

Mirosław Lech WYSZYŃSKI*
Hongming XU

Spalanie paliw konwencjonalnych i alternatywnych w silnikach o zapłonie samoczynnym z ładunkiem jednorodnym (HCCI) dla umiarkowanych stopni sprężania

Autorzy opracowania są pracownikami zespołu zajmującego się Układami Napędowymi Przyszłości na Uniwersytecie Birmingham, a ich doświadczenia ze spalaniem takich paliw jak: benzyna, gaz ziemny, biogaz, etanol, propan, mieszaniny benzyn i oleju napędowego pozwalają widzieć duży potencjał w zastosowaniu silników o umiarkowanych stopniach sprężania (od 10,4 do 15) szczególnie wówczas, gdy są one wyposażone w dodatkowe urządzenia jak EGR (zewnątrzna i wewnętrzna recyrkulacja spalin poprzez ujemne przekrycie zaworów i mały ich wznios) czy częściowe podgrzanie ładunku i/lub dodatek wodoru (pochodzącego z przeróbki paliwa węglowodorowego). W artykule podkreślono możliwości, korzyści i wymagania tego sposobu spalania a także wspomniano o wyzwaniach jakie niesie z sobą zastosowanie systemu spalania typu HCCI w trakcyjnych silnikach wielocylindrowych, jak również zasygnalizowano prace nad silnikiem CHASE (doładowanym, o kontrolowanym samozapłonie mieszanki jednorodnej). Udział w tej pracy wzięli pracownicy Uniwersytetu Birmingham, zakładów Jaguar-Land Rover, Johnson Matthey plc, National Engineering Laboratory oraz Shell Global Solutions.

Słowa kluczowe: HCCI, benzyna, gaz ziemny, biogaz, etanol, propan, mieszaniny benzyn i oleju napędowego, wodór, wykorzystanie spalin, umiarkowane stopnie sprężania

HCCI with standard and alternative fuels at moderate compression ratios

Work with different fuels: gasoline, natural gas, biogas, ethanol, propane, mixtures of gasoline and diesel at the authors' Future Power Systems Group in Birmingham University reveals great potential for the use of moderate compression ratio engines (from 10.4 to 15), particularly when additional engine facilities such as EGR (external and internal via negative valve overlap and low lift cams), some degree of intake heating and/or hydrogen addition (from fuel reforming) are employed. Possibilities, benefits and demands of these technologies are outlined, additional challenges specific to application of HCCI in multi-cylinder engines in vehicle applications are discussed and on-going work on the CHASE (Controlled Homogeneous Autoignition Supercharged Engine) is outlined. The team who contributed to this work includes colleagues from Birmingham University, Jaguar Land Rover, Johnson Matthey plc, National Engineering Laboratory and Shell Global Solutions.

Key words: HCCI, gasoline, natural gas, biogas, ethanol, propane, mixtures of gasoline and diesel, hydrogen, exhaust gas fuel reforming, moderate compression ratios

1. Wstęp

System spalania HCCI jest uznawany za obiecujący sposób spalania dzięki swemu potencjałowi uzyskiwania dużej sprawności i bardzo małej emisji tlenków azotu w wyniku ograniczenia temperatur spalania mieszanek ubogich. Badacze zajmują się nim od z górą dwudziestu lat, czyli od momentu, gdy te potencjalne zalety zostały sformułowane i zademonstrowane [1, 2]. Od tego czasu wykonano wiele prac szczególnie dotyczących czterocylindrowych, benzynowych silników spalających mieszaniny jednorodne. Początkowo do zainicjowania spalania typu HCCI wykorzystywano duże stopnie sprężania (typowo w zakresie 15 do 21) wraz/lub z podgrzewaniem powietrza dolotowego. Wzrost temperatury doprowadzanego czynnika powoduje przyspieszenie zapłonu i skrócenie okresu spalania. Proces samozapłonu ma tendencję do osiągania dużych prędkości wywiązywania ciepła, co prowadzi do gwałtownego spalania, któremu towarzyszą duże szybkości narastania ciśnienia. Stąd zaproponowano rozcieńczenie mieszanki w postaci dużego nadmiaru

1. Introduction

HCCI is known as an attractive combustion mode on account of its potential for achieving high efficiency and ultra-low NO_x emissions because of low temperature combustion achieved under uniformly lean condition, has been studied for over twenty years since its potential benefits were first realized and demonstrated [1, 2]. Since then a significant amount of work has been done particularly on four stroke gasoline HCCI engines. Initially high compression ratios (typically in the 15 to 21 region), and/or with intake air heating were used to initiate HCCI combustion. The effect of increasing the inlet charge temperature is to advance the auto ignition timing and decrease the combustion duration. The auto ignition process tends to have very rapid heat release rates, leading to violent combustion with very rapid pressure rise rates. Thus, charge dilution was provided in the form of excess air (very lean air fuel ratios) or by external exhaust gas recirculation (EGR). This dilution effectively slows down the rate of combustion [3-5]. The requirements

powietrza (mieszanka bardzo uboga) lub zastosowanie zewnętrznej recyrkulacji spalin (EGR). Tego typu rozcieńczenie w istotnym stopniu spowalnia spalanie [3-5]. Konieczność rozcieńczenia mieszanki ogranicza maksymalną koncentrację mocy silników HCCI, bowiem zmniejszenie współczynnika nadmiaru powietrza λ powoduje gwałtowne spalanie. Tak więc osiągane maksymalne obciążenia zależą od ilości powietrza lub stopnia recyrkulacji spalin jakie mają być dostarczone do cylindra w celu rozcieńczenia ładunku. Wymuszone doprowadzenie ładunku, jak przy doładowaniu, jest skuteczną metodą na podniesienie koncentracji mocy silnika HCCI, co wykazali Christensen i inni [6]. Przy zastosowaniu odpowiednio dużego ciśnienia w kolektorze dolotowym zostały osiągnięte obciążenia do wartości 1600 kPa średniego ciśnienia użytecznego, co odpowiada wartościom uzyskanym przez tą samą grupę badawczą w silniku wysokoprężnym zasilanym gazem ziemnym [7]. Wynika z tego, że zwiększanie rozcieńczania ładunku można wykorzystać w celu poszerzenia zakresu użytecznych obciążeń silników HCCI, podczas gdy metody takie jak np. uwarstwienie ładunku prowadzą do wzrostu emisji NO_x i dużej niepożądalności cykli [8].

Procesy zapłonu i spalania w silniku HCCI zachodzą głównie dzięki chemicznej kinetyce utleniania węglowodorów, a więc brak tu czynnika sterującego takiego jak pojawienie się iskry na świecy czy wtrysk paliwa. Dlatego niezbędne jest właściwe zrozumienie zjawisk chemicznych, sterowanie temperaturą w cylindrze, reaktywność ładunku w procesie napełniania, rzeczywisty stopień sprężania, wewnętrzna recyrkulacja spalin oraz skład paliwa, tak aby pomyślnie kierować pracą silnika HCCI w zakresie większych obciążeń i prędkości obrotowych. W ciągu ostatnich lat wykonano wielką pracę a obszar badań został rozszerzony o wiele aspektów procesu spalania. Stopniowo ukazywał się obraz dokonań nad oszczędnością energii i obniżeniem zawartości szkodliwych składników spalin.

Rosnąca troska związana z wykorzystaniem paliw nieodnawialnych i zjawiskiem ocieplania się klimatu skłoniła badaczy do zajęcia się tematem paliw zastępczych. W badaniach doświadczalnych nad zastosowaniem różnych paliw w procesie spalania realizowanym wg technologii HCCI, tak w silnikach dwu- jak i czterosuwowych, oprócz benzyny [9] i oleju napędowego [10] próbowano cały wachlarz paliw zastępczych jak metanol [11], etanol [12, 13], gaz ziemny [14], biogaz [15], wodór [16], eter dimetylowy DME [11], a także ich mieszaniny [17-19], czy mieszaniny benzyn i olejów napędowych, bądź różnych mieszanek heptanu i izooktanu [20]. Autorzy przebadali niemal wszystkie z wymienionych wcześniej paliw na tym samym stanowisku badawczym. Niektóre wyniki i publikacje na ten temat wymienione zostały w spisie literatury [13, 15, 21-26]. Ten artykuł przedstawia wyniki uzyskane dla benzyny, mieszanek benzyny i oleju napędowego, gazu ziemnego, biogazu i etanolu, oraz omawia problemy wiążące się z realizacją cyklu HCCI w wielocylindrowym silniku do napędu pojazdu; wcześniej opublikowany artykuł tych samych autorów [27] dotyczy zastosowania propanu i niektórych zagadnień modelowania procesu.

for dilution limit the maximum power density of HCCI engines as violent combustion occurs when the excess air ratio (λ) is reduced. As such, the maximum load achieved is dictated by the amount of air or EGR that can be inducted into the engine to provide dilution. Forced induction such as supercharging has been shown by Christensen et al. to be an effective method in raising the power density of HCCI engines [6]. With sufficiently high intake manifold pressures, loads up to 16 bar indicated mean effective pressure (IMEP) were achieved by the same group with intake air heating in a diesel type engine fuelled with natural gas [7]. As such, it appears that increasing the dilution amounts is instrumental to increasing the useable load range for HCCI combustion as other methods such as stratification show increased NO_x emissions and high cycle to cycle variation [8].

The HCCI ignition and combustion processes are mainly driven by chemical kinetics of hydrocarbon oxidation chemistry, thus with no definite controlling event, such as spark ignition or fuel injection, good understanding of the underlying chemistry and good control of in-cylinder temperatures and charge reactivity through engine breathing, actual compression ratio, residual gas trapping and fuel composition is needed for successful HCCI engine operation over increasing load and speed ranges. A great deal of work has been done in recent years and the research area has extended to all aspect of the combustion process. It has been gradually presenting a picture of energy saving and cleaner exhaust emissions.

Increasing environmental concerns regarding the use of fossil fuels and global warming have prompted researchers to investigate alternative fuels. Besides gasoline [9] and diesel fuel [10], a variety of alternative fuels, such as methanol [11], ethanol [12, 13], natural gas [14], biogas [15], hydrogen [16], DME [11] and their mixtures [17-19], including also gasoline and diesel mixtures and different mixtures of iso-octane with heptane [20], have been experimentally proved as possible fuels for HCCI combustion in both two-stroke and four-stroke engines. The authors have investigated almost all of aforementioned fuels on the same test bench as this study. Some of the publications and the results have listed in references [13, 15, 21-26]. This paper presents some results obtained with gasoline, gasoline-diesel blends, natural gas, biogas and ethanol, as well as challenges associated with HCCI operation of a multi-cylinder engine in a vehicle environment, while more results with propane and some discussion of modelling issues were presented in a parallel paper earlier this month [27].

HCCI modelling is a relatively new area and thus a complete code for HCCI engine modelling is not yet available. Because of the fast occurrence of chemical reaction within the HCCI engine, a single zone model with an assumption of homogeneous in-cylinder mixture can be used to calculate the chemical kinetics of the combustion, despite that this assumption can be invalid in many cases. A parallel paper [28] compares the results from a single zone chemical kinetic model coupled by a 1-D gas dynamic model and a more detailed consideration of non-homogeneous charac-

Modelowanie procesu HCCI jest stosunkowo nowym obszarem zainteresowań i stąd brak dotąd pełnego algorytmu modelowania tego procesu. Szybki przebieg reakcji chemicznych podczas procesu HCCI sprawia, że do obliczeń kinetyki spalania zaproponowano zastosowanie modelu jednostrefowego i przyjęcie, że w cylindrze znajduje się mieszanka jednorodna, mimo że to założenie w wielu innych przypadkach się nie sprawdza. Równocześnie opublikowany artykuł [28] zawiera porównanie wyników uzyskanych dla jednostrefowego modelu kinetyki chemicznej połączonego z jednowymiarowym modelem dynamicznym gazu, a także pogłębione rozważania na temat charakterystyki niejednorodnego gazu w cylindrze (wykorzystującego wielostrefowy model kinetyki chemicznej), natomiast tu jedynie wspomina się o przyjętych założeniach i wynikach dla modelu 9-strefowego.

2. Aparatura badawcza

Większość badań silnikowych, w wyniku których uzyskano przedstawiane wyniki wykonano na jednocyndrowym silniku badawczym Medusa (zaprojektowanym przez Richarda Stone'a z Uniwersytetu w Oxfordzie) zbudowanym na miejscu, w którym wykorzystano zmodyfikowaną głowicę silnika Rover serii K (tablica 1). W silniku zainstalowano kilka różnych tłoków i dwa różne wałki rozrządu, uzyskując w ten sposób różne kombinacje geometrycznego stopnia sprężania i wzniosu zaworów. Do ustawienia rozrządu używano koła pasowego z noniusem, a otwarcie za-

teristics of the in cylinder gas (thus employing a multi-zone chemical kinetic model), here only a mention is made of the assumptions and the results of a 9-zone model.

2. Equipment

Most engine tests that yielded results presented here were carried out using a "Medusa" single cylinder research engine (based on the design by Richard Stone of Oxford University) that was built in-house using a modified Rover K series cylinder head (Table 1). The engine was fitted with several different pistons and two different camshafts, thus providing different combinations of geometric compression ratios and valve lift. Valve timing could also be adjusted using vernier adjusted pulley, the timings of inlet and exhaust valves were set manually with the pulley before tests to acquire special valve strategies. Compression ratios between 10.4:1 and 15:1 were obtained using a standard Rover piston, a racing piston, and using a specially modified piston blank that was designed and machined in house. This adaptation also allowed the combustion chamber shape to be more similar to typical advanced engine designs used for future HCCI operation.

