

## Numerical simulations of dual fuel combustion in a heavy duty compression ignition engine

*In this study dual fuel direct injection was studied in terms of utilizing in compression ignition engines gaseous fuels with high octane number which are stored in liquid form, specifically liquid propane. Due to the fact that propane is not as much knock-resistant as natural gas, instead of conventional dual fuel system a system based on simultaneous direct injection of two fuel was selected as the most promising one. Dual fuel operation was compared with pure diesel operation. The performed simulations showed huge potential of dual fuel system for burning light hydrocarbons in heavy duty compression ignition engines. However, further secondary fuel injection system optimization is required in order to improve atomization and lower the emissions.*

Key words: dual fuel, propane, LPG, direct injection, heavy-duty engine

### Symulacje numeryczne jednoczesnego spalania dwóch paliw w silniku o zapłonie samoczynnym dużej mocy

*W niniejszej pracy przeanalizowano dwupaliwowy układ zasilania oparty na bezpośrednim wtrysku dwóch paliw w kontekście wykorzystania gazowych paliw o dużej liczbie oktanowej, mianowicie propanu, w silnikach o zapłonie samoczynnym. Z uwagi na to, iż propan nie jest tak odporny na spalanie stukowe jak metan, zamiast konwencjonalnego układu dwupaliwowego łączącego wtrysk bezpośredni i pośredni zdecydowano się na zastosowanie koncepcji zasilania opartej na bezpośrednim wtrysku dwóch paliw. Praca silnika w trybie dwupaliwowym została porównana z pracą silnika wyłącznie na oleju napędowym. Przeprowadzone symulacje pokazały duży potencjał układów dwupaliwowych w kontekście wykorzystania lekkich węglowodorów w silnikach o zapłonie samoczynnym dużej mocy. Jednak, dalsza optymalizacja układu paliwowego jest niezbędna, aby poprawić proces rozpylenia paliwa i obniżyć emisję.*

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, propan, LPG, wtrysk bezpośredni, silnik dużej mocy

#### 1. Introduction

Dual fuel combustion, after certain slowdown again begins to be widely investigated. In the last decades the application of dual fuel combustion was mainly limited to diesel ignited stationary gas engines. However, due to emissions limits dual fuel engines becomes introduced into the marine applications. It is caused by more and more restrictive emissions limits (Tier II and Tier III standards of International Maritime Organization [1]). The engine manufacturers are developing new solutions, which will make possible meeting these standards, and one of these solution is the dual fuel technology. As for the engines in operation the situation is even more difficult. In order to meet strict emissions limits of  $\text{NO}_x$ , CO, PM and  $\text{SO}_x$ , there will be need to switch from conventional fuels to the cleaner ones. In this case the dual fuel technology will be the only option.

Moreover there is a strong need to implement dual fuel engines into the heavy duty vehicles and machinery markets.

One needs to be aware that dual fuelling concept can be implemented in different ways. The most common, prospective or under investigation by number of researchers systems used in compression ignition engines are:

- System combining port fuel addition and DI (Direct Injection)
- Simultaneous direct injection of two different fuels

System combining port fuel admission and direct injection can be arranged in two ways. Fuel can be added into intake

#### 1. Wprowadzenie

Proces spalania dwóch paliw jednocześnie po latach mniejszego zainteresowania ponownie zaczyna być przedmiotem badań wielu naukowców. W ciągu ostatnich dekad zasilanie dwupaliwowe miało zastosowanie głównie w stacjonarnych silnikach o zapłonie samoczynnym (ZS) zasilanych olejem napędowym i gazem ziemnym. Jednakże ze względu na limity emisji silniki dwupaliwowe zostały wprowadzone również do zastosowań morskich. Spowodowane jest to coraz bardziej restrykcyjnymi ograniczeniami emisji (normy Tier II i III Międzynarodowej Organizacji Morskiej [1]). Producenci silników opracowują nowe rozwiązania, które umożliwią spełnienie tych norm, a jednym z nich jest zasilanie dwoma paliwami jednocześnie. Dla silników będących już w eksploatacji, w celu spełnienia ostrych norm emisji  $\text{NO}_x$ , CO, PM i  $\text{SO}_x$ , konieczne będzie przejście z zasilania konwencjonalnymi paliwami morskimi na zasilanie paliwami czystszyimi. Zasilanie dwoma paliwami jednocześnie może być jednym ze sposobów realizacji tego postulatu. Ponadto istnieje wielka potrzeba wdrożenia silników dwupaliwowych do pojazdów ciężarowych i maszyn roboczych.

Należy pamiętać, że proces zasilania dwoma paliwami jednocześnie może być zrealizowany różnymi sposobami. Najczęściej stosowanymi lub perspektywicznymi i badanymi przez naukowców systemami zasilania dwupaliwowego w silnikach o zapłonie samoczynnym są:

port either by Port Fuel Injection (PFI) or by central mixing device. System based on central mixing device is in general predecessor of that one based on PFI, and this solution was replaced by the later one. Nevertheless, due to its simplicity and relatively low cost it is still commercially available and under further development and investigation [2, 3].

System based on PFI and DI has been investigated, developed and implemented especially in the area of stationary diesel ignited natural gas engines [4]. This solution was also applied to natural gas traction engines [5]. In this concept natural gas, which has high octane number, is fumigated in the intake manifold and the small amount of diesel fuel injected directly into cylinder is used as a reliable ignition source. This system is suitable for natural gas due to its high octane number. For gases with lower octane number the compression ratio of the engine needs to be decreased.

The promising concept of the fuelling process which could allow using fuels with low ability to autoignite is a simultaneous direct injection of both, the alternative fuel and conventional diesel fuel.

This solution has been investigated experimentally and numerically only with respect to gaseous fuel as a primary fuel [6–8]. Moreover, this system for gaseous fuel as a primary one has been already implemented for heavy duty vehicles by Westport company and for stationary engines by Wärtsilä.

This solution has made possible using as a fuel even associated gases of almost any quality [9]. This kind of fuelling concept has one serious disadvantage in case of using gaseous fuels. Compressing a gaseous fuel up to a few hundred bar requires high amount of energy.

In this study the potential of this fuelling concept to utilize liquid propane is investigated. The main advantage of this solution, when compared with system for fuel in gaseous form, is the fact that the energy required for increasing the pressure of a liquid up to desired level is much lower than in case of gas. Moreover, the system for two liquid fuels could be complementary to the existing ones (based on direct injection of both: liquid and gas).

## 2. Computational model

### 2.1. Turbulence model

Presented simulations were done with the use of AVL Fire 2014, a CFD (Computational Fluid Dynamics) software based on finite volume method.

Turbulences were averaged using RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) method. In general, the global flow characteristics such as spray and vapour penetration, liquid length, ignition delay, flame liftoff length, heat release rates, pressure traces etc., can be fairly well predicted by a RANS approach [10]. This method is the most commonly used one in commercial CFD codes due to its relatively low computational demands. Therefore this approach was used in this study.

Using RANS method results in necessity of using the closure model for so-called Reynold's stresses. There are several turbulence models proved to be reliable. In presented simulations the  $k-\zeta-f$  model was used. This model

- system łączący dozowanie jednego paliwa do kanału dolotowego z bezpośrednim wtryskiem paliwa drugiego – DI (*Direct Injection*),
- system oparty na jednoczesnym bezpośrednim wtrysku dwóch różnych paliw.

