: pulse engines and “autocyclomata” a self adjusted combustion system. He occasionally visited Poland in 1993, where on „XIII-th International Symposium on Combustion Processes” in Kraków he received Dionizy Smoleński Medal awarded by the Committee of Thermodynamics and Combustion of the Polish Academy of Sciences for leading scientists in the field of combustion and explosions.

Professor Stanisław Wójcicki died in Pullman, Washington, USA on 26 January 2009.

do latającej hamowni. Silniki raketowe do przeciwpancernych pocisków (1960-1964) były najbardziej kompleksową pracą, którą prowadził prof. Wójcicki w pierwszej połowie lat sześćdziesiątych. Opracowana w tym czasie rakietka „Diamant” zaliczała się do światowej grupy tego typu produktów. Prace nad nią przerwano w 1964 r., ze względu na konieczność zakupu radzieckich pocisków. Profesor Wójcicki był również konstruktorem raketowego pocisku ziemia-ziemia (ZZ-30) o zasięgu 30 km. Prace przerwano pomimo pozytywnych wyników prób przeprowadzonych na poligonie w 1962 r. Rozwój prac nad tym pociskiem mógł doprowadzić do zbudowania Polskiej Rakiety Kosmicznej. Kolejnymi Jego osiągnięciami były prace nad budową napędów do celów latających wyposażonych w silniki raketowe i strumieniowe, jak również jego udział w opracowaniu komór spalania do silników turboodrzutowych HO-10 i SO-1.

W roku 1981 profesor Stanisław Wójcicki na stałe opuścił Polskę i wyjechał do Washington State University w Pullman, USA. Tam kontynuował prace nad rozwojem zastosowań swoich życiowych pasji: silników pulsacyjnych oraz tzw. „autocyclomatu” – samoregulującego się systemu spalania. Odwiedził jeszcze okazjonalnie Polskę w 1993 r., kiedy podczas „XIII-th International Symposium on Combustion Processes” w Krakowie został odznaczony Medalem Dionizego Smoleńskiego, przyznawanym przez Komitet Termodynamiki i Spalania PAN osobom wybitnie zasłużonym w dziedzinie badań procesów spalania.

Profesor Stanisław Wójcicki zmarł w Pullman w USA 26 stycznia 2009 r.

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

Silnikowe Warsztaty Doktoranckie Lublin 2-4 marca 2009

W dniach 2-4 marca 2009 roku w Lublinie odbyły się Silnikowe Warsztaty Doktoranckie zorganizowane przez Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych oraz Katedrę Termodynamiki, Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych Wydziału Mechanicznego Politechniki Lubelskiej. Celem warsztatów było przekazanie przez profesorów doświadczeń dotyczących zasad i sposobów realizacji prac doktorskich, a także ukierunkowanie innych działań młodych naukowców.

Honorowe przewodnictwo warsztatów objął prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz, zaś przewodniczącym zespołu programowego był prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker.

W warsztatach uczestniczyli uznani specjaliści z dziedziny silników spalinowych, reprezentujący większość

krajowych ośrodków uczelnianych zajmujących się tą problematyką badawczą:

- dr hab. inż. Zdzisław Chłopek, prof. Pol. Warszawskiej
- dr hab. inż. Marek Idzior, prof. Pol. Poznańskiej
- dr hab. inż. Kazimierz Lejda, prof. Pol. Rzeszowskiej
- prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas z Pol. Lubelskiej
- dr hab. inż. Jacek Nowakowski z Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej
- prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny z Akademii Marynarki Wojennej w Gdyni
- prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański z Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej
- dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak, prof. Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej

- dr hab. inż. Antoni Świątek, dyrektor Instytutu BOSMAL w Bielsku-Białej
- prof. dr hab. inż. Piotr Tarkowski z Pol. Lubelskiej
- dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. Pol. Poznańskiej.

Warsztaty otworzył prof. dr hab. inż. Mirosław Wenderker referatem wprowadzającym pt. „Jak napisać silnikową rozprawę doktorską”, mającym na celu usystematyzowanie zarówno formalnego, jak i merytorycznego podejścia do opracowywanej pracy doktorskiej.