The engine was installed in a fully instrumented test cell, with all the auxiliary facilities required for the operation and control of the engine. A 3 kW electric air heater was installed in the intake duct to preheat the air required for HCCI operation with some fuels in the "intake preheat" mode.

Tablica 1. Dane techniczne jednocyndrowego silnika cieplnego

Table 1. Single cylinder "thermal" engine specification

Typ silnika / Engine type	4-suwowy, jednocyndrowy / 4-cycle, single cylinder
Średnica x skok / Bore x Stroke	80 x 88,9 mm
Długość korbowodu / Connecting Rod Length	165 mm
Geometryczny stopień sprężania / Geometric Compression Ratios	kilka wartości z przedziału 10,4-15,0 / Several values between 10.4-15.0
Rodzaj zasilania / Fuelling type	Paliwo gazowe: gaz z sieci niskiego ciśnienia: dolot przez gaźnik; pod wysokim ciśnieniem (gaz w butli): wtrysk do kanału dolotowego przed zaworem dolotowym. Paliwo płynne: wtrysk do kanału dolotowego, ciśnienie wtrysku 3 bar (czujnik) / Gaseous: Low pressure mains gas: Induction via gas carburettor; high pressure (bottled gasses or propane): injection into inlet port, upstream of inlet valve Liquid: port-injected, injection at 3 bar (gauge)

woru dolotowego i wylotowego ustawiano ręcznie przed rozpoczęciem badań w celu uzyskania szczególnych strategii sterowania rozrządem. Stosując seryjny tłok Rover, tłok silnika wyczynowego oraz specjalny tłok zaprojektowany i obrabiany we własnym zakresie uzyskano wartości stopnia sprężania z zakresu od 10,4 do 15. Przeróbka pozwoliła na takie ukształtowanie komory spalania, by upodobnić ją do typowej komory zaawansowanego silnika realizującego proces HCCI.

Silnik został zamontowany na w pełni oprzyrządowanym stanowisku badawczym wyposażonym we wszelkie

A Kistler 6125A pressure transducer was fitted flush with the wall of the combustion chamber connected via a Kistler 5011 charge amplifier to a National Instruments data acquisition card fitted in an IBM compatible PC. A shaft encoder was used to provide synchronization crank angle degrees.

Some of the experimental results and modelling presented here were based on an advanced Jaguar V6 research engine, already described in details previously [21, 25, 29], which has the characteristics given in Table 2. HCCI is enabled by internal EGR trapping through negative valve overlap, with variable cam timing (VCT) and cam profile switching (CPS) systems.

urządzenia potrzebne do jego pracy. W kanale dolotowym umieszczono elektryczną grzałkę o mocy 3 kW służącą do podgrzewania powietrza potrzebnego do realizacji cyklu HCCI z pewnymi paliwami wymagającymi wstępnego podgrzania.

Ciśnienie rejestrowane było za pomocą czujnika Kistler 6125A umieszczonego w ścianie komory spalania, połączonego za pośrednictwem wzmacniacza ładunku Kistler 5011 z kartą pomiarową National Instruments zainstalowaną w komputerze typu PC firmy IBM. Do określania położenia kąтового wału korbowego używano znacznika kąta.

Niektóre wyniki doświadczalne i modelowe przedstawione w tym artykule były opisane wcześniej [21, 25, 29] i odnoszą się do silnika badawczego Jaguar V6 o danych technicznych zamieszczonych w tablicy 2. Realizacja procesu HCCI była możliwa dzięki zastosowaniu wewnętrznej recyrkulacji spalin (EGR) osiągniętej przez ujemne przekrycie zaworów, zmienne fazy rozrządu (VCT) oraz zmiany profilu krzywki (CPS).

3. Przebieg badań i wyniki

3.1. Metoda badań

Silniki wyposażone były również w tradycyjne elektroniczne układy zapłonowe, wykorzystywane jedynie podczas rozruchu, nagrzewania i pracy w trybie silnika ZI, natomiast wyłączane, gdy silnik przechodził w tryb pracy HCCI. Silnik jednocylindrowy połączony był z hamulcem prądnicowym, a silnik V6 – z hamulcem elektrowirowym, dzięki czemu możliwe było ustabilizowanie prędkości obrotowej. Oprogramowanie używane do badań silnika jednocylindrowego zostało przygotowane na miejscu w środowisku LabVIEW do rejestracji zmian ciśnienia w funkcji kąta OWK dla reprezentatywnej liczby kolejnych cykli (zwykle 100) i do analizy uzyskanych danych. Wyniki pomiaru ciśnienia nie były filtrowane elektronicznie lecz użyto filtra numerycznego uśredniającego między trzema punktami oraz regulowanego poziomu wyzwalania, zwykle ustawionego na próg 30% w celu identyfikacji zakłóceń. Nie analizowano wahań ciśnienia. W przypadku spalania stukowego posługiwano się kryterium słyszalnego stuku. Szybkość narastania ciśnienia $dp/d\alpha$ zasadniczo pozostawała na poziomie poniżej 0,5 MPa/°OWK, jedynie w jednym lub dwóch przypadkach osiągnęła 0,7 MPa/°OWK, a więc znacznie poniżej dopuszczalnego poziomu 1,0 MPa/°OWK (tzn. braku stuku). Analizę wywiązywania ciepła przeprowadzono używając klasycznej metody Rossweilera i Withrowa określania masy wypalonego paliwa, tak zmodyfikowaną, by uwzględniała ciągłą liniową zmianę wykładnika politropy między punktem zapłonu a końcem spalania. Silnik V6 wyposażony był w czujniki ciśnienia w 4 spośród 6 cylindrów, a zbieranie danych i analiza wywiązywania ciepła były prowadzone analogicznie jak w przypadku silnika 1-cylindrowego, choć zastosowano tu inną aparaturę i oprogramowanie. Sil-

Tablica 2. Dane techniczne silnika Jaguar AJ V6 o zmiennym profilu krzywki
Table 2. The Jaguar AJ V6 Engine with CPS

Typ silnika / <i>Engine type</i>	4 zawory na cylinder, V6 / 4 valve per cylinder, V6
Średnica cylindra / <i>Bore</i>	89,0 mm
Skok tłoka / <i>Stroke</i>	79,5 mm
Stopień sprężania / <i>Compression ratio</i>	11,3
Fazy zaworu dolotowego / <i>Intake valve timing</i>	zmienne / <i>variable</i>
Fazy zaworu wylotowego / <i>Exhaust valve timing</i>	zmienne / <i>variable</i>
Temperatura powietrza dolotowego / <i>Intake air temperature</i>	300 K
Paliwo / <i>Fuel</i>	97% izooktan + 3% n-heptan / 97% iso-octane + 3% n-heptane
Współczynnik składu ładunku (AFR) / <i>Air/fuel ratio</i>	14,3:1

3. Experimental procedures and results

3.1. Procedures

The engines were also equipped with traditional electronic spark ignition systems. These systems were used only for engine start-up, warm-up and SI mode; and were turned off when running the engines in HCCI mode. The engines were coupled to a DC (1-cyl) and eddy-current (V6) dynamometers which maintained the engines at a constant set speed. For the 1-cyl. engine tests, analysis software was developed in house using the LabVIEW programming environment to record the in-cylinder pressure versus crank angle for a representative number of consecutive engine cycles (usually 100), and to analyze the resulting data. Pressure data were not filtered electronically, but a numerical filter was used with normally three passes of 3-point averaging, and an adjustable trigger limit, normally set at 30% threshold for noise identification. Pressure oscillations were not studied. In all “knocking” cases audible knock criterion was used, while rates of pressure rise remained. the rate of pressure rise with crank angle $dp/d\theta$ was generally below 5 bar/deg, only in one or two cases reaching 7 bar/deg, well below 10 bar/deg in all acceptable (i.e. non-knocking) cases. Heat release analysis was performed using the classic Rossweiler and Withrow method for mass fraction burnt modified to include continuous linear change of the polytropic index between the ignition point and end of combustion. The V6 engine was fitted with pressure transducers in 4 out of 6 cylinders and the pressure data acquisition and heat release analysis was performed in a similar way as in 1-cyl engine, although a different set of hardware and software was used.

The engines were run in different modes and air/fuel ratios while the coefficient of variation of IMEP was kept below 5% whenever possible. Carbon dioxide, carbon monox-

niki pracowały w różnych warunkach i z różnym współczynnikiem składu mieszanki, ale odchyłka wartości średniego ciśnienia indykowanego nie przekraczała 5%, jeśli to tylko było możliwe. Emisja CO, CO₂, węglowodorów, tlenu i NO_x mierzona była za pomocą standardowych przyrządów pomiarowych.

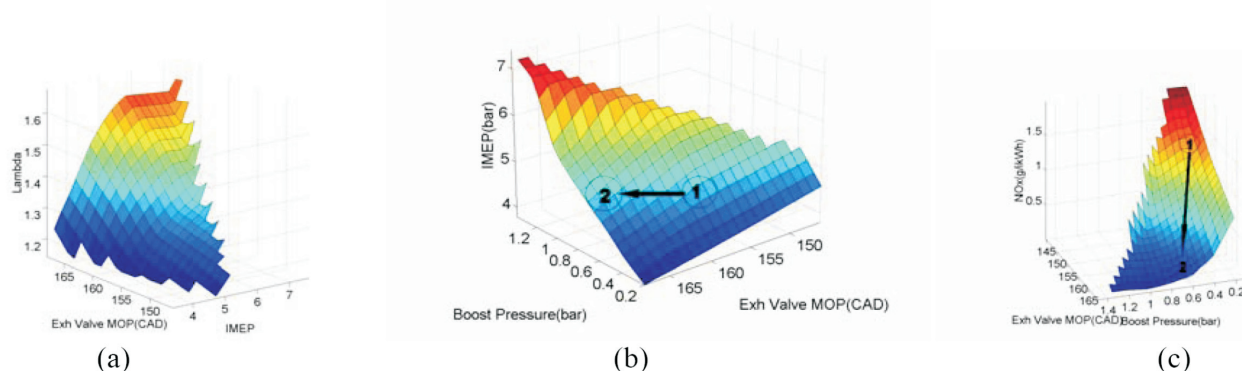
3.2. Wyniki dla silnika zasilanego benzyną i mieszankami benzyny i oleju napędowego

Główny wysiłek badawczy w przypadku jednocyldrowego silnika ciepłego skierowany był na określenie wpływu ciśnienia doładowania i ustawienia rozrządu na zakres pracy w trybie HCCI. Doładowanie jest uważane za obiecujący sposób podniesienia górnej granicy obciążenia, ponieważ pokonuje się w ten sposób opory przepływu związane ze wzniosem zaworów i umożliwia pracę z dużym obciążeniem na mieszankach ubogich z jednoczesną redukcją emisji NO_x oraz hałasu, drgań i twardości biegu. Za cenę spadku sprawności cieplnej i łagodnego przebiegu spalania przyjęto, że optymalny kąt OWK, dla którego spalaniu uległo 5% ładunku powinien przypadać na GMP [22]. Na rysunku 1a widać, że w celu utrzymania optymalnego przebiegu spalania przy różnym ustawieniu rozrządu i obciążeniu silnika dla prędkości obrotowej 1500 obr/min, współczynnik nadmiaru powietrza λ powinien wzrastać ze wzrostem obciążenia. To z kolei pociąga za sobą wyższe ciśnienie ładowania i przyspieszone otwieranie zaworu dolotowego. Równocześnie istnieje jeszcze inna współzależność dla wymaganego ze względu na łagodny przebieg spalania współczynnika nadmiaru powietrza λ , która zmienia się wraz ze zmianami ustawienia rozrządu. Wartości λ potrzebne do stabilnego spalania są największe w przypadku wczesnego otwierania zaworu wylotowego i większych wartości wewnętrznej recyrkulacji spalin EGR. Połączony efekt zwiększonego EGR oraz dużego współczynnika nadmiaru powietrza steruje szybkością spalania i maksymalnym ciśnieniem w cylindrze, gdy zbliżamy się do górnej granicy obciążenia. Jest oczywiste, że podniesienie górnej granicy obciążenia ograniczone jest emisją NO_x. Na rysunku 1c widać, że ze wzrostem ciśnienia dołotu (większego λ) lub przyspiesze-

nie, unburned hydrocarbons, oxygen and NO_x emissions were recorded using various standard emissions equipment.

3.2. Results with gasoline and gasoline-diesel blends

The recent main experimental effort on the single cylinder thermal engine has been to study the effect of boosting pressure and valve timing on the HCCI operating window boundary. Boosting is considered a promising way of increasing upper load boundary as it overcomes flow constraints associated with low valve lifts and enables lean operation reducing combustion NVH and NO_x under high load conditions. For the trade-off of thermal efficiency and combustion smoothness, it has been found that the optimum phasing of 5% burn point should be controlled at TDC [22]. Figure 1a shows the lambda required in order to maintain the optimum combustion phasing for various exhaust valve timings and engine loads at 1500 rpm and it is shown that a higher load operating condition requires a higher lambda. This implies a higher boost pressure with advanced inlet valve timing. Meanwhile, there is another interdependence where lambda required for a specific combustion phasing varies with exhaust valve timing. The values of lambda required for stable combustion are highest with advanced exhaust valve timing and increased internal EGR. It is the combined dilution effects from the high rate EGR and the high air-fuel ratio that control the combustion rate and maximum in-cylinder pressure when approaching upper load boundary. Clearly, the extension of the upper load boundary is also limited by NO_x emissions. Figure 1c shows that NO_x emissions decrease as boosting pressure increases (for a higher lambda), or as exhaust valve timing advances (for a higher internal EGR rate). The two engine conditions marked '1' and '2' have the same engine load of 4.8 bar IMEP. It is shown that by increasing the boosting pressure from 0.4 bar to 0.6 bar and advancing the exhaust valve timing MOP from 158 CAD to 168 CAD, NO_x emissions are significantly reduced from 1.12 to 0.16 g/(kW·h). This has clearly demonstrated the combined effect of boosting and internal EGR in NO_x control for the extension of upper load boundary for HCCI operation.