Połączenie dozowania paliwa do kanału dolotowego z bezpośrednim wtryskiem może być zrealizowane na dwa sposoby. Paliwo może być dostarczone do kanału dolotowego poprzez system wtryskowy (zawór sterujący wypływem gazu) – PFI (*Port Fuel Injection*) lub za pomocą centralnego urządzenia mieszającego. System oparty na centralnym mieszalniku jest w ogólności poprzednikiem tego pierwszego i jest stopniowo przez niego zastępowany. Jednak ze względu na jego prostotę i względnie niski koszt produkcji jest jeszcze dostępny na rynku, a nawet jest przedmiotem badań i dalszych prac rozwojowych [2, 3].

System łączący PFI i DI został przebadany i wdrożony do stacjonarnych silników o ZS zasilanych gazem ziemnym [4]. Takie rozwiązanie zastosowano również do silników pojazdów użytkowych zasilanych gazem ziemnym [5]. W koncepcji tej paliwo gazowe, które ma dużą liczbę oktanową jest dostarczane do kolektora dolotowego, a niewielka ilość oleju napędowego wtryskiwana bezpośrednio do cylindra wykorzystywana jest jako źródło zapłonu. System ten nadaje się do stosowania gazu ziemnego z uwagi na jego wysoką liczbę oktanową. Do gazów o niższej liczbie oktanowej stopień sprężania silnika musi być obniżony.

Obiecującą koncepcją zasilania dwoma paliwami jednocześnie, która może umożliwić zastosowanie paliw o małej zdolności do samozapłonu jest jednoczesny bezpośredni wtrysk dwóch paliw (paliwa alternatywnego i konwencjonalnego oleju napędowego).

Rozwiązanie to przebadano eksperymentalnie i numerycznie jedynie w kontekście paliwa gazowego jako paliwa podstawowego [6–8]. Ponadto system ten dla paliwa gazowego jako paliwa głównego został już wdrożony do silników pojazdów ciężarowych przez firmę Westport oraz do silników stacjonarnych przez firmę Wärtsilä. System ten umożliwił zastosowanie jako paliwa nawet gazu towarzyszącego złożom ropy naftowej prawie dowolnej jakości [9]. Ten rodzaj zasilania przy stosowaniu paliw gazowych ma jedną ważną wadę – sprężanie paliwa gazowego do ciśnienia rzędu kilkudziesięciu megapaskali wymaga dużej ilości energii.

Przedmiotem niniejszej pracy jest ocena potencjału tego sposobu zasilania do wykorzystania ciekłego propanu w silnikach o ZS. Główną zaletą tego rozwiązania, w porównaniu z układem na paliwo w postaci gazowej, jest to, że energia wymagana do zwiększenia ciśnienia cieczy do pożądanego poziomu jest znacznie mniejsza niż dla gazu. Ponadto system przeznaczony do dwóch paliw ciekłych będzie komplementarny do już istniejącego – przeznaczonego do pracy na paliwie gazowym (i jednocześnie na oleju napędowym).

## 2. Model obliczeniowy

### 2.1. Model turbulencji

Przedstawione w niniejszej pracy symulacje wykonano z wykorzystaniem programu AVL Fire 2014, oprogramo-

was developed by Hanjalic et al. [11]. This model performs very well in regions, where velocity gradients are very high. These conditions were expected near the cylinder wall due to rotational movement of the charge and around nozzles. Therefore, this model was chosen for the simulations.

## 2.2. Spray model

There are two approaches to spray modeling, One is called Euler-Euler and the second one is Euler-Lagrange. In Euler-Euler approach, the different phases are treated mathematically as interpenetrating continua. Euler-Euler approach is most suitable for dense sprays where the spray may be well described by low number of phases. In Euler-Lagrange droplets are tracked in a Lagrangian way through the computational domain. This approach was firstly used in a stochastic form for liquid sprays by Dukowicz [12]. It allows to significantly reduce computational demands. It results from the fact that the droplets of the same properties are collected in a groups (parcels). The parcels are introduced into the domain with initial conditions of position, size, velocity, temperature and number of particles in the parcel.

Beside the way of representation of the multiphase flow, the droplet breakup is the most important element of spray modeling. According to Pilch and Erdman [13], there are different mechanisms of droplet breakup, which are dependent on the Weber number. For high pressure direct injection, where the Weber number is very high, catastrophic breakup mechanism is expected to govern the droplet breakup. In such conditions the most suitable breakup model is the Wave model. This model is based on the Kelvin-Helmholtz instability of a liquid jet, where the viscous forces produce waves on the liquid surface and new droplets are formed from the surface waves. Waves grow on the droplet surface with a certain rate and a wave length. The sizes of the newly-formed droplets are determined from the wave length and growth rate of this instability [14].

## 2.3. Combustion model

In this study ECFM-3Z (Extended Coherent Flame Model-3 Zones) model was used. The common feature of Coherent Flame Models is the assumption that a turbulent flame is a collection of laminar flamelets, for which the thickness and the laminar flame speed of the flame are constant along the front of the flame and depend only on temperature, pressure and fuel concentration in the mixture. This approach is very convenient due to separation of chemical kinetics and turbulence. To couple the turbulence with the chemical kinetics the flame surface density parameter ( $\Sigma$ ) is used, for which additional transport equation is solved. In general the average reaction rate is modeled as follows [15]:

$$\bar{\omega} = \dot{\Omega} \cdot \Sigma \quad (1)$$

Where  $\dot{\Omega}$  is the local rate of combustion per unit volume and integrated in the normal direction to the surface of the flame.

Specific feature of ECFM-3Z model is the division the computational cell into 3 zones (fuel, air and mixture) which is a serious advantage over its predecessors especially when diffusion flames are concerned.

wania CFD (*Computational Fluid Dynamics*) opartego na metodzie objętości kontrolnych.

Turbulencje uśredniono za pomocą metody RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*). Ogólnie, globalne parametry przepływu, takie jak zasięg fazy ciekłej oraz gazowej (par cieczy) strugi wtryskiwanej cieczy, opóźnienie zapłonu, odsunięcie płomienia, szybkość wywiązywania ciepła oraz ciśnienie można dość dobrze przewidzieć przy użyciu metody RANS [10]. Metoda ta jest najczęściej stosowana w komercyjnych kodach CFD ze względu na małe wymagania sprzętowe. W związku z tym podejście to zastosowano również w niniejszej pracy.

Metoda RANS prowadzi do konieczności domknięcia równań i stosowania modelu reprezentacji tzw. naprężeń Reynoldsa. Istnieje kilka modeli turbulencji uznanych za niezawodne. W przedstawionych symulacjach zastosowano model  $k-\zeta-f$ . Działa on bardzo dobrze w obszarach, gdzie gradienty prędkości są bardzo duże. Spodziewano się takich warunków w pobliżu ścianki cylindra na skutek ruchu wirowego powietrza w cylindrze oraz w okolicach dysz i dlatego wybrano ten model.