Podczas warsztatów zakres i stopień zaawansowania swoich prac naukowych prezentowało dziewięciu doktorantów:

- Jakub Czajka, „Doświadczalna ocena powstawania i rozprzestrzeniania się płomienia w przestrzeni zamkniętej w silnie zawirowanym ośrodku”, Politechnika Poznańska
- Tomasz Szczepański, „Ocena użytkowych własności silników spalinowych w warunkach dynamicznych symulujących rzeczywistą pracę”, Instytut Transportu Samochodowego



- Łukasz Janczewski, „Quarterly assessment of the internal combustion engine manufacturing process with integrated cold test (end of line test)”, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej

- Paweł Wojewoda, „Metodyka doboru silnika spalinowego do wybranej konfiguracji napędu hybrydowego autobusu miejskiego”, Politechnika Rzeszowska
- Wojciech Karpiuk, „Badanie przydatności paliw alternatywnych do silników o ZS w różnych warunkach wtrysku paliwa”, Politechnika Poznańska
- Konrad Pietrykowski, „Badania procesu tworzenia mieszanki w silniku gwiazdowym”, Politechnika Lubelska
- Tomasz Gilowski, „Analiza wpływu podziału dawki oleju napędowego na przebieg procesu spalania w silniku dwupaliwowym”, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej
- Sławomir Dziubański, „Poprawa bilansu energetycznego silnika o ZI przez zastosowanie turbogeneratora”, Politechnika Opolska
- Anna Warمیńska, „Badania strat energii napędowej w sprzężarkowych chłodziarkach zanurzeniowych”, Politechnika Lubelska.

Każdy prelegent na przedstawienie swojej pracy miał 20 minut; następnie odbywała się dyskusja, moderowana przez jednego z profesorów. Profesorowie udzielili wielu cennych uwag oraz porad prelegentom. Szczególny nacisk kładziono na wartość naukową rozpraw oraz na prawidłowe sformułowanie tez naukowych. Uwagi dotyczyły również samego sposobu przygotowania i przeprowadzania prezentacji.

Program warsztatów obejmował także zwiedzanie Hamowni Silnikowej Politechniki Lubelskiej oraz wycieczkę po Lublinie. Po zakończeniu sesji plenarnych uczestnicy zbrali się na uroczystej kolacji, która również była okazją



do wymiany doświadczeń. Wszyscy otrzymali materiały konferencyjne w wersji elektronicznej, zawierające prezentacje uczestników. Planowane jest wydanie dwóch publikacji będących wynikiem przeprowadzonych warsztatów.

Opr.: zespół organizatorów

PRZEMYSŁOWY INSTYTUT MASZYN ROLNICZYCH



ul. Starołęcka 31 60-963 Poznań
tel. 061-871-22-00 fax 061-879-32-62
e-mail: office@pimr.poznan.pl http://www.pimr.poznan.pl

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych od 1946 roku prowadzi prace naukowo-badawcze i badawczo-rozwojowe tworząc postęp techniczny w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń rolniczych, wdraża wyniki badań do praktyki gospodarczej, współpracuje z licznymi instytutami, uczelniami oraz przemysłem w kraju i za granicą. Szereg maszyn, wdrożonych aktualnie w przemyśle przy współpracy z Instytutem zostało wyróżnionych złotymi medalami na międzynarodowych targach i wystawach.