Rys. 1. Wpływ zwiększania ciśnienia dołotu i stopnia recyrkulacji spalin na pracę silnika w trybie HCCI, gdy paliwem jest benzyna: (a) λ , (b) p_e , (c) NO_x. 1-cylindrowy silnik „Medusa”, niepodgrzewany dolot, nominalny stopień sprężania (geometryczny) $\epsilon = 10,4$; $n = 1500$ obr/min; współczynnik wypalenia 5% paliwa w GMP; na rys. (b) i (c) $p_e = 0,48$ MPa [22]

Fig. 1. The effect of boosting and internal EGR on gasoline HCCI: (a) λ , (b) p_e , (c) NO_x. 1-cyl “Medusa” engine, non-heated inlet, nominal compression ratio (swept volume based) = 10.4, 1500 rpm, 5% burn point at TDC, Figs (b) and (c) IMEP = 4.8 bar [22]

niem otwarcia zaworu wylotowego (większego wewnętrznego EGR) maleje emisja NO_x . Dwa punkty pracy silnika oznaczone „1” i „2” odpowiadają pracy z tym samym obciążeniem $p_e = 0,48 \text{ MPa}$. Jak pokazano, zwiększenie ciśnienia dolotu z $0,04 \text{ MPa}$ do $0,06 \text{ MPa}$ oraz przyspieszenie otwarcia zaworu wylotowego ze 158° na 168°OWK spowodowało znaczne zmniejszenie emisji NO_x z $1,12$ do $0,16 \text{ g/(kW}\cdot\text{h)}$. Wskazuje to jasno na wpływ połączonego efektu podwyższonego ciśnienia dolotu i zwiększonego stopnia recyrkulacji spalin na kontrolę emisji NO_x dla podniesienia granicy obciążenia w trybie pracy HCCI.

O paliwach dwu- i wieloskładnikowych mówi się jako o dobrej metodzie realizacji cyklu HCCI. Pobieźny przegląd badań na ten temat zawiera inny artykuł autorów [26]. Różni autorzy stwierdzali, że olej napędowy posiada odpowiednie właściwości by efektywnie mógł inicjować proces spalania HCCI. Jednak ich metody wymagały zastosowania dwóch zupełnie odrębnych układów paliwowych, co w znacznym stopniu skomplikowało konstrukcję. Szeroko i z powodzeniem badano wcześniej przygotowywane mieszanki benzyny i oleju napędowego, choć dotyczyło to jedynie podgrzewanego dolotu i jednej wartości współczynnika nadmiaru powietrza przy stosunkowo niewielkiej prędkości obrotowej i dużej pojemności skokowej ($1,6 \text{ dm}^3$) [20]. Zespół badawczy z Birmingham badał przebieg spalania w trybie HCCI wcześniej przygotowanej mieszanki benzyny i oleju napędowego, a więc składników o przeciwnych właściwościach (wtryskiwanej do kolektora dolotowego pod ciśnieniem $0,3 \text{ MPa}$) w silniku, który był zasadniczo zaprojektowany jako silnik ZI („Medusa”). Silnik pracował w dwóch trybach wykorzystując odmienne środki dla osiągnięcia spalania HCCI, a mianowicie: podgrzewanie świeżego ładunku oraz ujemne przekrycie zaworów, a także umiarkowane wartości stopnia sprężania, odpowiednio 15 i $10,4$. Podgrzewanie świeżego ładunku ułatwia odparowanie paliwa i stworzenie mieszanki jednolitej szczególnie w przypadku mieszanek z większym udziałem oleju napędowego, jednak brak podgrzewania wraz z ujemnym przekryciem zaworów ma większe znaczenie praktyczne. Nie stosowano zewnętrznej recyrkulacji spalin. Stopień wewnętrznej recyrkulacji EGR, jaki można uzyskać przy ujemnym przekryciu faz rozrządu trudno jednoznacznie zmierzyć. Metody oceny tego stopnia przedstawili autorzy w publikacji [23].

Przy podgrzewaniu ładunku dolotowego, bez wewnętrznej EGR, ładunek należy podgrzać do temperatury ponad 370 K , dla wszystkich badanych paliw, nawet gdy zastosowano stopień sprężania $15,0$. Jednak przez zastosowanie mieszaniny benzyny i oleju napędowego temperatura świeżego ładunku konieczna do zaistnienia procesu HCCI może być obniżona o co najmniej 10 stopni w stosunku do pracy na czystej benzynie. Co jest jeszcze bardziej interesujące, stosując wewnętrzną recyrkulację spalin EGR przez ujemne przekrycie zaworów, można osiągnąć odpowiednie warunki do zaistnienia HCCI bez wstępnego podgrzewania ładunku nawet dla niższych wartości stopnia sprężania. Stosując mieszankę benzyny i oleju napędowego zakres działania w try-

Dual- and multi-fuels have been reported as a good method for promoting the HCCI combustion. A brief review of research is presented in a parallel paper by the authors [26]. Various researchers have found that diesel fuel has a high ignition quality to initiate effectively the onset of HCCI combustion. However, their methods generally needed two completely separate fuel supply systems in the engine, leading to larger system complexity. Pre-mixed blends of gasoline and diesel have also been successfully and comprehensively tested, although only in preheated intake mode with one value of excess air ratio λ and at quite slow engine speed in a large cylinder (1.6 litre swept volume) [20]. The Birmingham FPS Group has investigated the HCCI combustion behaviour of the pre-mixed blends of gasoline and diesel (injected into the intake port at 3 bar injection pressure) as the two fuels with opposite but complementary properties, in a basically SI gasoline design “Medusa” engine. The engine was operated in two modes, using different means to achieve the HCCI conditions: intake heating and NVO (negative valve overlap), with moderate compression ratios of 15 and 10.4 , correspondingly. The intake heating mode brings benefits in easier evaporation and formation of the homogeneous charge especially for fuel mixtures with higher diesel fuel ratio, but the unheated NVO mode offers larger practical significance. No external EGR was used at all. Degree of internal EGR available in the NVO mode is not easily measurable. Methods of estimation of the internal EGR have been published by the authors [23].

In the heated intake mode, without internal EGR, the intake charge must be heated to over 370 K , for all fuel blends studied, even when compression ratio 15.0 is used. However, by adopting the gasoline/diesel blended fuel, the intake temperatures required to achieve HCCI can be lowered by at least 10 degrees compared with pure gasoline operation. Even more interestingly, with internal EGR (residual gas trapping) produced by NVO, appropriate conditions for HCCI combustion can be achieved without pre-heating even for the lower compression ratio. By adopting the gasoline/diesel blended fuel, the HCCI operating region for the unheated NVO can be significantly extended into lower IMEP values. Diesel fuel has remarkable influence on gasoline HCCI combustion. Ignition timing is advanced, duration of combustion is shortened and the IMEP range achievable in the unheated NVO mode (with acceptable COV of IMEP) is widened as diesel proportion increases, as shown in Figures 2 and 3.

Exhaust emissions for the gasoline-diesel blends, especially HC [26] and NO_x shown in Figure 4, show a large improvement compared with pure gasoline HCCI. Unlike in other studies reported in the literature for the same operating conditions, blended fuel HCCI combustion in fact produced much less harmful emissions than pure gasoline HCCI combustion.

3.3. Results with natural gas and biogas

The main challenge in achieving successful HCCI operation with natural gas is that it has a high auto-ignition temperature, requiring high compression ratios and/or intake

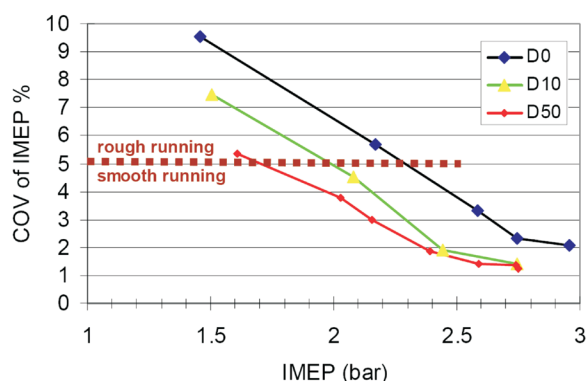
bie HCCI bez podgrzewania ładunku i ujemnego przekrycia zaworów można wyraźnie rozszerzyć na mniejsze wartości średniego ciśnienia indykowanego p_i . Olej napędowy wywiera wyraźny wpływ na spalanie benzyny w trybie HCCI. Kąt wyprzedzenia zapłonu jest wcześniejszy, skrócony jest okres spalania a osiągalny zakres p_i dla ładunku niepodgrzewanego i ujemnego pokrycia rozrządu (przy dopuszczalnym COV ciśnienia p_i) ulega rozszerzeniu w miarę zwiększania udziału oleju napędowego, jak to pokazano na rysunkach 2 i 3.

Emisje składników toksycznych, szczególnie węglowodorów [26] i tlenków azotu, przy zasilaniu mieszankami benzyny i oleju napędowego pokazane na rysunku 4 wskazują na istotną poprawę w porównaniu z czystą benzyną spalaną w systemie HCCI. Inaczej niż w wyniku innych badań opisywanych w literaturze dla podobnych warunków pracy, spalanie mieszanin paliw w systemie HCCI rzeczywiście powoduje znacznie mniejszą emisję składników toksycznych niż ma to miejsce w przypadku spalania w tym systemie czystej benzyny.

3.3. Wyniki uzyskane dla gazu ziemnego i biogazu

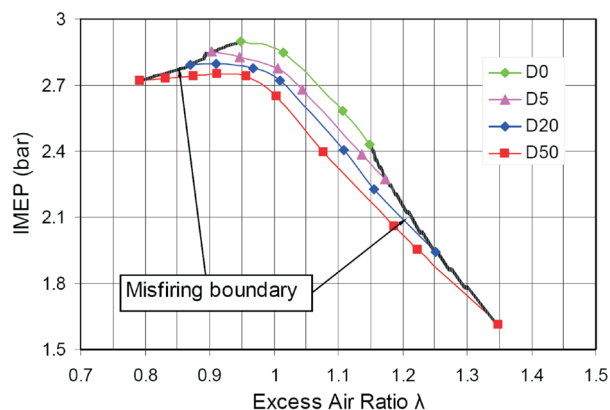
W przypadku gazu ziemnego najpoważniejszym wyzwaniem na drodze do osiągnięcia pracy w trybie HCCI jest wysoka temperatura samozapłonu, co wymaga dużego stopnia sprężania i/lub podgrzewania świeżego ładunku. Grupa badawcza z Birmingham wykazała [24, 30], że dodatek wodoru w postaci zreformowanego gazu pomaga obniżyć temperaturę ładunku umożliwiającą stabilną pracę HCCI. Pokazano, że dodatek wodoru przyspiesza zapłon w cylindrze. Jest to wynikiem obniżenia minimalnej temperatury dolotu potrzebnej do zaistnienia samozapłonu podczas suwu sprężania, powodującym przyspieszone spalanie dla tych samych wartości temperatury dolotu. Wyniki doświadczalne uzyskano stosując zamkniętą pętlę reformowania paliwa gazowego za pomocą spalin w celu uzyskania wodoru, jak to schematycznie pokazano na rysunku 5.

W momencie, gdy reformowany gaz jest doprowadzany do cylindra jako „zreformowana zewnętrzna recyrkulacja spalin” (REGR), obserwowane jest zmniejszenie wymagań



Rys. 3. Porównanie stabilności spalania różnych paliw: D0 (czysta benzyna), D10 oraz D50, gdy silnik pracuje w trybie HCCI przy ujemnym przekryciu zaworów NVO, niepodgrzewany dolot, geometryczny stopień sprężania $\epsilon = 10,4$; $n = 1500$ obr/min [26]

Fig. 3. Combustion stability comparison between three fuels: D0 (pure gasoline), D10 and D50 when engine worked with unheated NVO HCCI mode, geometric CR = 10.4, 1500 rpm [26]

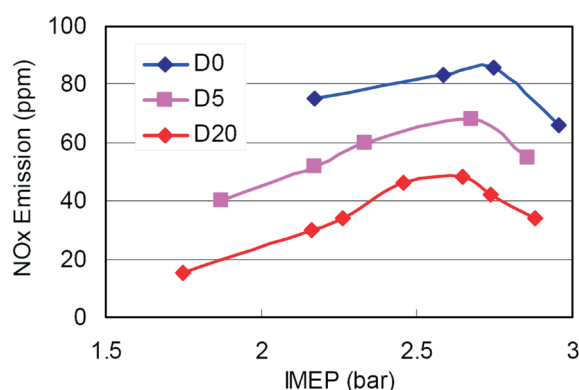


Rys. 2. Porównanie zakresów p_i i λ możliwych do osiągnięcia w przypadku czterech paliw: D0 (czysta benzyna), D5, D10 oraz D50, gdy silnik pracuje w trybie HCCI przy ujemnym przekryciu zaworów: $n = 1500$ obr/min, niepodgrzewany dolot, mały wznios zaworów (3 mm w porównaniu ze standardowym 8 mm), NVO = -170 deg [26]

Fig. 2. Comparison of IMEP and lambda range possible with the four fuels of D0 (pure gasoline), D5, D10 and D50 when engine operates in NVO HCCI mode: 1500 rpm, unheated intake, low lift cams (3 mm as opposed to standard 8mm), NVO = -170 deg [26]

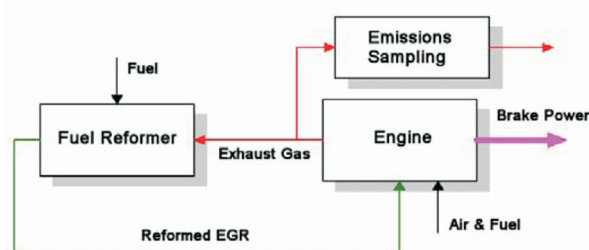
charge heating. The Birmingham FPS Group has demonstrated [24, 30] that hydrogen in the form of reformed gas helps in lowering the intake temperature required for stable HCCI operation. It has been shown that the addition of hydrogen advances the start of combustion in the cylinder. This is a result of the lowering of the minimum intake temperature required for auto-ignition to occur during the compression stroke, resulting in advanced combustion for the same intake temperatures. Experimental results were presented using closed loop exhaust gas fuel reforming for production of hydrogen, schematic of which is shown in Figure 5.