## 2.2. Model rozpadu strugi cieczy

Istnieją dwa podejścia do modelowania sprayu: jedno to Euler-Euler, a drugie – Euler-Lagrange. W podejściu Euler-Euler poszczególne fazy są traktowane jako przenikające się ośrodki ciągłe. Podejście to jest najbardziej odpowiednie dla gęstych sprayów, gdzie ośrodek rozproszony może być opisany przez niewielką liczbę faz. W metodzie Euler-Lagrange krople są śledzone w obszarze obliczeniowym. Podejście to w stochastycznej formie zostało po raz pierwszy zastosowane do opisu sprayu przez Dukowicza [12]. Stochastyczne podejście znacznie zmniejsza wymagania sprzętowe. Wynika to z tego, że krople o tych samych właściwościach zebrane są w grupy (parcels). Grupy te wprowadza się do obszaru obliczeniowego wraz z przypisanymi im warunkami początkowymi położenia, rozmiaru, prędkości, temperatury i liczby cząstek w zbiorze.

Obok sposobu reprezentacji przepływu wielofazowego, rozpad kropeł jest najbardziej istotnym elementem modelowania wtrysku. Według Pilcha i Erdmana [13] istnieją różne mechanizmy rozpadu kropeł, które zależą od liczby Webera. Dla wysokociśnieniowego wtrysku bezpośredniego, gdzie liczba Webera jest bardzo duża, spodziewany jest rozpad typu „catastrophic breakup”. W takich warunkach najbardziej odpowiedni model rozpadu kropeł to model „Wave”. Model ten oparty jest na niestabilności Kelvina-Helmholtza ciekłego strumienia cieczy, gdzie siły lepkości wytwarzają fale na powierzchni cieczy, a nowe krople tworzone są z powstałych fal powierzchniowych. Wytworzone fale mają określoną częstotliwość i długość. Rozmiary nowo utworzonych kropeł są określane na podstawie długości fal i szybkości wzrostu tych niestabilności [14].

## 2.3. Model spalania

W prezentowanych symulacjach zastosowano model ECFM-3Z (*Extended Coherent Flame Model – 3 Zones*). Wspólną cechą modeli CFM jest założenie, że płomień turbulentny jest zbiorem płomyczek laminarnych, dla których



Beside the combustion model additional reaction were included in order to account the nitrogen oxides formation. In this study Extended Zeldovich model was used, which is based on the model proposed by Zeldovich [16].

## 2.4. Computational mesh

The computational domain included full cylinder geometry. Neither intake nor exhaust ports were included. Real engine geometry was used to compose the computational mesh. The constructed mesh included the piston movement.

The geometrical parameters of the engine cylinder and selected engine parameters needed to create the deforming mesh are presented in Table 1.

Table 1. Parameters of the engine used for creating the computational mesh

Tabela 1. Parametry silnika wykorzystane do tworzenia siatki obliczeniowej

Parameter/parametr	Value/wartość
Cylinder bore/średnica cylindra	320 mm
Piston stroke/skok tłoka	350 mm
Connecting rod length/długość korbowodu	740 mm
Compression ratio/stoپیeń sprężania	13.8

The computational mesh was created using elements of maximum size of 5 mm. Mesh was made in order to avoid strong stretching and compression of the mesh elements during the mesh deformation according to piston movement. Thus the number of mesh elements was dependent on time. The cross-section of the computational mesh showing its division into elements at different crank angles is presented in Fig. 1.

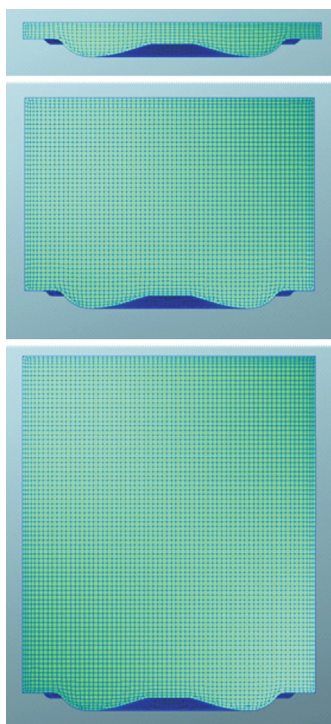


Fig. 1. Cross-section of the computational mesh at 180, 90 and 0 crank angle degrees before TDC, respectively from the bottom

Rys. 1. Przekrój siatki obliczeniowej dla 180 (dolny rysunek), 90 (środkowy rysunek) i 0 (górny rysunek) stopnia kąta obrotu wału korbowego przed GMP

grubość i laminarna prędkość płomienia są stałe wzdłuż frontu płomienia i zależą tylko od temperatury, ciśnienia i udziału paliwa w mieszance. Takie podejście jest bardzo wygodne ze względu na rozdzielenie kinetyki chemicznej i turbulencji. Za sprzężenie turbulencji oraz kinetyki chemicznej odpowiada parametr powierzchniowej gęstości płomienia ( $\Sigma$ ), dla którego rozwiązywane jest dodatkowe równanie transportu. Średnia szybkość reakcji jest wyznaczana zgodnie z równaniem (1) [15], gdzie  $\dot{\Omega}$  jest lokalną szybkością spalania na jednostkę objętości, scałkowaną w kierunku normalnym do powierzchni płomienia.

Specyficzną cechą modelu ECFM-3Z jest podział komórki obliczeniowej na 3 strefy (paliwa, powietrza i mieszanki), co jest dużą zaletą w stosunku do innych modeli CFM, zwłaszcza w odniesieniu do płomieni dyfuzyjnych.

Do modelu włączono dodatkowe reakcje w celu uwzględnienia powstawania tlenków azotu. W niniejszej pracy wykorzystano rozszerzony model Zeldovicha (*Extended Zeldovich Model*). Jest on oparty na modelu zaproponowanym przez Zeldovicha [16].

## 2.4. Siatka obliczeniowa

Obszar obliczeniowy obejmował pełną geometrię cylindra. Kanały dolotowe i wylotowe nie zostały uwzględnione. Obszar obliczeniowy sporządzono na podstawie parametrów geometrycznych rzeczywistego silnika. Stworzona siatka obliczeniowa uwzględniała ruch tłoka.

Parametry geometryczne silnika oraz parametry pracy silnika niezbędne do utworzenia siatki ruchomej przedstawiono w tabeli 1.

Siatka obliczeniowa została utworzona z elementów o maksymalnej długości boku 5 mm. Siatkę obliczeniową sporządzono w taki sposób, aby uniknąć dużego rozciągania i ściskania elementów podczas deformacji siatki zgodnie z ruchem tłoka – stąd liczba elementów siatki zmieniała się w zależności od położenia tłoka. Przekrój siatki obliczeniowej przedstawiający jego podział na elementy dla różnych położań wału korbowego pokazano na rys. 1.

Utworzona siatka w DMP (Dolny Martwy Punkt) składała się z 300 000 elementów, wśród których większość była kształtu sześciociennego. Niewielka część elementów miała kształt czworoscianu, ostrosłupa i graniastosłupa. Jedna zewnętrzna warstwa elementów została utworzona wzdłuż powierzchni zewnętrznej. Siatka obliczeniowa w GMP (Górny Martwy Punkt) składała się tylko z 33 000 elementów.

## 2.5. Warunki brzegowe i początkowe

Celem pracy było zbadanie procesu spalania i tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej w silniku z jednoczesnym bezpośrednim wtryskiem dwóch różnych paliw (konwencjonalnego oleju napędowego i propanu). Badanie to polegało na porównaniu takiego silnika z konwencjonalnym silnikiem wysokoprężnym. Dlatego obliczono dwa sposoby zasilania: dwupaliwowy (DF) oraz jednopaliwowy (Diesel).