Złoty medal 56 i 57
Targów Wynalazczości
BRUSSELS EUREKA



Srebrny medal 106.
Międzynarodowego Salonu
Wynalazczości CONCOURS
LEPINE Paryż 2008



Oferujemy m.in.:

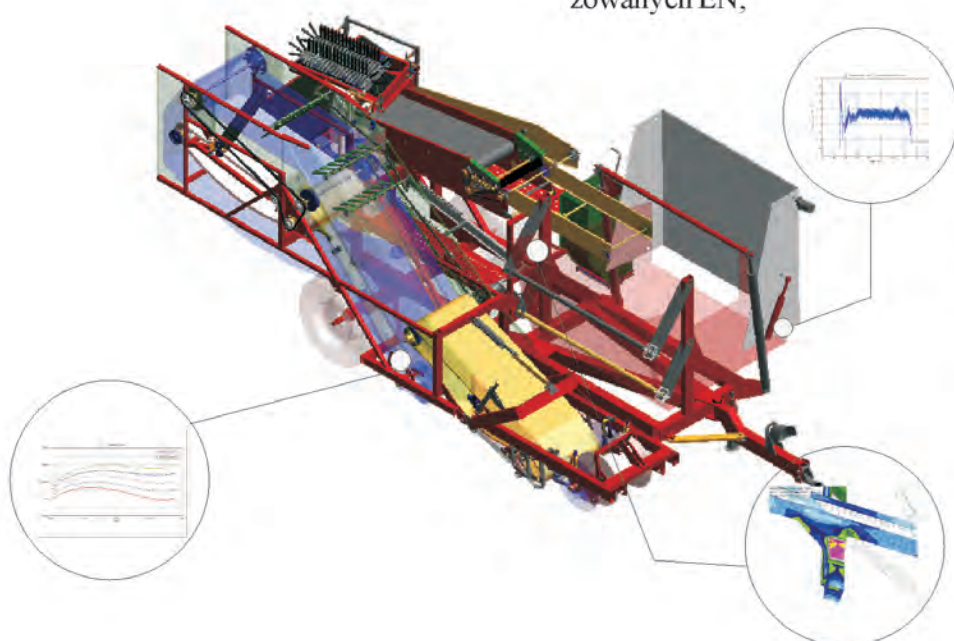
- nowoczesne projektowanie maszyn i sprzętu rolniczego oraz licznych grup maszyn roboczych, obejmujące modelowanie wirtualne maszyn i urządzeń oraz badania symulacyjne (system SOLID WORKS, INVENTOR, I-DEAS, PATRAN-NASTRAN);