When the reformed gas is introduced into the engine as “reformed external EGR”, a decrease in intake air temperature requirement is observed for a range of engine loads. Thus for a given intake temperature, lower engine loads can be achieved. This would translate to an extension of the HCCI lower load boundary for a given intake temperature.



Rys. 4. Emisja NO_x w przypadku spalania HCCI niepodgrzanego ładunku i ujemnego przekrycia zaworów; $n = 1500$ obr/min; niepodgrzewany dolot; geometryczny stopień sprężania $\epsilon = 10,4$; zmniejszony wznios zaworów; ujemne przekrycie zaworów = -170 deg [26]

Fig. 4. NO_x emissions for unheated NVO HCCI mode. 1500 rpm, unheated intake, geometric CR = 10.4, low lift cams, NVO = -170 deg [26]

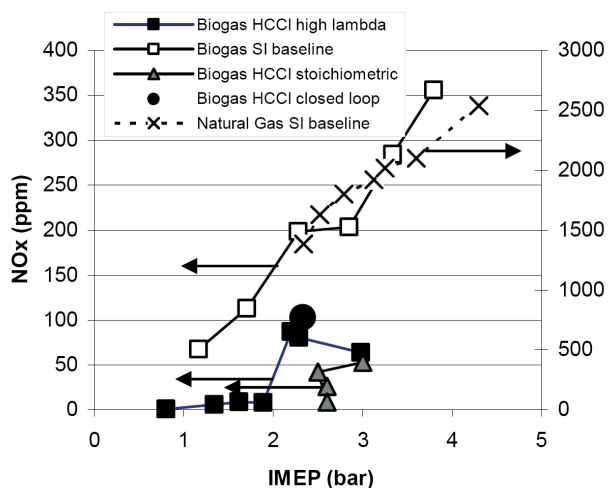


Rys. 5. Reformowanie paliwa za pomocą spalin z wykorzystaniem sprzężenia zwrotnego

Fig. 5. Closed-loop fuel reforming with exhaust gas

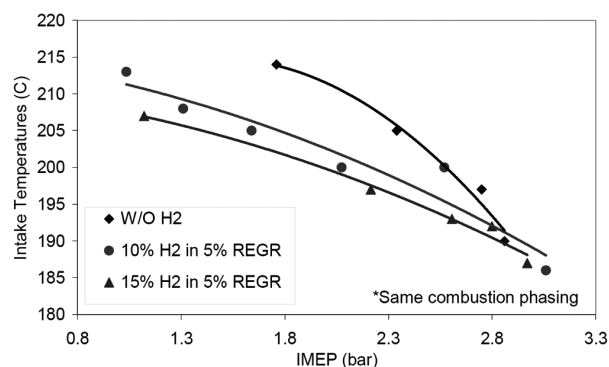
odnośnie podgrzewania dopływającego ładunku dla szerokiego zakresu obciążeń silnika. Można wówczas przy danej temperaturze dołotu pracować z mniejszym obciążeniem. Może to się przekładać na rozszerzenie dolnego zakresu obciążeń w trybie HCCI dla danej temperatury dołotu.

Jak to wykazano we wcześniej opublikowanym artykule [15], biogaz jest jeszcze trudniej wykorzystać jako paliwo spalane w trybie HCCI, ale z kolei – jak pokazano na rysunkach 7 i 8 – korzyści jakie można w ten sposób uzyskać są istotne: zmniejszenie emisji i wzrost sprawności. Stwierdzono, że stosując zmniejszony wznios zaworów, wewnętrzną recyrkulację spalin oraz skład bliski stechiometrycznego nie można zrealizować cyklu HCCI dla symulowanego biogazu (o składzie objętościowym: 67% CH_4 i 33% CO_2) bez dodatku wodoru, nawet podgrzewając dopływający ładunek do 250°C. Zastosowanie mieszanin gazu ziemnego i bioga-



Rys. 7. Emisja NO_x w przypadku spalania biogazu w systemie HCCI w funkcji p_e dla prędkości obrotowej $n = 1500$ obr/min przy zastosowaniu podwyższonego i stechiometrycznego λ z dodatkiem H_2 w porównaniu z pracą silnika ZI na biogazie i gazie ziemnym (dane dla drugiego znajdują się po prawej stronie osi pionowej). Uwaga: wyniki dla „dużego lambda” uzyskano stosując standardowy wznios zaworu (8 mm), natomiast skład stechiometryczny uzyskano przy zmniejszonym wzniosie (3 mm) oraz wewnętrznej recyrkulacji gazów [15]

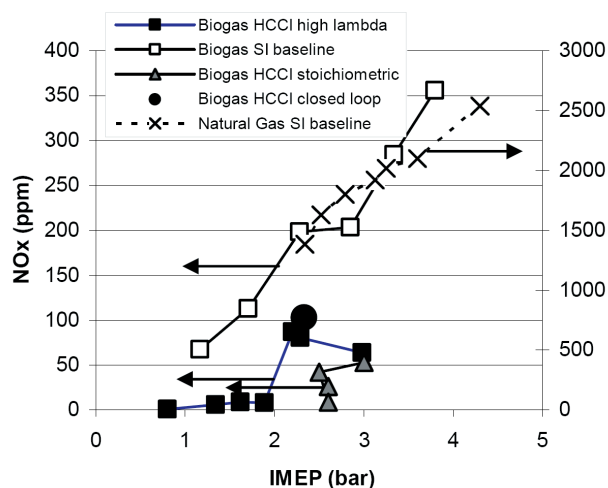
Fig. 7. NO_x emissions for biogas HCCI vs. IMEP at 1500 rpm using high and stoichiometric lambda with H_2 addition compared with baseline SI biogas operation and natural gas SI baseline (values for the latter mode on right hand vertical axis). Note: “high lambda” results are for intake heating with standard 8 mm valve lift, “stoichiometric” are for low (3 mm) lift valves and internal residual gas trapping [15]



Rys. 6. Wymagana temperatura dołotu dla gazu ziemnego spalane w trybie HCCI z i bez zastosowania REGR dla takich samych faz spalania ($\epsilon = 15,0$, standardowa regulacja rozrządu silnika ZI, wznios zaworów 8 mm, dodatnie przekrycie zaworów) [30]

Fig. 6. Required intake temperatures for NG HCCI with and without REGR addition at similar combustion phasing ($\text{CR} = 15,0$, standard SI style valve events with 8 mm lift and positive valve overlap) [30]

Biogas is an even more difficult fuel to successfully achieve HCCI, as documented in a previously published paper [15], but the rewards in reduced emissions and improved engine efficiency can be significant, as demonstrated in Figures 7 and 8. It was found that using low lift cams, internal EGR trapping and lambda near stoichiometric it was not possible to achieve HCCI combustion of simulated biogas (67% vol. CH_4 , 33% CO_2) without H_2 addition, even when heating the inlet charge to 250°C. Using mixtures of natural gas and biogas allowed HCCI operation at some load points, but this was very hard to achieve, and combustion was not very stable. As a first step towards finding out if fuel reforming could be of use in enabling HCCI with biogas it was decided to add pure hydrogen to the inlet charge, as a replacement to biogas fuel in equal energy terms. HCCI has been successfully achieved with an inlet temperature of 250°C and H_2 flow rates of 1.5 and 2 litres per minute. HCCI was



Rys. 8. Sprawność indykowana dla biogazu spalane wg HCCI w funkcji p_e przy $n = 1500$ obr/min oraz podwyższonym i stechiometrycznym λ z dodatkiem H_2 , w porównaniu ze spalaniem biogazu w silniku ZI [15]

Fig. 8. Indicated efficiency for biogas HCCI vs. IMEP at 1500 rpm using high and stoichiometric lambda with H_2 addition compared with baseline SI biogas operation [15]

zu pozwoliło na pracę HCCI w niektórych punktach pracy, lecz było to bardzo trudno osiągalne a przebieg spalania był bardzo niestabilny. Pierwszym krokiem w kierunku stwierdzenia przydatności reformowania paliwa w celu umożliwienia spalania biogazu w systemie HCCI była próba wzbogacenia doprowadzanego ładunku czystym wodorem, co miało stanowić zastąpienie biogazu paliwem o takiej samej wartości energetycznej. Praca w trybie HCCI została zrealizowana dzięki podgrzaniu dopływającego ładunku do temperatury 250°C oraz dodanie H_2 w ilości 1,5 do 2,0 dm³/min. Niemożliwe było uzyskanie spalania HCCI, gdy dodatek wodoru był mniejszy niż 1,5 dm³/min. Jak można zauważyć na rysunku 7, emisja NO_x była mniejsza co najmniej o rząd wielkości od poziomu odniesienia.

Z powodu wymaganej wysokiej temperatury dolotu i trudności z realizacją cyklu HCCI z biogazem przy zastosowaniu dużego stopnia wewnętrznej recyrkulacji spalin EGR, dla porównania zdecydowano spróbować innego rodzaju HCCI, a mianowicie tylko podgrzewania dopływającego ładunku, tradycyjnego ustawienia rozrządu i dużego współczynnika nadmiaru powietrza λ . Moc potrzebną do podgrzania świeżego ładunku określono zakładając, że silnik ma 100% sprawność objętościową a temperatura wzrasta od 20 do 230°C, a więc o 210°C. Stosując podgrzewanie dopływającego ładunku osiągnięto prawidłową pracę HCCI na biogazie w szerokim zakresie obciążeń dla temperatury dolotu 230°C z dodatkiem wodoru w ilości 1 dm³/min, co miało zastąpić gaz ziemny jego energetycznym zamiennikiem.

3.4. Wyniki uzyskane dla bioetanolu

Bioetanol uważany jest za jedną z najważniejszych alternatyw dla benzyny i oleju napędowego, bowiem dzięki jego wykorzystaniu można ograniczyć zużycie paliw kopalnych i zmniejszyć emisję gazów odpowiedzialnych za efekt cieplarniany. Autorzy wykazali już wcześniej, że bioetanol można również zastosować do realizacji trybu pracy HCCI wykorzystując w tym celu silnik ZI i ujemne przekrycie zaworów; osiągnięto w ten sposób $p_e = 0,75$ MPa dla wymuszonego dolotu oraz $p_e = 0,48$ MPa dla normalnych warunków ładowania i umiarkowanego podgrzania świeżego ładunku [12, 31]. Zasadnicze wnioski jakie wyciągnięto są następujące:

- Wymuszony dolot w połączeniu z wewnętrzną EGR jest efektywnym narzędziem do rozszerzenia zakresu obciążeń, przy których silnik spalając bioetanol może pracować jako HCCI. Na silniku jednocylindrowym z wymuszonym dolotem uzyskano $p_e = 0,75$ MPa bez podgrzewania ładunku. Oznacza to wzrost o ponad 0,3 MPa w porównaniu z pracą silnika HCCI wolnossącego z podgrzewaniem ładunku i EGR.
- Ciśnienie ładowania stanowi podstawowy sposób kontrolowania obciążenia, podczas gdy λ wpływa na przebieg spalania. Dla założonego przebiegu spalania i ciśnienia dolotu zwiększenie ilości recyrkulujących spalin może spowodować zwiększenie wartości λ potrzebnej do danego przebiegu spalania.
- Zwiększając ilość spalin z poprzedniego obiegu obniża się maksymalne możliwe obciążenie dla danego ciśnienia

not possible with H_2 flow rates lower than 1.5 l/min. It can be seen in Figure 7 that NO_x emissions were at least an order of magnitude lower than baseline.

Due to the high inlet temperatures needed, and the difficulty in achieving HCCI with biogas using high internal residual gas trapping, it was decided to try a different mode of HCCI, i.e. intake heating only, conventional valve events, high lambda for comparison. The power needed to heat the inlet charge was calculated by assuming that the engine had a volumetric efficiency of 100% and that the inlet air temperature was raised by 210°C, from 20°C to 230°C. By using the intake heating method, successful HCCI operation on biogas was achieved over a range of load points using an inlet temperature of 230°C and 1 l/min H_2 addition to replace the equivalent natural gas fuel by energy.