Większość parametrów charakteryzujących pracę silnika była taka sama w obu przypadkach. Prędkość obrotowa silnika, która wynosiła 750 obr/min, stopień sprężania oraz ilość energii dostarczanej w paliwie były dokładnie takie same.



The created mesh at BDC consisted of 300 000 elements, among which majority was of hexahedral shape. There was also low number of tetrahedron, pyramid and prism elements. One outer layer of the elements was created along the outer surface. Mesh at TDC (Top Dead Centre) consisted only of 33 000 elements.

### 2.5. Initial and boundary conditions

The aim of the study was to investigate the combustion process and mixture formation in the dual fuel engine employing simultaneous direct injection of two different fuels (conventional diesel and propane). This investigation was

Inne parametry, takie jak początek wtrysku, czas trwania wtrysku, początkowa temperatura oraz ciśnienie zostały ustalone na podstawie wartości zmierzonych na hamowni silnikowej. Ze względu na to, iż model geometryczny nie uwzględniał kanałów dolotowych, a suw ssania nie był symulowany, ruch obrotowy ładunku w cylindrze został zdefiniowany za pomocą warunku początkowego. Początkową prędkość obrotową powietrza w komorze ustawiono na 1125 obrotów na minutę. Ruch obrotowy był typu „swirl”. Szczegółowe warunki początkowe w analizowanych przypadkach podano w tabeli 2.

Table 2. Summary of analyzed cases

Tabela 2. Podsumowanie analizowanych przypadków

Parameter/parametr	Case 1/ przypadek 1 Dual fuel	Case 2/przypadek 2 Diesel
Chamber pressure at BDC/ciśnienie w cylindrze w DMP	0.323 MPa	0.287 MPa
Chamber temperature at BDC/temperatura w cylindrze w DMP	343 K	343 K
Start of diesel fuel injection (before TDC)/start wtrysku oleju napędowego (przed GMP)	12.5 CA	12.5 CA
Start of secondary fuel injection (before TDC)/start wtrysku paliwa drugiego (przed GMP)	12.5 CA	–
Duration of diesel fuel injection/czas trwania wtrysku oleju napędowego	4 CA	28.5 CA
Duration of secondary fuel injection/czas trwania wtrysku paliwa drugiego	20 CA	–
Injected mass of diesel fuel (per cycle, per cylinder)/masa wtrysniętego oleju napędowego (podczas jednego cyklu, do jednego cylindra)	0.28 g	2.78 g
Injected mass of secondary fuel (per cycle, per cylinder)/masa wtrysniętego paliwa drugiego (podczas jednego cyklu, do jednego cylindra)	2.5 g	–

based on comparison with the conventional CI (Compression Ignition) engine. Therefore two cases were calculated: DF (Dual Fuel) and pure diesel.

Most of the parameters characterizing the engine work were the same in both cases. The engine speed, compression ratio and the amount of energy provided in the fuel were exactly the same. The engine speed was of 750 rpm. The other parameters like, start of injection, injection duration, initial temperature and pressure were set according to the measured values on engine dyno. Due to the fact that the geometrical model didn't included the intake ports, and the intake stroke wasn't simulated, the rotational charge motion was applied as an initial condition. The initial rotational speed of the air in the chamber was set to 1125 rpm. The rotational movement was a swirl-type. The detailed initial conditions in calculated cases are presented in Table 2.

### 3. Results

The obtained results were analyzed starting from the in-cylinder pressure curves. Although the amount of energy delivered in fuel was the same for both cases (DF and diesel) the pressure curves were different. The pressure evolution in combustion chamber is presented in Fig. 2. One needs to be aware that initial pressure (at BDC) was much higher for DF mode. This difference resulted from the engine-turbocharger system specific response to DF operation. Therefore the compression curve for diesel operation is below the curve for DF mode. Higher initial pressure in DF corresponds to the difference in peak pressures (just after TDC).

### 3. Wyniki

Analizę wyników rozpoczęto od przebiegu ciśnienia w cylindrze. Pomimo tego, że ilość energii dostarczonej w paliwie była taka sama dla obu wariantów zasilania (DF i Diesel), krzywe ciśnienia się różniły (rys. 2). Należy zwrócić uwagę na to, że początkowe ciśnienie w cylindrze (w DMP) było znacznie wyższe w trybie dwupaliwowym (DF). Ta różnica wynikała z innej charakterystyki pracy układu silnik-turbosprężarka przy zasilaniu dwupaliwowym. W związku z tym krzywa ciśnienia dla zasilania jednopaliwowego znajduje się poniżej krzywej dla zasilania dwupaliwowego. Wyższe ciśnienie początkowe w przypadku DF tłumaczy różnicę ciśnień maksymalnych (bezpośrednio po GMP).

Praca indykowana jednego cyklu wyniosła 44,26 i 41,05 kJ odpowiednio dla zasilania jednopaliwowego oraz dwupaliwowego. Dla silnika 4-suwowego 4-cylindrowego indykowana moc wyniosłaby odpowiednio 1106 kW i 1026 kW. Biorąc pod uwagę, że w obu wariantach zasilania została dostarczona taka sama ilość energii, można zauważyć, że sprawność konwersji energii w trybie dwupaliwowym jest niższa niż w trybie jednopaliwowym, pomimo tego że ciśnienie maksymalne w trybie dwupaliwowym było wyższe.

W celu zobrazowania dynamiki procesu spalania na rys. 3 przedstawiono szybkość wywiązywania ciepła. Z analizy rysunku wyraźnie wynika, że szybkość wywiązywania ciepła dla trybu jednopaliwowego była większa. Większa szybkość wywiązywania ciepła odpowiada wyższej sprawności konwersji energii w trybie jednopaliwowym.

The indicated work of one cycle was of 44.26 kJ and 41.05 kJ for diesel and DF operation respectively. Assuming 4 cylinder 4-stroke engine this results in engine indicated power of 1106 kW and 1026 kW respectively. Taking into account that in both cases the same amount of energy was delivered during the cycle this clearly shows that the energy conversion efficiency for DF mode is lower than for diesel mode, even though the peak pressure was higher.

In order to see the dynamics of the combustion process the rate of heat release was shown in Fig. 3.

In Fig. 3 one can clearly see that the rate of heat release for diesel mode was more rapid. The higher peak in rate of heat release corresponds to higher efficiency in diesel mode.

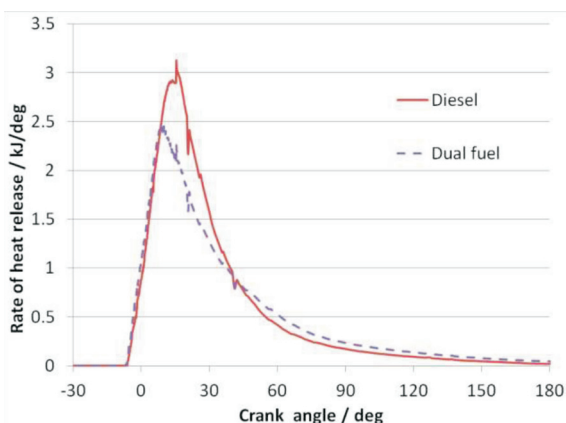


Fig. 3. Rate of heat release for dual fuel and pure diesel operation

Rys. 3. Szybkość wyizocywania ciepła dla zasilania jednopaliwowego (Diesel) oraz dwupaliwowego (Dual Fuel)

Cumulated heat release also differs between the DF and diesel modes as shown in Fig. 4.

