

Impact of an gas injection start angle on the fuel distribution in a diesel engine combustion chamber

Abstract: The paper provides the results of the simulation research on the impact of an injection start angle on the distribution of an air - gas mixture in a combustion chamber of a diesel engine. The research object was the ICA90 single cylinder, four-stroke, dual fuel engine that is powered by LPG and diesel fuel. The research was based on a three-dimensional model of a combustion chamber, developed with the AVL Fire software. The analysis focused on the air - gas mixture distribution in a combustion chamber when an initial dose of diesel fuel was injected.

The results provided in the paper show that changing a gaseous fuel injection start angle significantly influences the distribution of an air – gas mixture in a diesel engine combustion chamber. Despite considerable charge turbulence, the discrepancies in gas concentration depending on the time this fuel was supplied to an engine intake system were noted. Thus, the paper specifies the values of these discrepancies and the areas with a rich mixture.

Keywords: a diesel engine, gas supply, a gas injection start angle

Wpływ kąta początku wtrysku gazu na rozkład paliwa w komorze spalania silnika o zapłonie samoczynnym

Streszczenie: Artykuł zawiera wyniki badań symulacyjnych wpływu kąta początku wtrysku gazu na rozkład mieszanki gazowo – powietrznej w komorze spalania silnika o zapłonie samoczynnym. Obiektem badań był silnik ICA90, jednocylindrowy, czterosurowy zasilany dwupaliwowo gazem LPG i olejem napędowym. Badania przeprowadzono z zastosowaniem trójwymiarowego modelu komory spalania z wykorzystaniem programu AVL Fire. Analizowano rozkład mieszanki gazowo – powietrznej w komorze spalania przypadający na czas wtrysku dawki inicjującej oleju napędowego.

Wyniki badań przedstawione w artykule wykazują, że zmiana kąta początku wtrysku paliwa gazowego ma istotny wpływ na rozkład mieszanki gazowo-powietrznej w komorze spalania. Pomimo dużego stopnia turbulencji ładunku można zaobserwować różnice w koncentracji paliwa gazowego w zależności od chwili podania tego paliwa do układu dolotowego silnika. W artykule przedstawiono liczbowe wartości tych różnic z uwzględnieniem lokalizacji rejonów z bogatą mieszanką.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, zasilanie gazowe, kąt początku wtrysku gazu

1. Wprowadzenie

Większa sprawność silników o zapłonie samoczynnym w porównaniu z silnikami o zapłonie iskrowym oraz zdolność generowania większego momentu obrotowego sprawia, że silniki te montowane są w pojazdach samochodowych (osobowych, użytkowych i ciężarowych), ciągnikach, urządzeniach stacjonarnych oraz statkach morskich i powietrznych. Według analiz statystycznych udział samochodów osobowych z silnikami ZS ciągle się powiększa [19]. Ze względu na fakt że pojazdy z silnikami o zapłonie samoczynnym najczęściej wykorzystywane są przez firmy, więc popyt uzależniony jest od kondycji gospodarki. Zwiększenie liczby użytkowników pojazdów z silnikami Diesla i powstały niedobór oleju napędowego wpłynął na ceny tego paliwa. W 2008 roku średnia cena oleju napędowego zrównała się z ceną benzyny osiągając poziom ok. 4,7 zł/litr. Obecnie ON kosztuje ok.

5,65 zł/litr, a wg szacowań ekspertów rynku paliwowego może osiągnąć cenę nawet 6 zł.

Jedną z konsekwencji zaistniałej sytuacji jest zwiększenie udziału alternatywnych paliw gazowych w komunikacji lądowej i morskiej w ostatnich dwudziestu latach. Alternatywę dla ciekłych paliw ropopochodnych stanowi mieszanina propanu butanu (LPG), gaz ziemny (NG) i wodór.

Paliwa gazowe najczęściej stosowane są do zasilania silników spalinowych o zapłonie iskrowym ze względu na obecność w silniku układu zapłonowego i komory spalania mieszanek homogenicznych. W przypadku silnika o zapłonie samoczynnym zastąpienie oleju napędowego gazem jest dużo bardziej skomplikowane. Paliwa gazowe posiadają małą liczbę cetanową i nie wykazują zdolności inicjowania samozapłonu. Konieczne jest dostarczenie dodatkowej energii zapewniającej zapłon paliwa gazowego. Jednym z rozwiązań jest praca silnika ZS zasilanego w układzie dwupaliwowym.