3.4. Results with bio-ethanol

Bio-ethanol is considered by many as one of the most important alternatives to gasoline and diesel as it can offer substantial reductions in consumption of fossil fuels and emission of greenhouse gases. The authors have previously shown that it was possible to use bio-ethanol as a fuel for HCCI operation using a gasoline style engine in conjunction with negative valve overlap, up to 7.5 bar indicated mean effective pressure (IMEP) with forced induction, and 4.18 bar IMEP on natural aspiration with moderate intake heating [12, 31]. The main conclusions were that:

- Forced induction, in conjunction with residual gas trapping, has been shown to be effective in increasing the usable bio-ethanol HCCI operation load range. Using a single cylinder engine setup with forced induction, up to 7.5 bar IMEP has been reached without inlet heating. This is an increase of more than 3 bar IMEP compared to naturally aspirated HCCI operation with intake charge heating and residual gas trapping.
- Boost pressures are the main form of load control while lambda controls the combustion phasing. For a given combustion phasing and boost pressure, increasing trapped residual amounts would shift the lambda required for that phasing to a higher value.
- Increasing of the amount of in-cylinder trapped residuals lowers the maximum possible load for a given boost pressure due to the lower energy density of the charge inducted. The latter is caused by the lower amounts of air forced in the cylinder and the higher lambdas required for optimum combustion phasing.
- Bio-ethanol HCCI operation with forced induction and residual gas trapping can result in lower NO_x emissions by 2 orders of magnitude compared to those of SI operation due to the dilution from the excess air and trapped residuals.
- Increasing trapped residuals amounts, used together with a higher boost pressure to maintain engine load can lower NO_x emission levels even further. However, the brake specific fuel consumption and CO emissions will increase due to increased pumping losses and lower combustion efficiency.

dolotu, co wynika ze zmniejszonej gęstości energii dostarczonego ładunku. Spowodowane jest to mniejszą objętością powietrza dolatującego do cylindra i większym λ koniecznym dla osiągnięcia optymalnych faz spalania.

- Praca HCCI na bioetanolu z wymuszonym dolotem i EGR może skutkować zmniejszeniem emisji NO_x o dwa rzędy wielkości w porównaniu z emisją typowego silnika ZI, co wynika z rozcieńczenia dopływającego powietrza i obecnością przechwyconych spalin.
- Emisję NO_x można jeszcze bardziej obniżyć zwiększając ilość zatrzymywanych spalin oraz stosując podwyższone ciśnienie dolotu w celu utrzymania założonego zakresu obciążeń. Jednak powoduje to zwiększenie jednostkowego zużycia paliwa i emisji CO, co wynika ze zwiększonych strat przepływu i mniejszej sprawności spalania.
- Należy starannie rozważyć równowagę między emisją NO_x a zużyciem paliwa dla stosowania dużych wartości ciśnienia. Wzrost zużycia paliwa spowodowany większym zapotrzebowaniem na energię w przypadku wyższego ciśnienia dolotu można ograniczyć odpowiednio projektując układ dolotowy. Niezawodność konstrukcji jest także czynnikiem ograniczającym ciśnienie dolotu.

Wraz ze wzrostem obciążenia silnika wzrasta odpowiednio maksymalne ciśnienie w cylindrze powodując zwiększenie hałaśliwości spalania. Celem większości prac prowadzących ostatnio przez zespół autorów [32] było rozpoznanie metod zmniejszania szybkości narastania ciśnienia poprzez odpowiednią regulację rozrządu i wtrysk wody. Wspomniana praca wymienia dwa sposoby, które mogą oddziaływać na spalanie w celu ograniczenia szybkości narastania ciśnienia i dalszego zmniejszenia emisji tlenków azotu; są to: sterowanie zaworem dolotowym i domieszka wody. Stwierdzono, że istnieje pewna optymalna regulacja rozrządu; gdy rozrząd jest wyraźnie przyspieszony lub opóźniony względem regulacji optymalnej, wówczas dla określonego λ można opóźnić pojawianie się określonych faz spalania. Niestety, dla danego ciśnienia dolotu, większego obciążenia i mniejszego λ można się spodziewać zwiększonej emisji NO_x . Podobnie, zwiększając zawartość wody w etanolu osiąga się taki sam efekt, jak w przypadku nieoptymalnego ustawienia zaworów. W wyniku tego uzyska się zmniejszenie rozcieńczenia ładunku, co spowoduje istotny wzrost emisji NO_x .

Najistotniejsze wyniki badań można podsumować następująco:

- Zbyt wczesne lub późne sterowanie zaworem dolotowym zmniejsza wartość λ potrzebną do stabilnej pracy, w porównaniu do regulacji optymalnej, co może spowodować zwiększoną emisję NO_x wywołaną mniejszą ilością czynnika rozrzedzającego.
- Mocno opóźnione bądź przyspieszone sterowanie zaworem dolotowym może opóźnić zbyt wczesne fazy spalania. Jednakże, powinno się je stosować jedynie krótkotrwale, bowiem prowadzi do wzrostu emisji NO_x . W ten sposób można jedynie opóźniać kolejne fazy spalania, natomiast ich przyspieszanie wymaga oddzielnego narzędzia sterującego.
- Okazuje się, że niewielka zawartość wody w paliwie w

- The balance between NO_x emissions and fuel consumption needs to be considered carefully when employing high boost pressures. The fuel penalty incurred by the increasing amounts of energy required for high boost pressures at high loads can be reduced with appropriate design and flow matching. The engine reliability is also a factor in limiting boost pressures during operation.

However, as the engine load increases, the maximum cylinder pressure rise rates increase accordingly, resulting in excessive combustion noise. The aim of the most recent work from the authors' group [32] was to explore methods of reducing the maximum pressure rise rates using appropriate inlet valve timing and water blending. The approach documented there explores two ways that might have an effect on combustion in order to lower the maximum pressure rise rates and further improve the emissions of oxides of nitrogen (NO_x); inlet valve timing and water blending. It was found that there is an optimal inlet valve timing. When the timing is significantly advanced or retarded away from the optimum, the combustion phasing could be retarded for a given lambda. However, it would result in higher loads and lower lambdas for a given boost pressure, with possibly higher NO_x emissions. Similarly, increasing the water content in ethanol gave the same results as the non-optimum inlet valve timing. As a result, NO_x emissions could be substantially higher due to the lower amounts of dilution.

The most important findings from this work can be summarized as such:

- A significantly retarded or advanced inlet valve event decreases the required lambda for stable combustion compared to the optimal timing, resulting in potentially higher NO_x emissions due to the lower dilution amount present.
- A significantly retarded or advanced inlet valve event can retard combustion phasing that has become too advanced. However, it should be employed momentarily as it leads to higher NO_x emissions. It can only retard combustion phasing, requiring a separate control method in order to advance combustion phasing.
- Low concentrations of water in the fuel appear to have minimal effect on combustion. However, increasing the water content to 20% drastically reduces the available load range and lambda required for combustion. The decreased lambda results in substantially higher maximum cylinder pressure rise rates and NO_x emissions. Increased intake heating might increase tolerance to water content.
- Non-optimal valve timing and water contained in the fuel decrease the incylinder temperature during compression either by reducing the apparent compression ratio or by reducing the gas temperature at IVC. This retards the combustion phasing for a given lambda. Therefore, in order to maintain stable combustion, the lambda must be decreased, thus lowering the dilution levels and resulting in higher maximum cylinder pressure rise rates and NO_x emissions.
- The load control during forced induction is determined largely by the boost pressure. Inlet valve events can decrease lambda for a given combustion phasing, translating into a slightly higher load and higher NO_x emission

- małym stopniu oddziałuje na spalanie. Jednak zwiększenie tej zawartości do 20% drastycznie ogranicza dostępny zakres obciążeń i potrzebny do spalania współczynnik nadmiaru powietrza. Zmniejszone λ powoduje znacznie większe ciśnienie maksymalne i szybkość narastania ciśnienia oraz emisję NO_x . Podniesienie temperatury dolotu może zwiększyć tolerancję na zawartość wody.
- Nieoptymalne sterowanie zaworem i zawartość wody w paliwie obniżają temperaturę w cylindrze podczas sprężania albo przez zmniejszenie rzeczywistego stopnia sprężania, albo też obniżenie temperatury gazu w IVC. Dla danego λ powoduje to opóźnienie faz spalania. Tak więc w celu utrzymania stabilnego spalania należy obniżyć λ zmniejszając rozcieńczenie ładunku i powodując wzrost szybkości narastania ciśnienia i emisji NO_x .
 - Sterowanie obciążeniem podczas wymuszonego dolotu zależy głównie od ciśnienia doładowania. Fazy zaworu dolotowego mogą obniżyć λ dla założonego przebiegu spalania przekładając się na nieco większe obciążenie i większą emisję NO_x dla założonego ciśnienia dolotu. Fazy zaworu wylotowego mogą zwiększyć λ dla założonego przebiegu spalania, przekładając się na nieco mniejsze obciążenie i mniejszą emisję NO_x dla założonego ciśnienia dolotu.
 - W określonych warunkach pracy korzystne może okazać się zmniejszenie λ w celu poprawy sprawności spalania, zapewniając jednocześnie emisję NO_x na niezmiennie niskim poziomie.

Zarówno z wcześniejszych, jak i z ostatniej publikacji autorów [32] wynika, że ciśnienie dolotu może służyć do sterowania obciążeniem. Współczynnik λ oddziałuje na fazy spalania a ustawienie zaworu dolotowego (lub inne czynniki obniżające temperaturę sprężanego czynnika) zmniejsza wartość λ potrzebną dla założonych faz spalania. Zwiększając udział spalin zwiększa się wymaganą wartość λ dla danych faz spalania, co spowodowane jest wzrostem energii w cylindrze.

By lepiej opisać to zjawisko można powiedzieć, że w przypadku przechwycania części spalin istnieje kilka różnych parametrów, które poprawiają rzeczywisty stopień sprężania (rys. 9), podobnie jak to się dzieje w silniku bez recyrkulacji spalin. Recyrkulacja spalin podnosi rzeczywisty stopień sprężania, podczas gdy opóźnione zamknięcie zaworu dolotowego i dodatek wody w paliwie zmniejszają tą wartość.

Na przykład dla zwiększenia obciążenia silnika zwiększa się ciśnienie dolotu. Można to zrobić równocześnie z wcześniejszym otwarciem zaworu wylotowego lub zmieniając ustawienie zaworu dolotowego. Przyspieszając otwarcie zaworu wylotowego zmniejsza się ilość spalin z poprzedniego obiegu, co pozwala na zwiększenie obciążenia przy niezmiennym ciśnieniu dolotu. W ten sposób przez zmniejszenie ilości spalin również zwiększy się dawkę paliwa potrzebną do utrzymania stabilnego spalania. Przyspieszając otwarcie zaworu dolotowego można zmniejszyć rzeczywisty stopień sprężania silnika, co wpływa na spadek λ (większy wydatek paliwa) potrzebnego do stabilnego spalania.

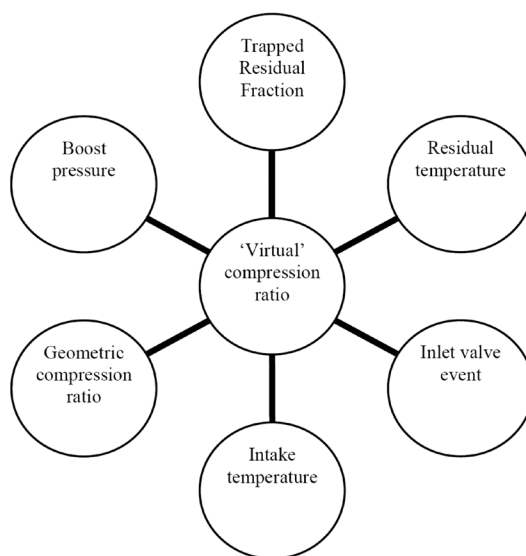
for a given boost pressure. Exhaust valve events can increase λ for a given combustion phasing, translating into a slightly lower load and lower NO_x emission for a given boost pressure.

- At certain operating conditions it might be of advantage to decrease the λ in order to improve the combustion efficiency, providing NO_x emissions remain low enough.

From the authors' previous work as well as the work presented in the most recent paper [32] paper, it can be seen that boost pressures can be used as the main form of load control. λ affects combustion phasing and inlet valve events (or other events which cool down gas temperatures during compression) decrease the required λ for a given combustion phasing. Increasing residual gas levels increases the required λ for a given combustion phasing due to the increase in thermal energy available in the cylinder.

A better description would probably be that with residual gas trapping there appear to be various parameters which make up a 'virtual' compression ratio, as shown in Figure 9, analogous to that in an engine without residual gas trapping. Factors such as trapping additional residual gases increase this 'virtual' compression ratio, while factors such as retarded inlet valve closing and water content in the fuel reduce the 'virtual' compression ratio.

For example in order to increase the engine load, the boost pressure can be increased. This can be done in combination either with advancing the exhaust valve timing or varying the inlet valve timing. Advancing the exhaust valve timing will reduce the trapped residual amounts, allowing for a higher load for a given boost pressure. This would also increase the fuelling required for stable combustion due to the reduction of trapped residuals. Advancing the inlet valve would reduce the apparent compression ratio of the engine, resulting in lower λ (higher fuelling rates) required to maintain stable combustion. Retarding the inlet valve event would reduce the residual gas temperature at IVC, which would



Rys. 9. Czynniki wpływające na rzeczywisty stopień sprężania [32]
Fig. 9. Factors contributing to the 'virtual' compression ratio [32]

Opóźniając fazy zaworu dolotowego można obniżyć temperaturę spalin w IVC, co daje efekt podobny, choć mniej drastyczny.

Należy zaznaczyć, że w celu przyspieszenia faz spalania przy danym λ istnieje jeden sposób sterowania, a mianowicie zatrzymanie większej ilości spalin, przez co zwiększa się energię cieplną czynnika w cylindrze (wspomagany niewielkim wzrostem ciśnienia dolotu by skompensować utracę powietrza). Przez zmianę faz zaworu dolotowego można jedynie zmaksymalizować energię cieplną skończonej ilości reszty spalin przechwyconych z poprzedniego obiegu. Gdyby dostępny był inny sposób sterowania dla uzyskania dalszego wzrostu temperatury podczas sprężania jak zmienny stopień sprężania, czy podgrzewanie doprowadzonego ładunku, wówczas możliwe byłyby dwa sposoby sterowania. Zmienny stopień sprężania zastosowano pomyślnie do sterowania spalaniem dzięki możliwemu krótkiemu czasowi reakcji.