The noticed differences in combustion dynamics could result from mixture formation. Therefore the spray formation was presented in Figs. 5–6, and in Figs. 7–8. The intention of presenting these results is to give qualitative view on the spray formation in different fuelling modes rather than quantitative comparison.

In Figs 5 and 6 the droplets were colored by a liquid phase temperature. In Figs 7 and 8 by Weber number. More important element presented in Figs 5 and 6 is the OH radicals mass fraction iso-surface. The iso-surface value was set to  $3e-5$ . The OH radicals directly correspond to the reaction zone. In Figs 7 and 8 the iso-surface represents the stoichiometric mixture. One needs to be aware that the angle intervals between images are not equal and were specified that way deliberately in order to show different steps of mixture formation.

The average droplet diameter for the whole computational domain is presented in Fig. 9.

The average droplet diameter for diesel mode was lower than for DF mode during almost entire period (shown in Fig. 9). The bigger droplets are usually reason for prolonged combustion. What could be the reason also in this case. In order to confirm this assumption the process of injection and evaporation was compared. It is shown in Fig. 10.

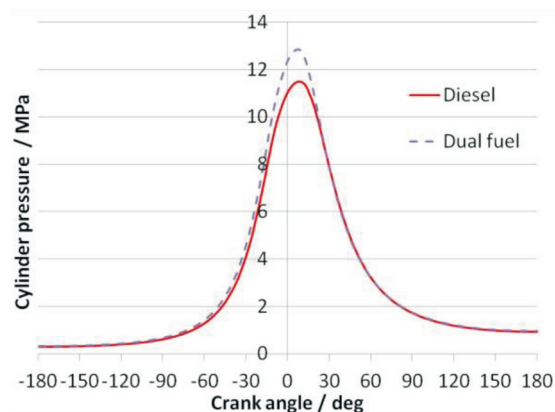


Fig. 2. Cylinder pressure for dual fuel and pure diesel operation

Rys. 2. Ciśnienie w cylindrze dla zasilania jednopaliwowego (Diesel) oraz dwupaliwowego (Dual Fuel)

Skumulowane ciepło uwolnione podczas procesu spalania jest różne dla trybu jednopaliwowego i dwupaliwowym, co przedstawiono na rys. 4.

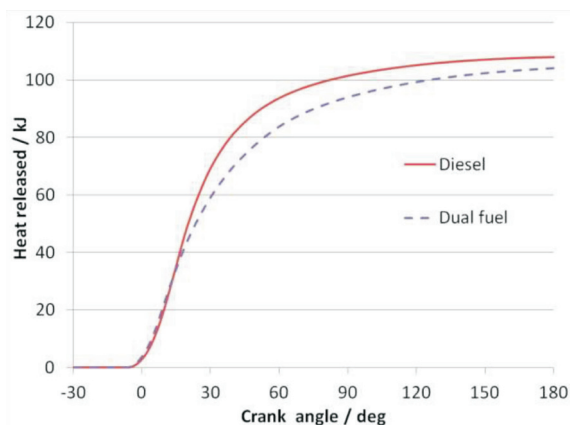


Fig. 4. Cumulated heat release for dual fuel and pure diesel operation

Rys. 4. Skumulowane ciepło uwolnione podczas procesu spalania dla zasilania jednopaliwowego (Diesel) oraz dwupaliwowego (Dual Fuel)

Odnotowane różnice w dynamice spalania mogły wynikać z różnic w procesie tworzenia mieszanki. W związku z tym na rys. 5 i 6 oraz 7 i 8 przedstawiono proces formowania mieszanki dla jakościowego porównania dwóch różnych sposobów zasilania.

Na rysunkach 5 i 6 krople pokolorowano według temperatury fazy ciekłej, natomiast na rys. 7 i 8 – zależnie od liczby Webera. Ważnym parametrem przedstawionym na rys. 5 i 6 jest udział masowy rodników OH w postaci izopowierzchni. Wartość izopowierzchni została ustawiona na  $3e-5$ . Rodniki OH bardzo dobrze reprezentują strefę reakcji. Na rysunkach 7 i 8 przedstawiona izopowierzchnia reprezentuje mieszankę stechiometryczną. Należy zwrócić uwagę na to, że odstępy kątowe pomiędzy przedstawionymi obrazami nie są równe. Zostały one ustalone w ten sposób celowo, aby pokazać różne etapy tworzenia mieszanki.

Średnią średnicę kropeł dla całego obszaru obliczeniowego przedstawiono na rys. 9.

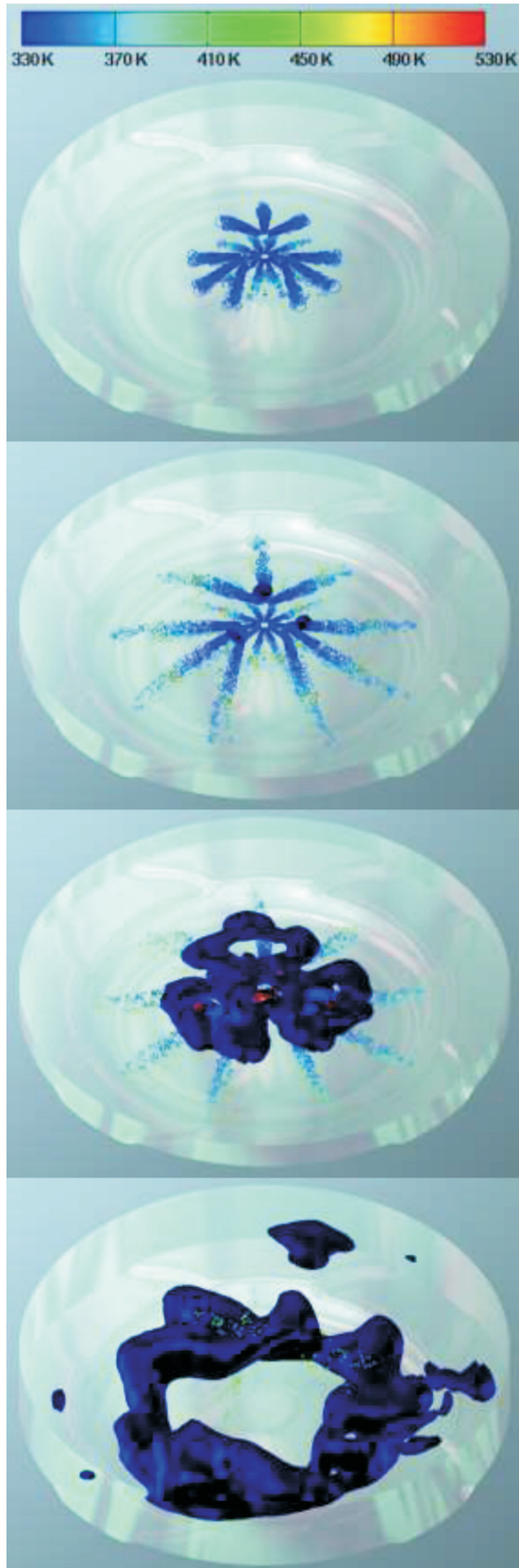


Fig. 5. Spray evolution (fuel droplets colored by fuel temperature) and OH radicals mass fraction iso-surface ( $3e-5$ ) at  $-10$ ,  $-5$ ,  $0$  and  $30$  deg after TDC respectively from the top for DF mode