Zapłon paliwa o małej liczbie cetanowej inicjowany jest tzw. dawką pilotową oleju napędowego bądź innego paliwa wykazującego zdolności samozapłonu [1, 3, 4, 9-14].

Z uwagi na fakt, że konstrukcja silnika dwupaliwowego nie zmienia się, na przebieg powstawania mieszanki będą miały wpływ czynniki zwykle towarzyszące pracy silnika o zapłonie samoczynnym. Układ doprowadzenia powietrza i kształt komory spalania w silniku Diesla konstruowane są pod kątem uzyskania przepływów turbulentnych. Sprzyjać to może tworzeniu mieszanki homogenicznej rozmieszczonej w i poza komorą spalania.

W silnikach dwupaliwowych nie zmienia się zazwyczaj stopnia sprężania z powodu umożliwienia pracy silnika tylko na oleju napędowym. Silniki takie pracują zawsze w warunkach dużego nadmiaru powietrza, stąd istnieje możliwość zwiększania ich mocy po zastosowaniu dodatkowego paliwa. Zwiększanie mocy jest jednak ograniczone przez spalanie stukowe homogenicznych mieszanin w warunkach dużych obciążeń [15, 16].

Autorzy prac [5-8, 17, 18] przeprowadzili badania silnika o zapłonie iskrowym zasilanego gazem LPG wtryskiwanym do układu dolotowego silnika. Wykazali, że chwila podania paliwa gazowego ma wpływ na rozkład paliwa w komorze spalania i parametry pracy silnika o zapłonie iskrowym. Silniki ZI posiadają lokalne źródło zapłonu w postaci świecy zapłonowej. Warunkiem koniecznym do zainicjowania procesu spalania jest więc ulokowanie mieszaniny palnej w obrębie źródła zapłonu. W silnikach dwupaliwowych z inicjującą dawką zapłonową występuje rozległe źródło zapłonu w postaci strug rozpylanego paliwa. Jednak ulokowanie bogatej mieszanki poza obrębem komory spalania może prowadzić do pogorszenia procesu spalania.

Jednym ze sposobów ograniczenia niekorzystnych czynników na pracę silnika dwupaliwowego jest sterowanie depozycją paliwa gazowego w komorze spalania. Możliwe jest to poprzez regulację chwili podania paliwa gazowego do układu dolotowego silnika. Złożoność zagadnienia oraz analiza procesów zachodzących podczas procesu napełniania cylindra przyczyniła się do wykonania badań modelowych pozwalających na wyjaśnienie obserwowanych zależności. W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań wpływu kąta początku wtrysku α_w paliwa gazowego do kanału dolotowego silnika na depozycję paliwa w komorze spalania.

2. Metodyka badań

Badania modelowe przeprowadzono w programie AVL Fire z zastosowaniem numerycznej mechaniki płynów. Do modelowania przyjęto cylinder oraz głowicę wraz z kanałem dolotowym i wylotowym silnika o zapłonie samoczynnym 1CA90 (rysunek 1).

Model geometryczny wykonano w programie Catia V5 na podstawie pomiarów rzeczywistego obiektu badawczego. W modelu uwzględniono wszystkie elementy geometryczne obejmujące obszary przepływu czynnika. Ze względu na niesymetryczność modelu, koniecznym było przyjęcie do badań symulacyjnych kompletnej geometrii. W skład modelu wchodzi następujące elementy: komora spalania ograniczona powierzchniami głowicy, tłoka i cylindra, objętość kanału dolotowego i wylotowego, powierzchnie zewnętrzne zaworu dolotowego i wylotowego oraz dysz wtryskowych paliwa gazowego.