3.5. Wyzwania w przypadku silników wielocylindrowych i wyniki uzyskane dla silnika V6 zasilanego gazem ziemnym i benzyną

Osiągnięcie stabilnego spalania HCCI w seryjnym silniku wielocylindrowym nastręcza dodatkowych problemów, odmiennych od tych wspomnianych wcześniej w związku ze spalaniem HCCI, a w szczególności z opanowaniem spalania w silniku jednocylindrowym.

Podstawowe problemy napotymane podczas pracy w warunkach ustalonych i sposoby ich rozwiązywania to:

- nawet podczas pracy w warunkach ustalonych pojawiają się problemy związane z różnymi wartościami λ w poszczególnych cylindrach i ich zmianami w kolejnych cyklach,
- w przypadku gazu ziemnego, zreformowany gaz zmniejsza zapotrzebowanie systemu HCCI na podgrzewanie ładunku i recyrkulację spalin, co wydaje się skuteczniejszym sposobem obniżenia dolnej granicy obciążenia aniżeli dodatek wodoru; okazuje się to także korzystne z punktu widzenia zmniejszenia emisji NO_x ,
- praca w trybie HCCI, szczególnie w dolnym zakresie obciążeń, charakteryzuje się korzystniejszym zużyciem paliwa, podobnie jak reformowanie paliwa w zamkniętej pętli,
- w silniku V6, w wyniku procesu reformowania gazu ziemnego uzyskano do 18% wodoru; pokazano, że umożliwia to pracę silnika w trybie HCCI na obciążeniach częściowych, co w przeciwnym przypadku prowadziłoby do wypadania zapłonów,
- różnice między cylindrami i kolejnymi cyklami pracy w silniku HCCI szczególnie zauważalne przy małym obciążeniu i małej prędkości obrotowej, znacznie się poprawiały w przypadku REGR wzbogaconego wodorem,
- niektóre z zasygnalizowanych problemów pokazano na rysunku 10 [33]. Można zauważyć, że dla gazu ziemnego, który nie jest najlepszym paliwem do tego rodzaju spalania, problemy te mogą być w pewnym stopniu złagodzone przez dodanie wodoru (tu uzyskiwanego przez reformowanie paliwa w wyniku recyrkulacji spalin).

also give a similar effect, albeit less dramatic.

It must be noted that in order to advance the combustion phasing for a given λ , there appears to be only one possible control which is to trap more residuals, hence increasing in-cylinder thermal energy (supplemented by a small increase in boost to compensate for the displaced air). Varying the inlet valve timing can only maximize the thermal energy of the trapped residuals from the previous cycle, of which there is only a finite amount. If another control method such as variable compression or intake heating is available to further increase in-cylinder temperatures during compression, then there would be two possible control methods for that case. Variable compression has been used previously with success in combustion control due to its fast response times.

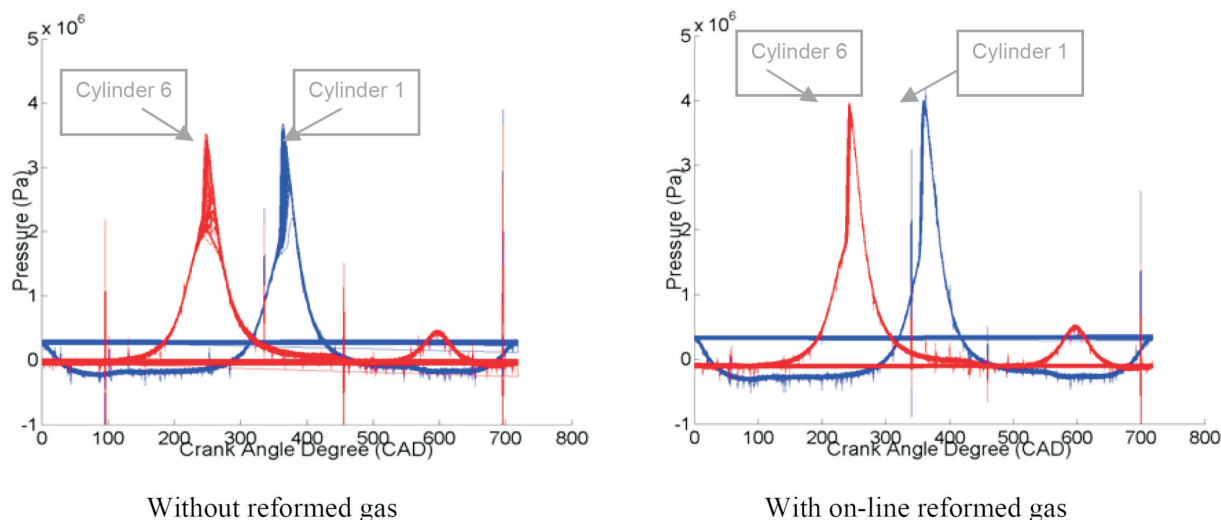
3.5. Challenges in multicylinder engines and results with natural gas and gasoline on a V6 engine

There are additional challenges in achieving successful and stable HCCI combustion in a production multi-cylinder engine, apart from all those mentioned elsewhere in connection with the HCCI generally and with achieving good control in a single-cylinder engine in particular.

In steady state operation the main problems and some of the proposed solutions are:

- Even in steady state operation there are challenges associated with cylinder to cylinder variations of air-fuel ratio and cycle-to cycle variations.
- With natural gas, reformed gas reduces the HCCI requirement for intake heating and EGR trapping, and it appears more effective in extending the low load boundary of HCCI operation than pure hydrogen addition. It also shows a beneficial effect of further lowering the engine-out NO_x emissions.
- Fuel consumption for HCCI modes has also shown a benefit in fuel consumption especially at lower loads, with similar results with the closed loop reformer.
- On-board reforming of NG has produced up to 18% of hydrogen with the V6 upgrade IR engine. It has been demonstrated as enabling the HCCI at part load conditions which otherwise lead to misfire.
- Cycle-by-cycle variations and cylinder-to-cylinder variations with HCCI, considerable for low load and low speed engine conditions, are greatly improved with hydrogen-rich REGR.
- Some of these problems are illustrated in Figure 10 [33]. It can be seen that for a difficult HCCI fuel such as natural gas, the problems can be to some degree alleviated by the admixture of hydrogen (here obtained from on-line fuel reforming with exhaust gas).

In practical applications in standard (non-hybrid) vehicle duty the engine will run at constantly changing loads and speeds. HCCI operation is currently limited to an operational range of medium loads and speeds, and even then an optimum operation at each set-point required different valve events and/or direct injection individual cylinder fuelling, and/or compression ratio and/or pre-heating requirements. There are thus additional challenges in engine design and real time control.



Rys. 10. Nierównomierność rozkładu ciśnienia w cylindrze między poszczególnymi cyklami i cylindrami podczas pracy HCCI silnika AJV6 zasilanego gazem ziemnym

Fig. 10. Cycle-by-cycle & cylinder-to-cylinder variations of in-cylinder pressure during HCCI in NG fuelled AJV6 engine

W praktycznych zastosowaniach w typowym pojeździe (niehybrydowym) silnik pracuje ze zmiennym obciążeniem i zmienną prędkością. Na razie praca w trybie HCCI ograniczona jest do średnich obciążeń i średnich prędkości, a nawet w takich warunkach optymalna praca w każdym punkcie wymaga indywidualnej regulacji zaworów, indywidualnego zasilania, odpowiedniego stopnia sprężania i podgrzewania ładunku. Stąd dodatkowe problemy z projektowaniem silnika i jego sterowaniem.

Po pierwsze, zanim niewielkim kosztem będzie dostępne w pełni niezależne sterowanie zaworami za pomocą bezkrzywkowych systemów elektronicznych, przed wprowadzeniem tanich systemów zmiany stopnia sprężania silnik musi być wyposażony co najmniej w mechaniczny układ zmiennych faz rozrządu (VVT) i układ zmiennego wzniosu zaworów (CPS). Działanie przepustnicy, sterowanie zaworami VVT i CPS wymaga precyzyjnego sterowania i zoptymalizowania aby uzyskać optymalne warunki HCCI i płynne przejście od trybu HCCI do zapłonu iskrowego na granicach obszaru trybu HCCI. To stwarza potrzebę dobrego zamodelowania systemu dynamiki gazów w silniku i dobrego zrozumienia zarówno dynamiki gazów w systemie, a także zapłonu oraz procesów chemicznych spalania w systemie HCCI. Zagadnienia te są przedmiotem badań zespołu badawczego z Birmingham, a niektóre z osiągniętych wyników zostały zaprezentowane w szeregu publikacji, np. [25, 29, 34]. Niektóre z wyników pokazane zostały na rysunkach 11 i 12.

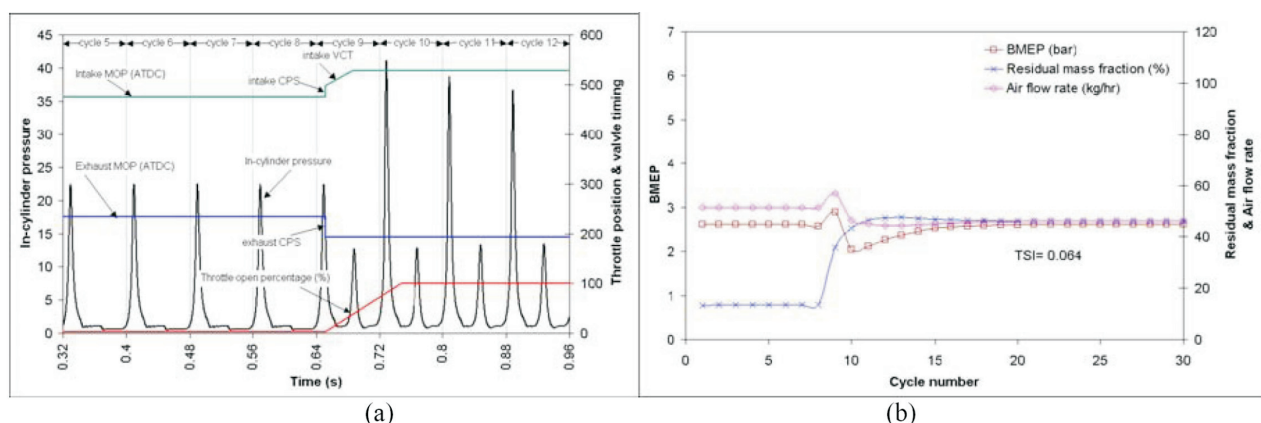
Po drugie, korzyści z systemu HCCI ograniczone są do obszaru maksymalnych wskaźników pracy, a – jak to widać na rysunku 13a – w całym okresie eksploatacji silnika zasadniczą część zużycia paliwa (i powstawania spalin) odbywa się poza tym obszarem. W związku z tym wysiłki badawcze grupy z Birmingham we współpracy z Jaguar Cars i innymi partnerami w ramach programu CHASE (*Controlled Homogeneous Autoignition Supercharged Engine*) skier-

Firstly, before the wide-spread availability and lowering of the cost of fully independent valve operation provided by the camless electronically controlled systems, and before the advent of low-cost fast acting variable compression ratio systems, the engine must be fitted with at least a mechanical variable valve timing (VVT) and dual lift camshafts with cam-profile switching system (CPS). The throttle, VVT and CPS operation must be precisely controlled and optimised to achieve the optimisation of HCCI conditions and smooth SI/HCCI transitions on the boundaries of the HCCI range. This necessitates both a good gas-dynamics engine system model and good understanding of HCCI ignition and combustion chemistry. Both these challenges are being studied in Birmingham and some results have been published in a series of papers and conference proceedings, e.g. [25, 29, 34]. Some of the results are illustrated in Figures 11-12.

Secondly, the benefits of HCCI are limited to its operational range, and as can be seen in Figure 13a, a large proportion of fuel consumed (and emissions produced) during the life-time of a vehicle engine lies outside the current HCCI range. Thus the research efforts of the Birmingham FPS Group, in collaboration with Jaguar Cars and other partners in the CHASE (Controlled Homogeneous Autoignition Supercharged Engine) project, towards extending the HCCI speed/load range: upwards by supercharging and downwards by fuel reforming that provides on-board hydrogen. The engine system that includes supercharger with an intercooler / inter-heater, a fuel reformer utilizing exhaust gas and an after-treatment catalyst is a complex thermo-chemical system (Figure 14) where thermal management issues are of paramount importance. Thus one of the main tasks in the current CHASE is the development of a control model for the thermal management of the system (Figure 13b).