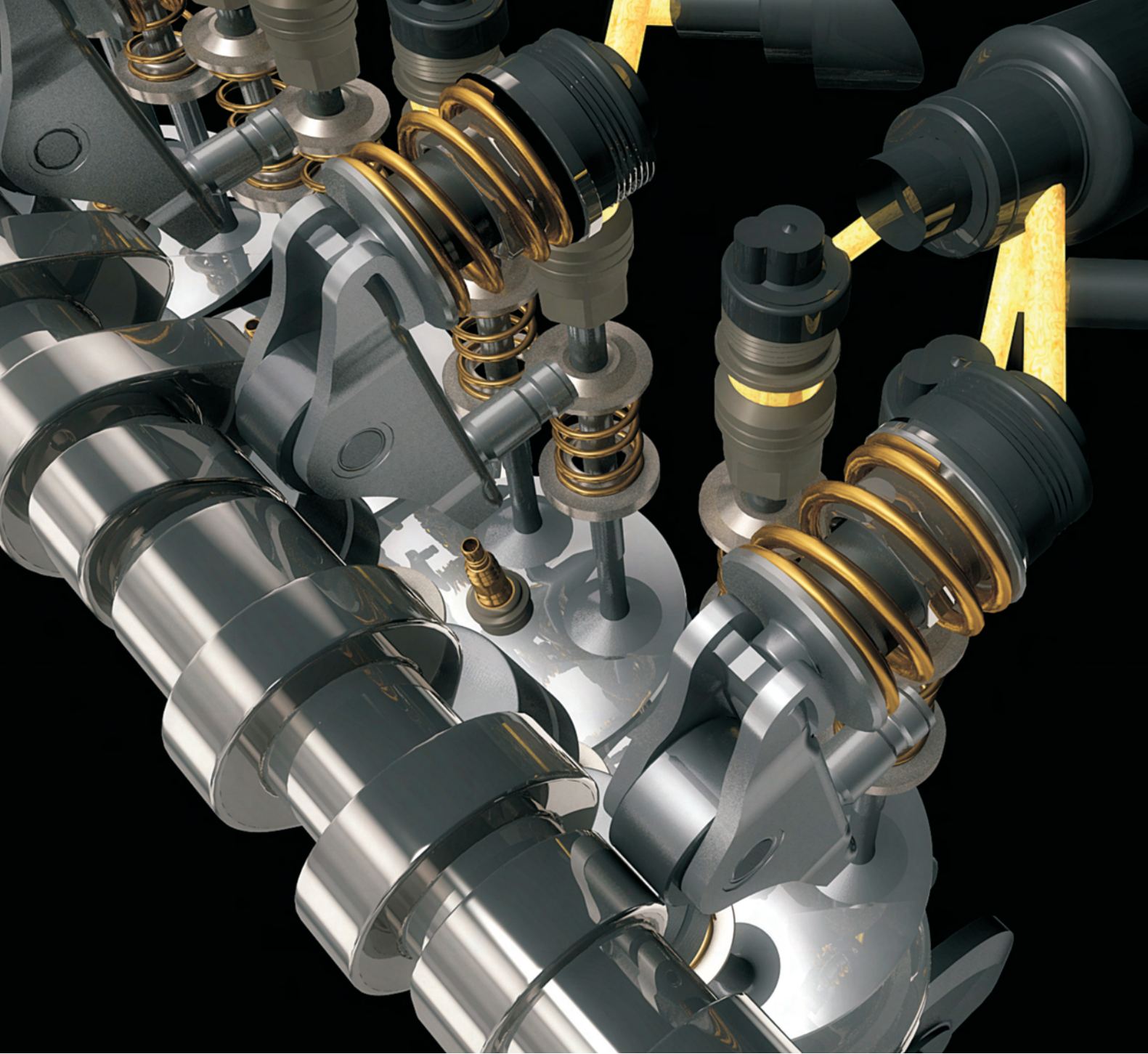
- technologię produkcji biopaliwa dla ciągników oraz kompletną linię produkcyjną w wersji stacjonarnej i przewoźnej
- badania „zgodności typu” w zakresie bezpieczeństwa maszyn według wymagań Dyrektyw UE oraz norm zharmonizowanych EN;

- przeprowadzanie analizy zagrożeń i oceny ryzyka, niezbędnej dla wystawienia deklaracji zgodności WE i oznaczenia CE;
- badania kontrolne, modernizacje i naprawę opryskiwaczy i ich zespołów zgodnie z EN 1379 (Autoryzowana Stacja Kontroli Opryskiwaczy);
- ekspertyzy techniczne i ekonomiczne.

Instytut proponuje współpracę przy realizacji wszelkich projektów krajowych (np. celowych) i międzynarodowych (dofinansowanych z funduszy europejskich) związanych z techniką rolniczą.

ZAPRASZAMY DO
WSPÓŁPRACY





Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych
Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Regiony

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie

Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt

Kontakt

Członkostwo

Wniosek

Z życia PTNSS

Zebrania Zarządu
Zebrania Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt

Zgłoszenia

Prenumerata

Zapowiedź

Skład-osobowy

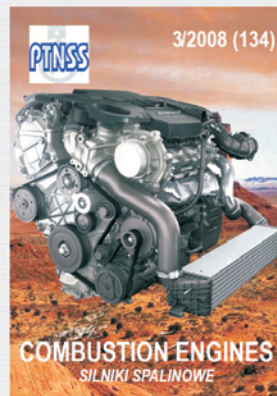
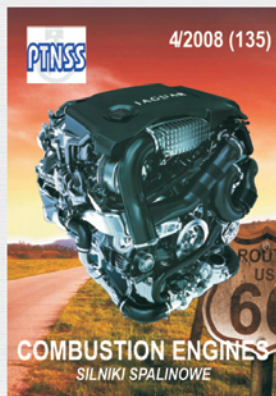
Bieżący numer

Koncepcja wyd.

Archiwum

Współpraca

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



www.ptnss.pl