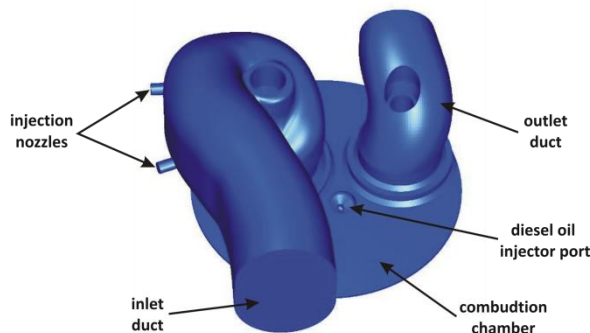


Fig. 1. Geometry of 1CA90 engine model
Rys. 1. Geometria modelu silnika 1CA90

Siatka obliczeniowa składała się z minimalnie 5,5 tys. a maksymalnie 205 tys. komórek obliczeniowych, w zależności od kroku obliczeniowego procesu. Główny rozmiar komórki elementarnej przyjęto jako 2,5 mm. Z uwagi na duże gradienty prędkości i ciśnienia siatka obliczeniowa w okolicy zaworów oraz przyłgni została zagęszczona, w wyniku czego uzyskano rozmiar komórki 0,3125 mm (rysunek 2). W skład siatki obliczeniowej wchodzi głównie elementy typu „tetrahedral”. W efekcie w modelu występowało minimalnie około 59 tys. i maksymalnie 208 tys. wierzchołków. Model posiada trzy ruchome elementy: dwa zawory i tłok. Przyjęty poziom dyskretyzacji geometrycznej zapewniał dokładność obliczeniową na wymaganym poziomie przy jednoczesnym skróceniu czasu obliczeń.

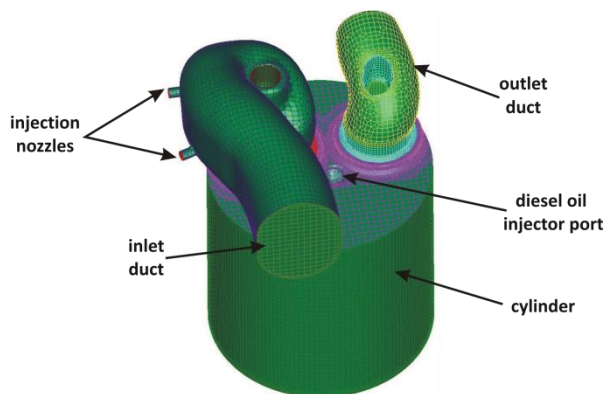


Fig. 2. Computational grid
Rys. 2. Siatka obliczeniowa

W badaniach symulacyjnych przyjęto założenia odpowiadające rzeczywistym warunkom pracy obiektu badawczego. W pierwszym etapie badań określono warunki początkowe i brzegowe modelu. W module FAME Engine+ zdefiniowano ruch zaworów i tłoka. Charakterystykę wzniosu zaworów opracowano na podstawie pomiarów obiektu rzeczywistego i wprowadzono do programu w postaci pliku tekstowego. Ruch tłoka definiowany jest automatycznie na podstawie wymiarów geometrycznych układu korbowego.

Badania modelowe przeprowadzono w programie AVL Fire przy użyciu funkcji Crank-Angle – stany nieustalone, co oznacza, że warunki przepływu i temperatura przepływającego czynnika są zmienne w czasie. Ze względu na występowanie przepływu burzliwego w obiekcie rzeczywistym, w badaniach modelowych przyjęto model turbulencji k-zeta-f. Model ten współcześnie rozwinęli Hanjalic, Popovac i Hadziabdic [2], którzy proponują model lepkich wirów bazujący na pojęciu eliptycznej relaksacji Durбина.

Przyjęto warunki brzegowe określone następującymi parametrami:

- prędkość obrotowa wału korbowego 1800 obr/min,
- czynniki mieszaniny: powietrze i butan,
- ciśnienie w kanale dolotowym 0,1 MPa,
- ciśnienie w kanale wylotowym 0,1 MPa,
- masowe natężenie przepływu paliwa gazowego 4,64 g/s.

W badaniach jako paliwo gazowe przyjęto butan, którego właściwości fizykochemiczne dostępne są w bibliotece programu. Paliwo gazowe dozowano za pomocą kanałów odpowiadających kształtowi dyszom wtryskowym. Wtrysk realizowano funkcją skokową w czasie 1,9 ms, zapewniającą stały wydatek w czasie całego procesu wtrysku. Czynnikiem, z którym mieszało się paliwo gazowe było powietrze. Przyjęto następujące warunki początkowe powietrza: ciśnienie 0,1 MPa, gęstość 1,19 kg/m³, temperatura 293,15 K, energia kinetyczna turbulencji 40 m²/s², skala turbulencji 0,028 m, tempo dyssypacji turbulencji 1500 m²/s². Temperaturę powietrza w kanale dolotowym przyjęto na poziomie 28 °C, natomiast temperaturę paliwa gazowego 60 °C.