Rys. 5. Proces wtrysku (kolor kroplek paliwa odpowiada ich temperaturze) oraz udział masowy rodników OH ( $3e-5$ ) dla  $-10$ ,  $-5$ ,  $0$  oraz  $30$  °OWK przed GMP, odpowiednio od góry; przypadek Dual Fuel

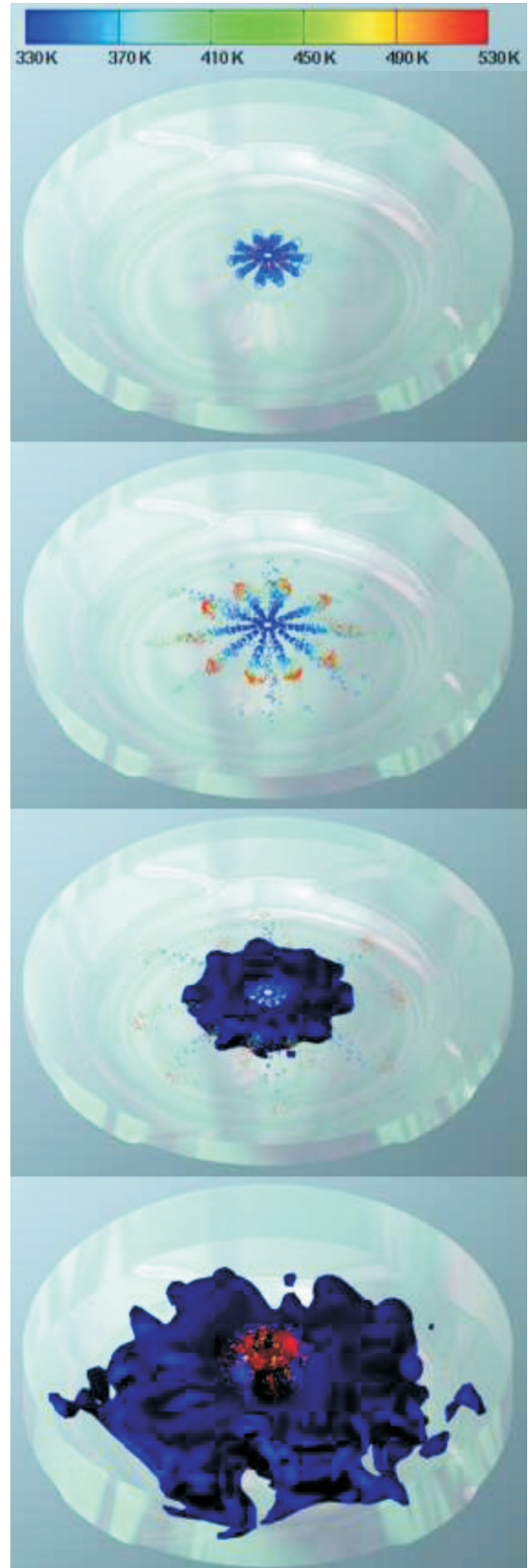


Fig. 6. Spray evolution (fuel droplets colored by fuel temperature) and OH radicals mass fraction iso-surface ( $3e-5$ ) at  $-10$ ,  $-5$ ,  $0$  and  $30$  deg after TDC respectively from the top for diesel mode

Rys. 6. Proces wtrysku (kolor kroplek paliwa odpowiada ich temperaturze) oraz udział masowy rodników OH ( $3e-5$ ) dla  $-10$ ,  $-5$ ,  $0$  oraz  $30$  °OWK przed GMP, odpowiednio od góry; przypadek Diesel



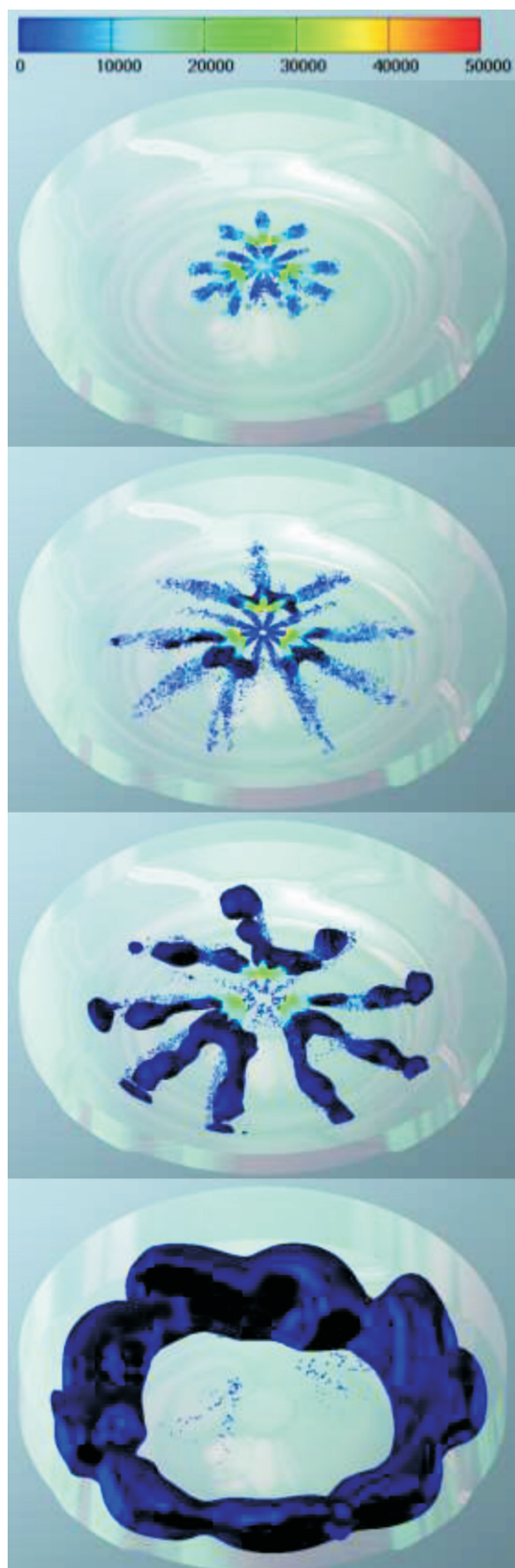


Fig. 7. Spray evolution (fuel droplets colored by Weber number) and mixture formation (stoichiometric iso-surface) at  $-10$ ,  $-5$ ,  $0$  and  $30$  deg after TDC respectively from the top for DF mode

Rys. 7. Proces wtrysku (kolor kropeł paliwa odpowiada liczbie Webera) oraz udział masowy paliwa (izopowierzchnia mieszanki stechiometrycznej) dla  $-10$ ,  $-5$ ,  $0$  oraz  $30$  °OWK przed GMP, odpowiednio od góry; przypadek Dual Fuel