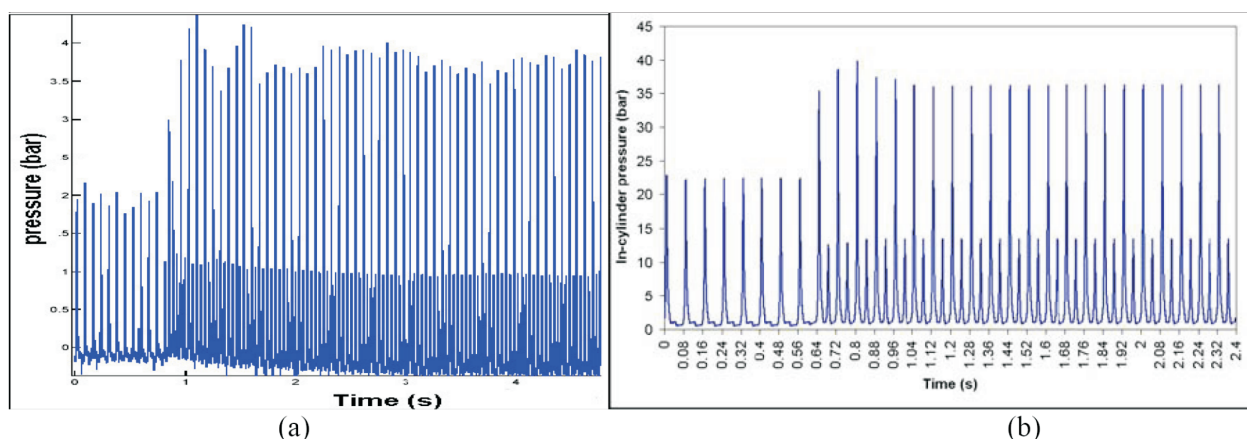
3.6. Modelling

Although it has been widely accepted that the single-zone model is adequate and satisfactory in calculating the



Rys. 11. Wymagania dotyczące sterowania przepustnicą i zaworami podczas zmian trybu pracy dla symulowanego przebiegu ciśnienia (a), zmiany p_e , szybkości przepływu powietrza oraz udział spaliny konieczne dla poprawy przejścia od ZI do HCCI zasymulowane za pomocą programu WAVE firmy Ricardo [25] (b)

Fig. 11. Control demands for transient operation of throttle, intake and exhaust valves, with simulated pressure trace (a), variation of BMEP, airflow rate and residual mass fraction for an improved transition from SI to HCCI, simulation result using Ricardo WAVE [25] (b)



Rys. 12. Przebieg ciśnienia zmierzanego w cylindrze silnika AJV6 o zmiennym profilu krzywki (CPS) podczas przejścia od ZI do HCCI (a), zasymulowane ciśnienie w cylindrze dla 30 kolejnych cykli podczas symulowanego przejścia od ZI do HCCI [25] (b)

Fig. 12. Measured in-cylinder pressure trace of the AJV6 engine with cam profile switching (CPS) for a combustion mode transition from SI to HCCI (a), Simulated in-cylinder pressure for 30 consecutive cycles during a transition simulation from SI to HCCI [25] (b)

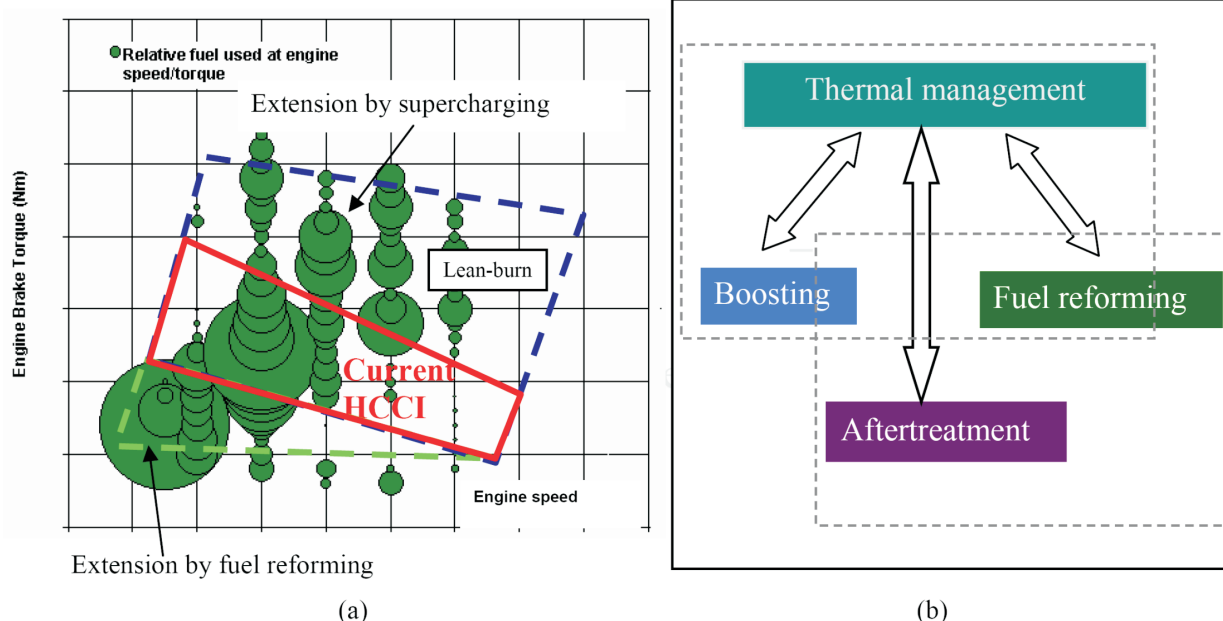
rowane zostały na rozszerzenie zakresu pracy HCCI: w górę za pomocą doładowania i w dół – przez reformowanie paliwa, które jest źródłem wodoru. Złożony układ cieplno-chemiczny, w którym zarządzanie procesami cieplnymi stanowi najpoważniejsze zagadnienie to silnik (rys. 14) wyposażony w: sprężarkę z układem chłodzenia bądź podgrzewania ładunku, urządzenie reformujące paliwo wykorzystujące do tego spaliny oraz reaktor katalityczny. Tak więc jednym z najważniejszych zagadnień na obecnym etapie realizacji projektu CHASE jest opracowanie modelu cieplnego zarządzania takim systemem (rys. 13b).

3.6. Modelowanie

Wprawdzie model jednostrefowy został ogólnie zaakceptowany jako odpowiedni i zadowalający do obliczeń przebiegu samozapłonu, to opracowanie Babajimopoulosa i innych [36] wskazuje, że model taki nie zawsze przewiduje przebieg zjawisk tak jak w modelu wielostrefowym. Wiadomo także, że szybkość spalania w modelu jednostrefowym jest bardzo duża i wynikający z niej przyrost ciśnienia

auto-ignition timing, the work of Babajimopoulos et al [36] shows that the single zone model does not always predict the same ignition timing as the multi-zone model. Also it is known that the burn rate of single-zone model is very fast and the resultant pressure rise is overly sharp, compared with experimental data. The single-zone CHEMKIN model coupled with 1-D gas dynamic simulation code WAVE has been used in the previous work of the authors [21, 25, 29]. Cam profile switching and variable cam phasing as well as fuel reforming are suggested to achieve smooth transitions between SI and HCCI [35]. This combustion model has been further developed into a multi-zone model.

Details of the multi-zone model are presented in a parallel paper [28]; here only a fragment of the simulated results from the single-zone and multi-zone model are presented and compared with experimental data. For detailed investigations, a 9-zone model has been used with initial conditions listed in Table 3. The charge is divided into zones in relation to temperature distribution within the cylinder, with



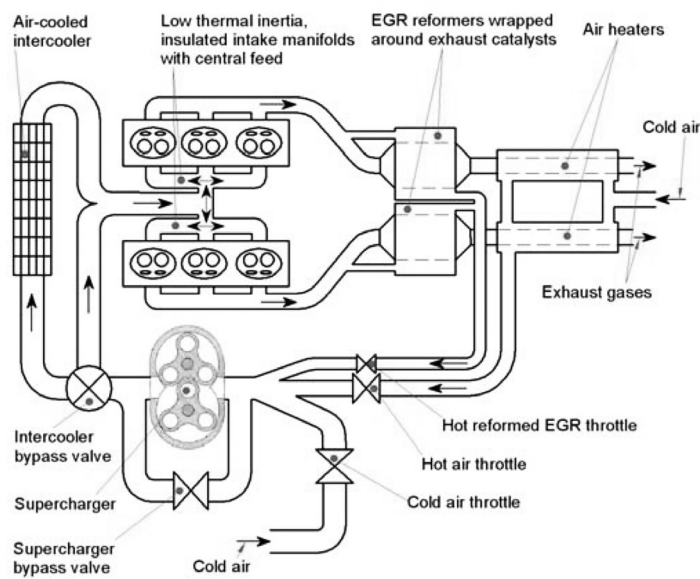
Rys. 13. Obecny zakres HCCI nałożony na typowe zużycie paliwa podczas okresu eksploatacji silnika dużego pojazdu (rozmiar okręgów odpowiada całkowitej ilości zużytego paliwa w standardowych punktach pracy silnika) (a) i zagadnienia badawcze związane z rozszerzeniem zakresu pracy HCCI [35] (b)

Fig. 13. Current HCCI range superimposed on typical data for fuel consumed during the lifetime of a large vehicle engine (the size of circles corresponds to the total amount of fuel consumed at standard engine test-points (a) and research issues in extending the HCCI range [35] (b)

jest bardzo gwałtowny w porównaniu z danymi uzyskanymi doświadczalnie. W poprzednich publikacjach autorów [21, 25, 29] wykorzystano model jednostrefowy CHEMKIN w połączeniu z jednowymiarowym kodem symulacji dynamiki gazów WAVE. Sugeruje się, że zastosowanie zmiennych profili krzywki i zmiennych faz rozrządu a także reformowania paliwa pozwoli uzyskać łagodne przejście między trybem ZI a HCCI [35]. Taki model spalania został następnie przekształcony w model wielostrefowy.

Szczegóły dotyczące modelu wielostrefowego zaprezentowano w innej publikacji [28]. Tutaj pokazano jedynie część wyników symulacji przeprowadzonych wg modelu jedno- i wielostrefowego i porównano je z danymi doświadczalnymi. Do badań szczegółowych zastosowano model 9-strefowy o warunkach początkowych wyszczególnionych w tabelicy 3. Ładunek podzielony został na strefy odpowiadające rozkładowi temperatur w cylindrze, bez wyraźnych granic fizycznych między strefami i o numerach odpowiadających wartości temperatur. Najzimniejsza jest strefa nr 1 w pobliżu ścianki, natomiast najgorętsza jest strefa 9 w rejonie pierwszego ogniska samozapłonu w chwili zainicjowania spalania. Udziały masowe uwzględniające EGR stanowiły główny zmienny czynnik, podczas gdy średni współczynnik nadmiaru powietrza pozostawał na poziomie 0,971. Temperatura odpowiadająca IVC uśredniona dla całego cylindra została wyliczona za pomocą modelu WAVE silnika V6 i wynosiła 573 K dla analizowanych warunków pracy silnika. Badania wykonano dla dwóch rozkładów mas i temperatur, jak to pokazano w tabelicy 3. Przypadek 1 opra-

no distinct physical boundary between the zones and the zone numbers are sorted by their values of temperature. Number 1, near the wall, is the coldest zone and number 9 is the hottest zone found the first ignition region at the time of combustion occurrence. The mass fractions including EGR distributions are the main factors that were varied while the equivalence ratio was maintained at 0.971. The averaged in-cylinder temperature at IVC calculated by the WAVE model



Rys. 14. Schemat systemu cieplnego doładowanego silnika V6 HCCI z reformowaniem paliwa

Fig. 14. Schematic of a thermal system for the supercharged V6 HCCI engine with fuel reforming

Tablica 3. Warunki początkowe dla symulacji według modelu 9-strefowego: przypadek 1 i przypadek 2 [28]

Table 3. Initial conditions for the 9-zone model simulation for case 1 and case 2 [28]

Przypadek 1 / case 1				Przypadek 2 / case 2			
Strefa / Zone	Udział masowy / Mf [%]	Residual udział masowy / Residual Mf	T [K]	Strefa / Zone	Udział masowy / Mf [%]	Residual udział masowy / Residual Mf	T [K]
1	1	0,432	430	1	3	0,502	500
2	1	0,442	460	2	5	0,502	527
3	1	0,452	490	3	5	0,442	548
4	2	0,462	510	4	10	0,462	558
5	2	0,472	530	5	16	0,482	568
6	6	0,482	550	6	30	0,502	578
7	17	0,492	565	7	16	0,522	588
8	30	0,502	580	8	10	0,542	598
9	40	0,522	590	9	5	0,562	608

cowano zgodnie z [37] zakładając, że 40% gazu w cylindrze znajduje się w strefie najwyższej temperatury. Założenie przyjęte dla przypadku 2 opiera się na rozważaniach z publikacji [38] mówiących, że najgorętsze i najzimniejsze strefy mają najmniejsze udziały masowe a strefy temperatur pośrednich charakteryzują się największymi udziałami masowymi w obrębie cylindra. Wygląda na to, że założenie to nie odbiega zbyt od rzeczywistości, gdyż obserwacje zawarte w [39] i [40] wykorzystujące obraz płomienia wskazują, że samozapłon w silnikach HCCI wyposażonych w wewnętrzną recyrkulację spalin pojawia się w stosunkowo małych obszarach. Na rysunku 15 pokazano porównanie danych dotyczących ciśnienia w cylindrze przewidywanych na podstawie modelu jedno- i wielostrefowego. Wyniki te pokazują, że nie tylko szybkość spalania przewidywana na podstawie modelu jednostrefowego jest zbyt duża, ale również moment zapłonu jest zbyt późny, podczas gdy model wielostrefowy lepiej zdaje się przewidywać moment zapłonu i szybkość spalania.