Krok obliczeniowy przeprowadzonych obliczeń symulacyjnych przyjęto jako $\Delta\alpha = 1^\circ$. Wykonywano 20 iteracji. Dla całego zakresu kąтового obliczeń przypada 5000 iteracji w każdym z punktów obliczeniowych.

W celu przeprowadzenia badań modelowych procesu napełniania silnika dwupaliwowego zmieniano kąt początku wtrysku α_w paliwa gazowego do kanału dolotowego. Badania symulacyjne wykonano w zakresie zmian α_w od -90 do 160 °OWK, przy czym 0°OWK – GMP odpowiadające początkowi suwu dolotu (rysunek 3). Punkty pomiarowe zestopniowano co 10 °OWK.

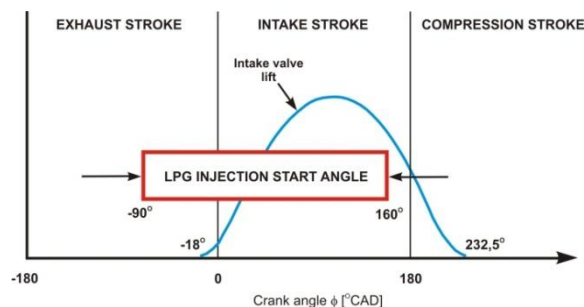


Fig. 3. Calculation points
Rys. 3. Punkty obliczeniowe

Badania symulacyjne obejmowały proces napełniania oraz sprężania w zakresie pracy silnika od -100 do 360 °OWK. Punkty badawcze dla wczesnych α_w przeprowadzono w jednym cyklu obliczeniowym, natomiast dla późnych kątów wtrysku α_w , kiedy po zakończeniu procesu dolotu znaczna część paliwa gazowego pozostawała w kanale dolotowym, wykonywano obliczenia dwóch kolejnych cykli.

3. Wyniki badań

Analiza zjawisk zachodzących w komorze spalania i kanale dolotowym silnika dwupaliwowego pozwoliła przeanalizować proces tworzenia mieszanki powietrze-paliwo gazowe. Rysunek 4 przedstawia przebieg koncentracji paliwa w kanale dolotowym i cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla charakterystycznych zmian α_w -70, -40, 0, 40, 80, 110 i 150 °OWK.

W przypadku wczesnych kątów początku wtrysku paliwa gazowego (α_w 70 °OWK) wtryskiwane jest ono w czasie zamkniętego zaworu dolotowego, tworząc z powietrzem mieszankę jednorodną o koncentracji na poziomie 0,070. Wraz z otwarciem zaworu dolotowego mieszanka przepływa do cylindra powodując maksymalną, chwilową koncentrację wynoszącą około 0,120. Podczas opóźniania α_w wtrysk paliwa występuje w czasie przepływu powietrza, w wyniku czego wartości maksymalne koncentracji w kanale dolotowym i cylindrze maleją.

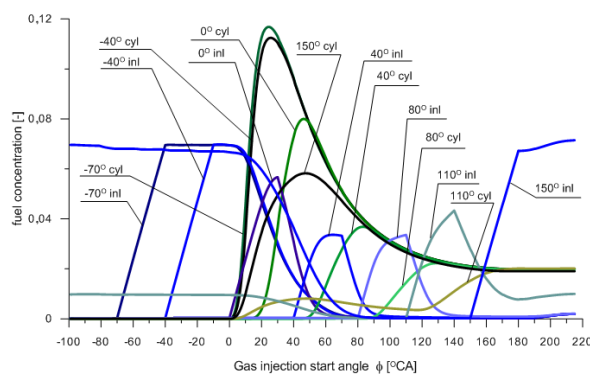


Fig. 4. The course of fuel concentration in the intake duct and the cylinder as a function of crank angle for characteristic changes α_w
Rys. 4. Przebieg koncentracji paliwa w kanale dolotowym i cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla charakterystycznych zmian α_w