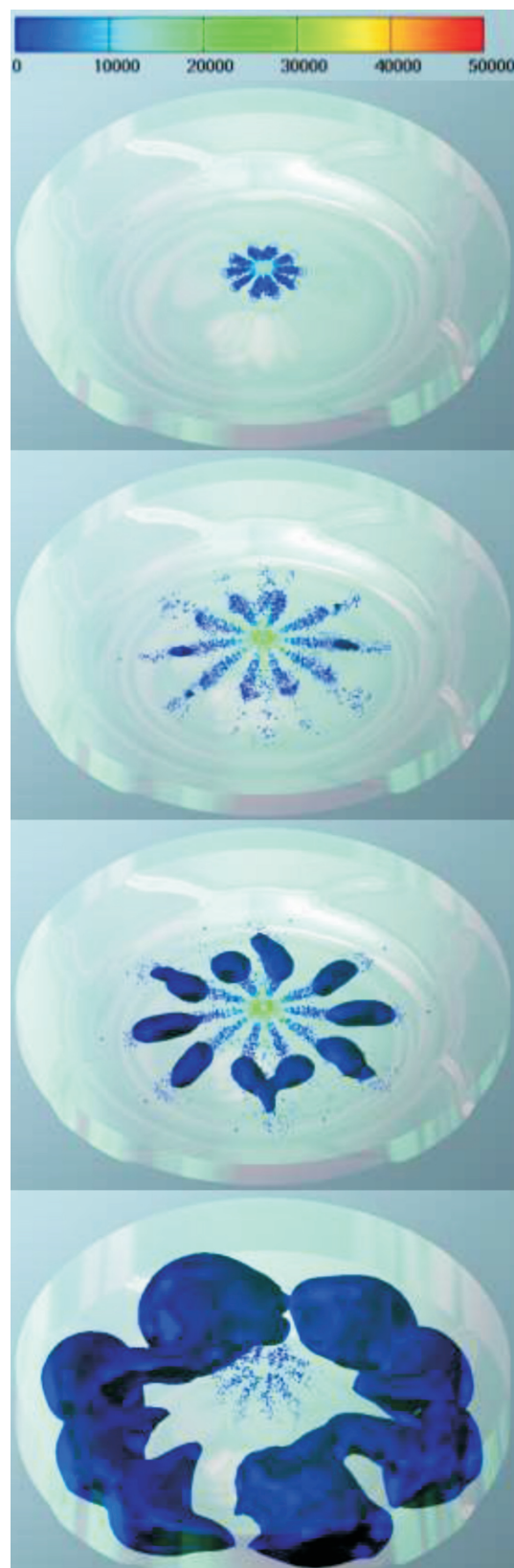


Fig. 8. Spray evolution (fuel droplets colored by Weber number) and mixture formation (stoichiometric iso-surface) at  $-10$ ,  $-5$ ,  $0$  and  $30$  deg after TDC respectively from the top for diesel mode

Rys. 8. Proces wtrysku (kolor kropeł paliwa odpowiada liczbie Webera) oraz udział masowy paliwa (izopowierzchnia mieszanki stechiometrycznej) dla  $-10$ ,  $-5$ ,  $0$  oraz  $30$  °OWK przed GMP, odpowiednio od góry; przypadek Diesel

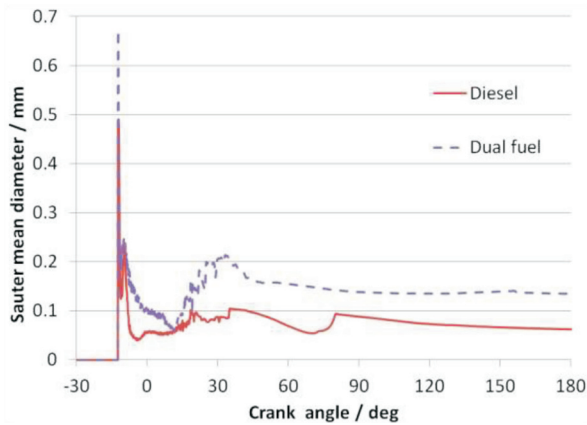


Fig. 9. Droplet diameter (Sauter) for dual fuel and pure diesel operation

Rys. 9. Średnia średnica kroplel (średnica Sautera) dla zasilania jednopalowego (Diesel) oraz dwupaliwowego (Dual Fuel)

Injection process was much faster in DF mode what results from the fact that the mass flow through the propane nozzle was higher and that in DF mode and at the beginning of the injection process liquid fuels are injected through two pairs of nozzles. The distance between the curves presenting mass evaporated and mass injected in Fig. 10 directly reflects the time needed for fuel to evaporate. One can notice that this time is longer for DF mode than for diesel operation.

Additionally NO mass fraction was shown in order to see the potential of meeting the NO<sub>x</sub> limits by the DF engine (Fig. 11).

The NO formation for DF was much higher for DF mode what clearly shows that the DF system needs further improvement.

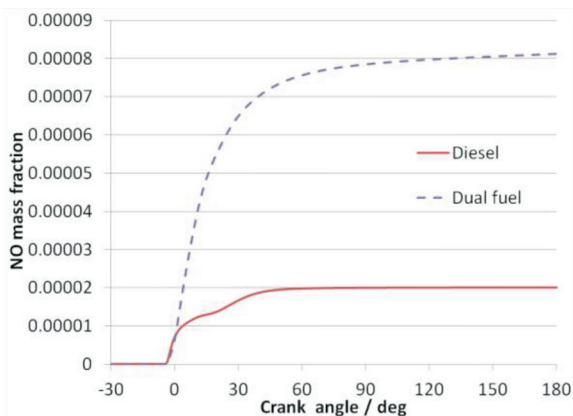


Fig. 11. NO mass fraction in cylinder for dual fuel and pure diesel operation

Rys. 11. Udział masowy NO w cylindrze dla przypadku jednopalowego (Diesel) oraz dwupaliwowego (Dual Fuel)

#### 4. Conclusions

Numerical simulations were performed in order to compare the combustion process and mixture formation in novel dual fuel system with the conventional single fuel CI engine operating on diesel fuel. The obtained results were analyzed and following conclusions were made:

- The DF mode resulted in higher peak pressure although the combustion process was prolonged. This resulted from the fact that initial pressure (pressure at BDC) was higher

Średnia średnica kroplel dla trybu jednopalowego była mniejsza niż dla trybu dwupaliwowego podczas niemal całego okresu (pokazanego na rys. 9). Większe kroplel są zazwyczaj powodem wydłużenia procesu spalania. Mogło to mieć miejsce również w tym przypadku. W celu potwierdzenia tego przypuszczenia porównano procesy wtrysku i odparowania w obu wariantach zasilania. Masę wtrysniętego i odparowanego paliwa dla obu przypadków przedstawiono na rys. 10.

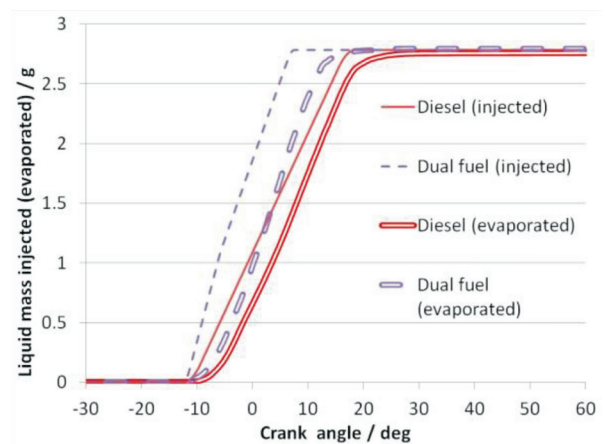


Fig. 10. Injected and evaporated liquid for dual fuel and pure diesel operation

Rys. 10. Masa wtrysniętego i odparowanego paliwa dla zasilania jednopalowego (Diesel) oraz dwupaliwowego (Dual Fuel)

Proces wtrysku był znacznie szybszy w trybie dwupaliwowym, co wynika z tego, że wydatek masowy propanu był większy oraz że w początkowym etapie wtrysk w tym przypadku następował zarówno przez dysze z propanem, jak i z olejem napędowym. Odległość pomiędzy krzywymi przedstawiającymi masę paliwa wtrysniętego i odparowanego na rys. 10 bezpośrednio odzwierciedla czas potrzebny na odparowanie paliwa. Można zauważyć, że czas ten jest dłuższy w trybie dwupaliwowym niż w jednopalowym.