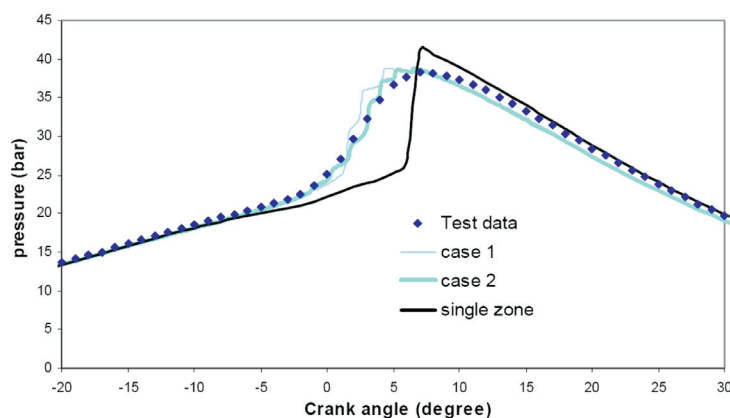
Podziękowania

Autorzy pragną podziękować współpracownikom z Jaguar Cars Ltd, Uniwersytetu Birmingham, Johnson Matthey plc oraz NEL: Dr Thanos Megaritis, Dr Huiyu Fu, Andrew Williams, Dr Michael Liu, Dr Trevor Wilson, Dr Daniel Yap, Dr Sylvain Peucheret, Mrs Shadi Gharahbaghi, Jerome Karlovsky, Dr Claude Zhong, Dr Paul Farrant, Peter Thornton and Simon Rowan za ich udział w pracach nad modelowaniem i doświadczeniami dotyczącymi HCCI.

Szczere podziękowanie za częściowe finansowanie badań należy się również rządowym agendom DTI i EPSRC – projekt Pojazd Przyszłości oraz Carbon Trust.

Podziękowania za stałą pomoc w realizacji opisywanych badań wyrażamy także Mikeowi Richardsonowi i Stanowi Wallace'owi z Jaguar Land Rover Research, a także Malcolmowi Sandfordowi, głównemu inżynierowi Jaguar Land Rover Powertrain.

of the V6 engine was 573K for the engine condition studied, and two different mass and temperature distributions (Table 3) were investigated. Case 1 was chosen according to [37], on the basis of an assumption that 40% of the gas in the cylinder is within the highest temperature zone. The assumption made in case 2 is based on the consideration of [38] that the hottest zones, as well as the coldest zones, have the lowest mass fractions and the middle temperature zones are associated with the highest mass fractions within the cylinder. It appears that this assumption cannot be far from reality of



Rys. 15. Porównanie przebiegów ciśnienia wyliczonych dla modelu jedno- i wielostrefowego oraz danych doświadczalnych [28]

Fig. 15. Comparison of the pressure history calculated by the single- and multi-zone models and experimental data [28]

the present engine, as the observations of [39] and [40] using flame imaging are that auto-ignition in HCCI engines with EGR trapping starts in relatively small regions. The comparison between the predicted in-cylinder pressure data, using the single-zone and multi-zone models, is given in Figure 15. The results show that not only the burn rate predicted by the single-zone model is over fast but also the ignition timing is very late, while multi-zone model seems to be able to give a better prediction of the ignition timing and burn rate.

Skróty i oznaczenia/ Abbreviations and Nomenclature

A/F – współczynnik składu mieszanki (masa powietrza/masa paliwa, $\lambda \times L_{st}$) / *air/fuel ratio*,
 CAD – kąt obrotu wału korbowego / *camshaft angle degree*,
 CHASE – program badawczy: *Controlled Homogeneous Autoignition Supercharged Engine*,
 CHEMKIN – program symulacyjny procesów spalania uwzględniający kinetykę reakcji chemicznych / *Chemical-Kinetics*,
 COV – wartość *crossing-over* (statyst.) / *cross-over value*,
 CPS – rozrząd o zmiennym profilu krzywek, tj. zmiennym skoku zaworów / *cam-profile switching system*,
 HCCI – silnik o zapłonie samoczynnym z ładunkiem jednorodnym / *homogenous charge compression ignition (engine)*,
 IVC – zamknięcie zaworu dolotowego / *inlet valve closing*,
 NVH – hałas, drgania i twardość pracy / *noise, vibrations and harshness*,
 NVO – ujemny kąt przekrycia faz rozrządu / *negative valve overlap*,
 REGR – zreformowana zewnętrzna recyrkulacja spalin / *reformed external EGR*,
 VCT – zmienne fazy wałka rozrządu / *variable camshaft timing*,
 VVT – zmienne fazy rozrządu zaworów / *variable valve timing*.

Acknowledgments

The authors wish to thank colleagues from Jaguar Cars Ltd, Birmingham University, Johnson Matthey plc and NEL: Dr Thanos Megaritis, Dr Huiyu Fu, Andrew Williams, Dr Michael Liu, Dr Trevor Wilson, Dr Daniel Yap, Dr Sylvain Peucheret, Mrs Shadi Gharahbaghi, Jerome Karlovsky, Dr Claude Zhong, Dr Paul Farrant, Peter Thornton and Simon Rowan for their contributions to the HCCI experimental and modelling work.

Partial support from the DTI and EPSRC of the UK Government under the framework of Foresight Vehicle and from the Carbon Trust is gratefully acknowledged.

Many thanks go to Mike Richardson, Manager, and Stan Wallace of Jaguar Land Rover Research, and Malcolm Sandford, Chief Engineer Jaguar Land Rover Powertrain, for continuous support in this work.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Onishi S., Jo S. H., Shoda K., Jo P. D., Kato S.: Active Thermoatmosphere Combustion (ATAC) – a New Combustion Process for Internal Combustion Engines. SAE Technical Paper 790501.
- [2] Najt P. M., Foster D. E.: Compression-ignited Homogeneous Charge Combustion. SAE Technical Paper 830264.
- [3] Thring R. H.: Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) engines. SAE Technical Paper 892068.
- [4] Ryan T. W.: Callahan T.: Homogeneous Charge Compression Ignition of diesel fuel. SAE Technical Paper 961160.
- [5] Gray A. W., Ryan T. W.: Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of diesel fuel. SAE Technical Paper 971676.
- [6] Christensen M., Johansson B., Amnéus P., Mauss F.: Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition. SAE Technical Paper 980787.
- [7] Christensen M., Johansson B.: Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel. SAE Technical Paper 2000-01-1835.
- [8] Urata Y., Awasaka M., Takanashi J., Kakinuma T., Hakozaiki T., Umemoto A.: A Study of Gasoline-Fuelled HCCI Engine Equipped with an Electromagnetic Valve Train. SAE Technical Paper 200401-1898.
- [9] Jacques L., Dabadie J., Angelberger C., Duret P., Willand J., Juretzka A., Schafflein J., Ma T., Lendresse Y., Satre A., Schulz C., Kramer H., Zhao H., Damiano L.: Innovative Ultra-low NO_x Controlled Auto-Ignition Combustion Process for Gasoline Engine: the 4-SPACE Project. SAE Technical Paper 2000-01-1837.
- [10] Ryo H., Hiromichi Y.: HCCI Combustion in DI Diesel Engine. SAE Technical Paper 2003-01-0745.
- [11] Zheng Z., Yao M., Chen Z., Zhang B.: Experimental Study on HCCI Combustion of Dimethyl Ether (DME) / Methanol Dual Fuel. SAE Technical Paper 2004-01-2993.
- [12] Yap D., Megaritis A., Wyszynski M. L.: An Investigation into Bioethanol Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine Operation with Residual Gas Trapping. *Energy & Fuels* 2004, 18, 1315-1323.
- [13] Yap D., Megaritis A., Wyszynski M. L.: An Experimental Study of Bioethanol HCCI. *Combustion Science and Technology* 2005 (subm Feb).
- [14] Jun D., Iida N.: A Study of High Combustion Efficiency and Low CO Emission in a Natural Gas HCCI Engine. SAE Technical Paper 2004-01-1974.

- [15] Wyszynski M. L., Megaritis A., Karlovsky J., Yap D., Peucheret S., Lehrle R. S., Xu H., Golunski S.: Facilitation of HCCI Combustion of Biogas at Moderate Compression Ratios by Application of Fuel Reforming and Inlet Air Heating. *Journal of KONES Internal Combustion Engines* 2004, 11, (3-4).
- [16] Stenlaas O., Christensen M., Egnell R., Johansson B., Mauss, F.: Hydrogen as Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Fuel. SAE Technical Paper 2004-01-1976.
- [17] Chen Z., Konno M., Oguma M., Yanai T.: Experimental Study of CI Natural-Gas/DME Homogeneous Charge Engine. SAE Technical Paper 2000-01-0329.
- [18] Masahiro S., Masato K., Ali M., Kiyoshi K., Shingo E.: Knock Characteristics and Performance in an SI Engine with Hydrogen and Natural-Gas Blended Fuels. SAE Technical Paper 2004-01-1929.
- [19] Toshio S., Yoshitaka O.: HCCI Combustion of Hydrogen, Carbon Monoxide and Dimethyl Ether. SAE Technical Paper 2002-01-0112.
- [20] Christensen M., Hultqvist A., Johansson B.: Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogenous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio. SAE Technical Paper 1999-01-3679.
- [21] Xu H., Williams A., Fu H., Wallace S., Richardson S.: Operating Characteristics of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Cam Profile Switching – Simulation Study. SAE Technical Paper 2003-01-1859.
- [22] Yap D., Wyszynski M. L., Megaritis A., Xu H.: Applying boosting to gasoline HCCI operation with residual gas trapping. SAE Technical Paper 2005-01-2121.
- [23] Yap D., Megaritis A., Wyszynski M. L., Xu H.: Effect of valve timing on residual gas trapping and load control for natural gas HCCI. SAE Technical Paper 2004-01-1973.
- [24] Yap D., Megaritis A., Peucheret S., Wyszynski M. L., Xu H.: Effect of hydrogen addition on natural gas HCCI combustion. SAE Technical Paper 2004-01-1973.
- [25] Xu H., Rudolph S., Liu Z., Wallace S., Richardson S., Wyszynski M. L., Megaritis A.: An Investigation into the Operating Mode Transitions of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Using EGR Trapping. SAE Technical Paper 2004-01-1911.
- [26] Zhong S., Wyszynski M. L., Megaritis A., Yap D., Xu H.: Experimental Investigation into HCCI Combustion Using Gasoline and Diesel Blended Fuels. SAE Technical Paper 2005-01-3733, presented at SAE Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition, San Antonio, TX, 2005.
- [27] Wyszynski M. L., Xu H.: HCCI with selected standard and alternative fuels: challenges and solutions. *KONES Internal Combustion Engines* 2005, Polanica, Poland 2005.
- [28] Gharahbaghi S., Xu H., Wyszynski M.: Multi-zone Heat Release Study in an HCCI engine. PTNSS Congress, September 25-28, Szczyrk, Poland, 2005.
- [29] Xu H. M., Fu H., Williams H., Shilling I.: Modelling Study of Combustion and Gas Exchange in an HCCI Engine. SAE Technical Paper 2002-01-0114.
- [30] Yap D., Peucheret S. M., Megaritis A., Wyszynski M. L., Xu H.: Natural Gas HCCI Engine Operation with Exhaust Gas Fuel Reforming. *Int. Journal of Hydrogen Energy* 2005.
- [31] Yap D., Megaritis A.: Applying Forced Induction to Bioethanol HCCI Operation with Residual Gas Trapping. *Energy & Fuels* 2005 (subm).
- [32] Yap D., Megaritis A., Wyszynski M. L., Xu H. M.: Effect of Inlet Valve Timing and Water Blending on Bioethanol HCCI using Forced Induction and Residual Gas Trapping. *Energy Conversion and Management* 2005 (subm).
- [33] Wyszynski M., Megaritis T., Xu H. M.: In Opportunities with Reformed Fuels for Future Engines. UnICEG: Future Power Systems, Birmingham University, Birmingham, UK, 16 September, 2004; Birmingham University, Birmingham, UK, 2004.
- [34] Xu H., Liu M., Gharahbaghi S., Richardson S., Wyszynski M., Megaritis T.: Modelling of HCCI Engines: Comparison of Single-zone, Multi-zone and Test Data. SAE Technical Paper 2005-01-2123.
- [35] Xu H. M., Wilson T., Wallace S., Richardson S., Wyszynski M. L., Megaritis A., Yap D., Golunski S.: In Foresight on Controlled Homogenous Autoignition Engines, Engine fuelling, Combustion and Emissions Control. UnICEG, Nottingham University, 31 March 2004, Nottingham University, 2004.
- [36] Babajimopoulos A., Lavoie G., Assanis D.: Modelling HCCI combustion with high levels of residual gas fraction – A comparison of two VVA strategies. SAE Technical Paper 2003-01-3220.
- [37] Aceves S. M., Flowers D. L., Westbrook C. K., Smith J. R., Pitz W., Dibble R., Christensen M., Johansson B.: A multi-zone model for prediction of HCCI combustion and emissions. SAE Technical Paper 2000-01-0327.
- [38] Ogink R., Golovitchev V.: Gasoline HCCI Modelling: An Engine Cycle Simulation Code with a Multi-Zone Combustion Model. SAE Technical Paper 2002-01-1745.
- [39] Koopmans L., Wallesten J., Ogink R., Denbratt I.: Location of the First Auto-ignition Sites for Two HCCI Systems in a Direct Injection Engine. SAE Technical Paper 2004-01-0564.
- [40] Xu H., Wilson T., Richardson S., Wyszynski M. L., Megaritis T., Yap D., Golunski S., James D.: In Extension of the Boundary of HCCI Combustion Using Fuel Reforming Technology. JSAE Paper 20045468, Japanese SAE Congress, Yokohama 11-19 May 2004.

Prof. Mirosław Wyszynski – Kierownik Centrum Technologii Pojazdów, Uniwersytet w Birmingham, Wielka Brytania.

Prof. Mirosław Wyszynski – Head of Vehicle Technology Research Centre, University of Birmingham, UK.



Dr Hongming Xu – Specjalista ds. alternatywnych silników spalinyowych, Jaguar Land Rover, Wielka Brytania.

Dr Hongming Xu, PhD – Specialist for alternative combustion engines, Jaguar Land Rover, UK.