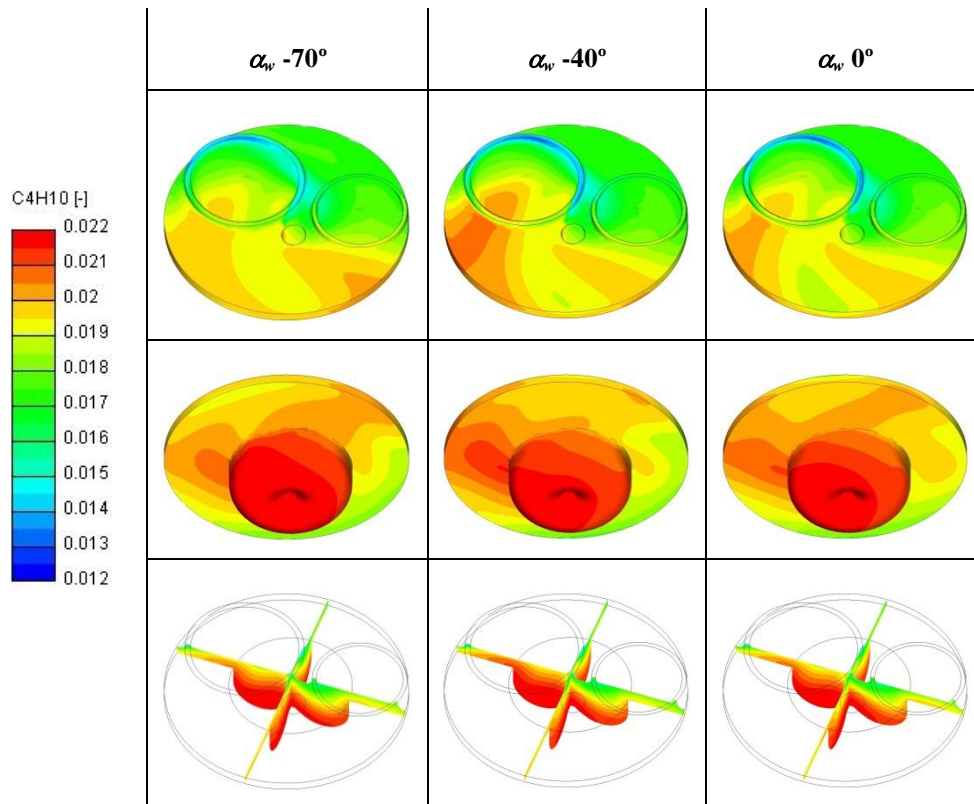


Fig. 5. The deposition of gaseous fuel in a combustion chamber for $\alpha_w -70, -40, 0^\circ$ OWK
 Rys. 5. Depozycja paliwa gazowego w komorze spalania dla $\alpha_w -70, -40, 0^\circ$ OWK