Dodatkowo przedstawiono udział masowy NO, aby zobrazować potencjał spełnienia norm emisji NO<sub>x</sub> przez silniki dwupaliwowe (rys. 11).

Powstawanie NO w trybie dwupaliwowym było znacznie intensywniejsze niż w trybie jednopalowym, co wyraźnie wskazuje, że rozważany system dwupaliwowy wymaga dalszych prac rozwojowych.

#### 4. Wnioski

Przedstawione symulacje przeprowadzono w celu porównania procesu spalania i tworzenia mieszanki w silniku z nowatorskim układem dwupaliwowym z konwencjonalnym silnikiem o ZS zasilanym olejem napędowym. Uzyskane wyniki przeanalizowano i wyciągnięto następujące wnioski:

- Tryb dwupaliwowy spowodował wzrost ciśnienia szczytowego pomimo wydłużonego procesu spalania. Wynika to z tego, że początkowe ciśnienie (ciśnienie w DMP) w trybie dwupaliwowym było wyższe.
- Sprawność konwersji paliwa w trybie dwupaliwowym była niższa niż w trybie jednopalowym.

- Energy conversion efficiency for DF mode was lower than for diesel mode.
- The prolonged combustion can be linked with poor fuel atomization. The time needed for fuel to evaporate in DF mode was much higher than for diesel mode.
- The NO formation for DF was much higher than for diesel mode what clearly shows that the DF system needs further improvement.

In general one can conclude that there is a huge potential of dual fuel system for burning light hydrocarbons in heavy duty compression ignition engines. However, in order to improve fuel atomization and mixture formation further fuel injection system optimization is required.

### Acknowledgements

The Fire calculation code was used as per the AVL AST University Partnership Program.

### Nomenclature

BDC	Bottom Dead Centre/ <i>dolne martwe położenie</i>
CFD	Computational Fluid Dynamics/ <i>obliczeniowa mechanika płynów</i>
CI	Compression Ignition/ <i>o zapłonie samoczynnym</i>
CNG	Compressed Natural Gas/ <i>sprężony gaz ziemny</i>
DF	Dual Fuel/ <i>dwupaliwowy</i>
DI	Direct Injection/ <i>wtrysk bezpośredni</i>

- Wydłużony proces spalania w trybie dwupaliwowym mógł być związany ze słabym rozpyleniem paliwa, gdyż czas potrzebny do odparowania paliwa w trybie dwupaliwowym był znacznie większy niż w trybie jednopaliwowym.
- Powstawanie NO w trybie dwupaliwowym było znacznie intensywniejsze, co wyraźnie wskazuje, że system dwupaliwowy wymaga dalszych usprawnień.

Podsumowując, można stwierdzić, że istnieje duży potencjał systemu dwupaliwowego do spalania lekkich węglowodorów w wysokodoładowanych silnikach o ZS. Jednakże w celu poprawienia atomizacji paliwa oraz procesu tworzenia mieszanki palnej niezbędna jest optymalizacja systemu.

### Podziękowania

Autorzy dziękują firmie AVL za udostępnienie programu obliczeniowego Fire na podstawie umowy zawartej w ramach AVL AST University Partnership Program.

### Bibliography

- [1] International Maritime Organization. Resolution MEPC. 251(66). The Marine Environment Protection Committee; 2014.
- [2] Bedoya I.D., Arrieta A.A., Cadavid F.J. Effects of mixing system and pilot fuel quality on diesel-biogas dual fuel engine performance. *Bioresour Technol* 2009;100:6624–9.
- [3] Sun J., Bittle J.A., Jacobs T.J. Influencing Parameters of Brake Fuel Conversion Efficiency with Diesel/Gasoline Operation in a Medium-Duty Diesel Engine. SAE Paper 2013-01-0273, 2013.
- [4] Sahoo B.B., Sahoo N., Saha U.K. Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines – A critical review. *Renew Sustain Energy Rev* 2009;13:1151–84.
- [5] Addy J.M., Bining A., Norton P., Peterson E., Campbell K., Bevillequa O. Demonstration of Caterpillar C10 dual fuel natural gas engines in commuter buses. SAE Paper 2000-01-1386, 2000.
- [6] White T., Milton B., Behnia M. Direct injection of natural gas/liquid diesel fuel sprays. Proc 15th Australas Fluid Mech Conf 2004.
- [7] Dumitrescu S., Hill P.G., Li G., Ouellette P. Effects of injection changes on efficiency and emissions of a diesel engine fueled by direct injection of natural gas. SAE Paper 2000-01-1805, 2000.
- [8] Mtui P., Hill P. Ignition delay and combustion duration with natural gas fueling of diesel engines. SAE Paper 961933, 1996.
- [9] Laine P. Gas management solutions in oil production. Detail – *Wärtsilä Tech J* 2009;01:22–6.
- [10] Gong C., Jangi M., Bai X. Understanding the effects of ambient pressure on evaporating diesel spray using large eddy simulation 2013.
- [11] Hanjalić K., Popovac M., Hadžiabdić M. A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD. *Int J Heat Fluid Flow* 2004;25:1047–51.
- [12] Dukowicz J.K. A particle-fluid numerical model for liquid sprays. *J Comput Phys* 1980;35:229–53.
- [13] Pilch M., Erdman C. Use of breakup time data and velocity history data to predict the maximum size of stable fragments for acceleration-induced breakup of a liquid drop. *Int J Multiphase Flow* 1987;13:741–57.
- [14] Vujanović M. PhD thesis – Numerical modelling of multiphase flow in combustion of liquid fuel. University of Zagreb, 2010.
- [15] Veynante D., Vervisch L. Turbulent combustion modeling. *Prog Energy Combust Sci* 2002;28:193–266.
- [16] Zeldovich Y., Frank-Kamenetskii D., Sadovnikov P. Oxidation of nitrogen in combustion. Publ. House of the Acad of Sciences of USSR, 1947.

Lukasz Jan Kapusta, DEng. – Assistant Professor in the Faculty of Power and Aeronautical Engineering at Warsaw University of Technology.

*Dr inż. Lukasz Jan Kapusta – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej.*

e-mail: [Lukasz.Kapusta@itc.pw.edu.pl](mailto:Lukasz.Kapusta@itc.pw.edu.pl)



Prof. Andrzej Teodorczyk, DSc., DEng. – Professor in Faculty of Power and Aeronautical Engineering at Warsaw University of Technology.

*Prof. dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk – profesor zwyczajny na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej.*

e-mail: [Andrzej.Teodorczyk@itc.pw.edu.pl](mailto:Andrzej.Teodorczyk@itc.pw.edu.pl)