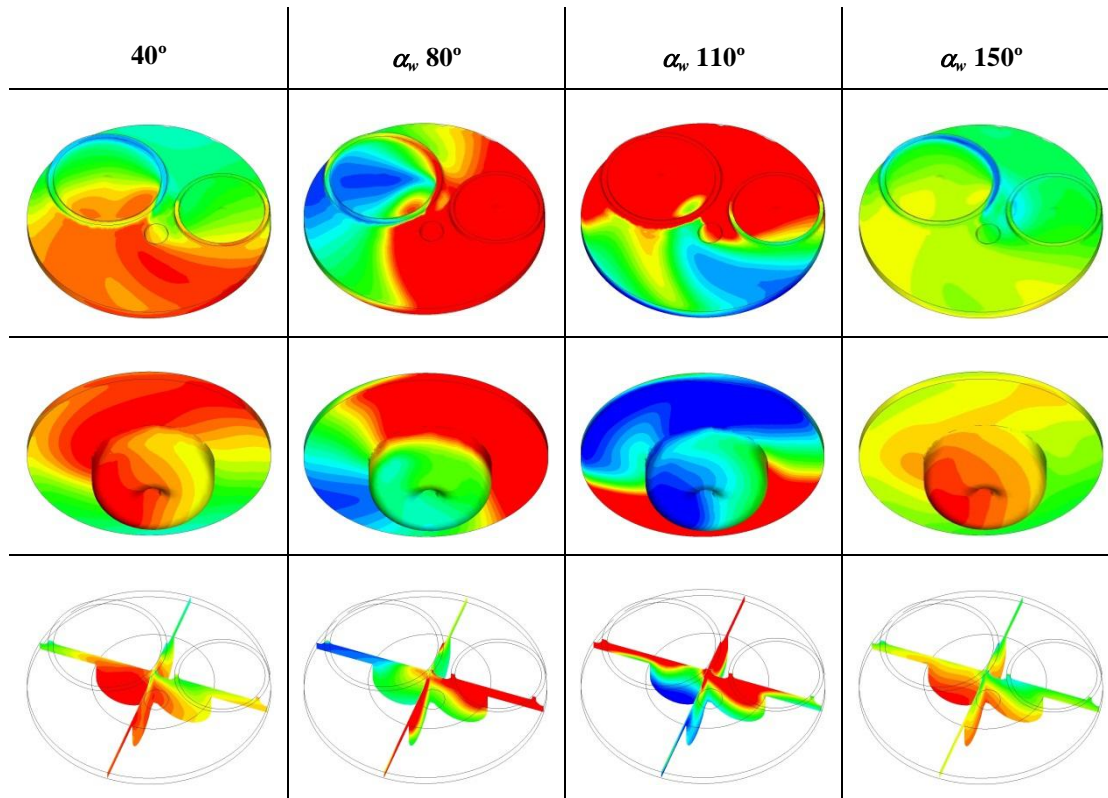


Fig. 6. The deposition of gaseous fuel in a combustion chamber for $\alpha_w 40, 80, 110$ and 150° OWK
 Rys. 6. Depozycja paliwa gazowego w komorze spalania dla $\alpha_w 40, 80, 110$ i 150° OWK

Biorąc pod uwagę czas zwłoki otwarcia wtryskiwacza paliwa gazowego, przedział ten przypada pomiędzy -10 a 90 °OWK. Dalsze opóźnianie α_w sprawia, że po zakończeniu suwu dolotu w kanale dolotowym pozostaje część paliwa. Różnica koncentracji wynosi od 0,002 (dla wczesnych α_w) do 0,069. W efekcie masa wtryskiwanego paliwa przypadająca na jeden cykl roboczy dostarczana jest do komory spalania podczas dwóch cykli. Pomimo dwuetapowego transportu paliwa gazowego, średnia koncentracja w komorze spalania jest taka sama w całym przedziale zmian α_w i wynosi 0,020. Widoczna jest jednak różnica w depozycji paliwa gazowego w cylindrze.

Rysunek 5 i 6 przedstawia wyniki analizy numerycznej dla charakterystycznych α_w -70, -40, 0, 40, 80, 110 i 150 °OWK. Rysunki obrazują rozkład koncentracji paliwa gazowego w komorze spalania w zależności od kąta początku wtrysku tego paliwa, w tym widok górny i dolny komory spalania oraz dwa przekroje poprzeczne komory spalania przez oś symetrii cylindra, przesunięte względem siebie o 90°. Wyniki prezentują koncentrację paliwa gazowego w chwili wtrysku dawki inicjującej oleju napędowego tj. 18 °OWK przed górnym martwym położeniem. Wyniki badań symulacyjnych pozwalają na określenie przestrzennego rozmieszczenia paliwa gazowego w cylindrze.

Dla α_w -70° mieszanka o maksymalnej koncentracji lokuje się w dolnej części komory spalania (denko tłoka – rysunek 5). W efekcie dawka inicjująca oleju napędowego wtryskiwana jest w obszar lokalnie bogatej mieszaniny gazowo-powietrznej. Dalsze zwiększanie kąta początku wtrysku (α_w 40°) sprawia, że obszary o największej koncentracji przemieszczają się z komory spalania do przestrzeni pomiędzy tłokiem a głowicą. Skutkuje to tym, że dawka inicjująca wtryskiwana jest w obszar mieszanki zubożonej. Dalsze opóźnianie kąta początku wtrysku (α_w 80° i 110°) sprawia że w dolnej części komory spalania pozostaje mieszanka o minimalnej koncentracji. Na rysunku 5 zauważalne jest ulokowanie obszarów bogatszej mieszanki w przestrzeni pomiędzy tłokiem a głowicą w okolicy zaworu dolotowego i wylotowego. Takie ulokowanie mieszanki może pogarszać proces spalania silnika dwupaliwowego. Bardzo późne kąty początku wtrysku α_w 150° sprawiają że mieszanka palna powstaje w kanale dolotowym i zostaje dostarczona do cylindra w kolejnym cyklu roboczym.

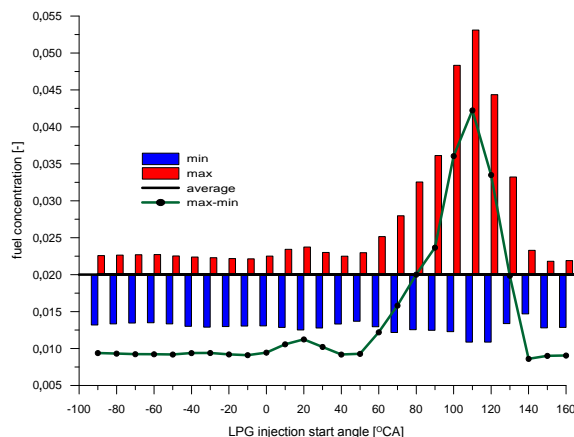


Fig. 7. The course of fuel concentration in the cylinder (minimum, maximum and difference) at the time of injection diesel fuel initial dosage for the characteristic changes α_w .

Rys. 7. Koncentracja paliwa w cylindrze (minimalna, maksymalna oraz ich różnica) w chwili wtrysku dawki inicjującej oleju napędowego dla charakterystycznych zmian α_w .

Na rysunku 7 przedstawiono zróżnicowanie rozkładu paliwa w komorze spalania (koncentrację minimalną i maksymalną oraz ich różnicę). Można zaobserwować, że w zakresie zmian α_w 70 – 130 °OWK, w komorze spalania występuje znaczne zróżnicowanie minimalnej i maksymalnej koncentracji. Największa różnica koncentracji wynosi 0,042 dla α_w 110 °OWK i odpowiada warunkom pracy silnika o dwuetapowym transporcie paliwa gazowego do komory spalania. Pozostałe kąty początku wtrysku paliwa gazowego przyczyniają się do zwiększenia stopnia homogenizacji mieszaniny.

4. Wnioski

Wyniki badań symulacyjnych pozwoliły określić sposób tworzenia mieszanki gazowo-powietrznej oraz depozycję paliwa gazowego w komorze spalania w chwili wtrysku dawki inicjującej. Pomimo dużego stopnia zawirowania ładunku, uzyskanego konstrukcją silnika o zapłonie samoczynnym, możliwe jest uzyskanie lokalnych obszarów w komorze spalania o zwiększonej koncentracji. Badania wykazały, że zmiana kąta początku wtrysku α_w paliwa gazowego do kanału dolotowego silnika, wywiera zróżnicowanie w procesie tworzenia mieszanki paliwo gazowo-powietrze, co przekłada się na stopień jej ujednorodnienia oraz przestrzenne rozmieszczenie lokalnie bogatej mieszanki w komorze spalania.

Opóźnianie kąta początku wtrysku paliwa gazowego sprawia, że paliwo transportowane jest dwuetapowo w czasie dwóch cykli roboczych silnika. Powoduje to pogorszenie równomierności rozkładu paliwa w komorze spalania. Największa odnotowana maksymalna lokalna koncentracja jest około pięć razy większa od minimalnej koncentracji w tym samym punkcie obliczeniowym. Ujednorodnieniu mieszaniny sprzyja wtrysk paliwa gazowego do czynnika pozostającego w spoczynku oraz przepływającego do

chwili wystąpienia podziału transportu paliwa na dwa etapy. Jednorodnie mieszaniny uzyskiwane są również dla bardzo późnych $\alpha_w \geq 140$ °OWK. Wówczas od 90% do 100% wtrysniętego paliwa pozostaje w kanale dolotowym.

Zmiana kąta początku wtrysku paliwa gazowego powoduje, że lokalnie bogata mieszanka ulega przemieszczeniom w objętości komory spalania. Sprawia to, że dawka inicjująca oleju napędowego wtryskiwana jest do przestrzeni o różnym

współczynniku nadmiaru powietrza. Przekładać się to może na przebieg procesu spalania oleju napędowego a następnie propagacji płomienia w bogate regiony mieszanki gazowo-powietrznej. Określenie wpływu kąta początku wtrysku paliwa gazowego na przebieg procesu spalania i emisję spalin możliwe będzie po skorelowaniu otrzymanych wyników z wynikami badań symulacyjnych z uwzględnieniem procesu spalania oraz wynikami badań stanowiskowych obiektu rzeczywistego.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

α_w gas injection start angle /*kąt początku wtrysku paliwa gazowego*
GMP Top Dead Center/ *górne martwe położenie*
LPG Liquefied Petroleum Gas/ *mieszanina propanu butanu*

NG Natural Gas/*gaz ziemny*
°OWK Crank Angle Degree / *stopni obrotu wału korbowego*
ZS Compression ignition engine/ *silnik o zapłonie samoczynnym*

Bibliography/Literatura

- [1] Alla G. H., Soliman H. A., Badr O. A., Abd Rabbo M. F.: Combustion quasi-two zone predictive model for dual fuel engines. *Energy Conversion and Management* 42, 2001, str. 1477-1498.
- [2] AVL FIRE, Methodology.
- [3] Badr O., Karim G. A., Liu B.: An examination of the flame spread limits in a dual fuel engine. *Applied Thermal Engineering* 19, 1999, str. 1071-1080.
- [4] Goto S., Furutani H., Delic R. D.: Dual-Fuel Diesel Engine Using Butane. *SAE Technical Paper Series* nr 920690, 1992.
- [5] Grabowski Ł.: Badania procesu tworzenia mieszanki w silniku o zapłonie iskrowym zasilanym wtryskiem gazu propan-butan. *Rozprawa doktorska, Politechnika Lubelska, Lublin, 2009.*
- [6] Jakliński P., Czarnigowski J., Wendeker M.: The effect of injection start angle of vaporized LPG on SI engine operation parameters. *SAE Technical Paper* nr 2007-01-2054, 2007.
- [7] Jakliński P., Grabowski Ł., Wendeker M., Czarnigowski J., Szczęsny P., Barański G., Sochaczewski R.: The effect of LPG injector position and injection start angle on the SI engine operation. 2007-SS4-222, *Silniki Spalinowe* 4/2008, str. 33-41.
- [8] Jakliński P.: Badania wpływu parametrów sekwencyjnego wtrysku gazu propan-butan na pracę silnika o zapłonie iskrowym. *Rozprawa doktorska, Politechnika Lubelska, Lublin, 2005.*
- [9] Kowalewicz A.: Adaptacja silnika wysokoprężnego do zasilania gazem naturalnym. *Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej*, z. 7-M/2008, str. 67-78.
- [10] Lejda K., Jaworski A.: Zasilanie gazowe silników rolniczych. *MOTROL*, 2006, str. 131-138.
- [11] Liu Z., Karim G.: A Predictive Model for the Combustion Process in Dual Fuel Engines. *SAE Technical Paper* nr 952435, 1995.
- [12] Nagrajan G., Swami Natan S.: A New Approach for Isomerised LPG-Diesel Dual fuel Engine by two Different Isomerisation Catalysts Acidic Al₂O₃ Vs Al₂O₃/Pt Av Experimental Study. *SAE Technical Paper Series* nr 2002-32-1806, *JSAE NO* 20024299, 2002.
- [13] Papagiannakis R. G., Hountalas D. T.: Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot Diesel fuel and natural gas. *Energy Conversion and Management* 45, 2004, str. 2971-2987.
- [14] Ramadhas A. S., Jayaraj S., Muraleedharan C.: Performance and emission studies on biodiesel-liquefied petroleum gas dual fuel engine with exhaust gas recirculation. *Journal of Renewable and Sustainable Energy* 2, 013109, 2010.
- [15] Selim M. Y. E.: Sensitivity of dual fuel engine combustion and knocking limits to gaseous fuel composition. *Energy Conversion and Management* 45, 2004, str. 411-425.
- [16] Stelmasiak Z., Wojciechowska-Trombska A.: Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa ciekłego na parametry pracy i emisję spalin dwupaliwowego silnika zasilanego gazem ziemnym i olejem napędowym. *Journal of Kones. Combustion Engines*, Vol. 8, No 3-4, 2001.
- [17] Wendeker M., Pietrykowski K., Grabowski Ł., Rola M., Sochaczewski R., Barański G.: Model of the air-gas mixture formation in SI

engines, Kongres Silników Spalinowych 2011
PTNSS, PTNSS-2011-SC-018, Silniki
Spalinowe 3/2011

[18] Yamato T., Hayashida M., Sekino H.,
Sugahara K.: Effect of Injection Timing on

the Performance of a Manifold Injection Gas
Engine, SAE Technical Paper nr 1999-01-
3295, JSAE 9938050, 1999.

[19] www.samar.pl

Rafał Sochaczewski, PhD, Eng. - doctor
in the Faculty of Mechanical Engineering
at the Lublin University of Technology

*Dr inż. Rafał Sochaczewski – pracownik
naukowy na Wydziale Mechanicznym
Politechniki Lubelskiej*

