

Selected combustion parameters of biogas at elevated pressure–temperature conditions

Results from tests conducted in several RTD centers lead to conclusion that biogas as a potential fuel for the internal combustion (IC) spark ignited (SI) engine features with its satisfactory combustion predisposition causing smooth engine run without accidental misfiring or knock events. This good predisposition is obtained due to carbon dioxide (CO₂) content in the biogas. On the other hand, carbon dioxide as incombustible gas contribute to decrease in the brake power of the biogas fueled engine. To analyze mutual CO₂ and CH₄ content on biogas burning the combustion parameters as follows: adiabatic combustion temperature, laminar flame speed and ignition delay of biogas with various methane content were determined and presented in the paper. Additionally, these parameters for pure methane were also included in order to make comparison between each other. As computed, ignition delay, which has is strongly correlated with knock resistance, can change several times with temperature increase, but does not change remarkably with increase in methane content. Adiabatic combustion temperature does not also ought to influence on engine performance or increase in engine cooling and exhaust losses due to its insignificant changes. The largest change was observed in laminar flame speed, that can influence on development of the first premixed combustion phase.

Key words: biogas, fuel composition, parameters of combustion process

Wybrane parametry procesu spalania biogazu w warunkach podwyższonego ciśnienia i przy podwyższonej temperaturze

Wyniki badań przeprowadzonych w różnych centrach badawczych świadczą o tym, iż biogaz można traktować jako potencjalne paliwo do silników spalinowych o zapłonie iskrowym. Zastosowanie tego paliwa sprawia, że silnik pracuje płynnie bez wypadania zapłonów i spalania stukowego. Dobre predyspozycje biogazu jako paliwa spowodowane są z jednej strony zawartością dwutlenku węgla (CO₂). Z drugiej jednak strony dwutlenek węgla jako gaz niepalny przyczynia się do obniżenia mocy silnika zasilanego biogazem. W artykule przedstawiono analizę wzajemnej zależności CO₂ i CH₄ zawartych w biogazie i ich wpływ na następujące parametry procesu spalania: temperaturę adiabatycznego spalania, szybkość rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego oraz opóźnienie zapłonu dla biogazu o zmiennej zawartości metanu. Parametry te porównano z parametrami procesu spalania dla czystego metanu. Zgodnie z obliczeniem, opóźnienie zapłonu, które jest ściśle związane z odpornością na spalanie stukowe, może się zmieniać znacząco wraz ze wzrostem temperatury, ale nie zmienia się w istotny sposób wraz ze wzrostem zawartości metanu. Niewielkie zmiany temperatury adiabatycznego spalania nie powinny również wpływać na parametry pracy silnika oraz na wzrost strat chłodzenia lub strat wylotu. Największe zmiany zaobserwowano w szybkości rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego, co może mieć wpływ na rozwój kinetycznej fazy spalania.

Słowa kluczowe: biogaz, skład paliwa, parametry procesu spalania

1. Introduction

In 2009 in the EU, biogas production was estimated to 8.3 million tonnes of oil equivalent (Mtoe) [1]. Furthermore, the theoretic potential of primary production from biogas in 2020 is estimated as 166 Mtoe [2]. Thus, biogas production and its energetic utilization can be managed as significant all over other energy sources. Nowadays, biogas is generally converted to electric power in power plants, CHP sets and Organic Rankine Cycle (ORC) based systems [10]. By forcing biogas utilization as fuel for traction engines it causes challenges to develop new technologies in this field, eg. air-biogas control systems. Thus, it requires detailed knowledge on biogas physical and chemical properties with particular focus on air-biogas mixture formation and its combustion. Apart from biogas parameters, such as the LHV, stoichiomet-

1. Wprowadzenie

W Unii Europejskiej w roku 2009 szacowana produkcja biogazu była na poziomie 8,3 miliona ton przeliczeniowego oleju napędowego (Mtoe) [1]. Teoretyczny potencjał produkcji biogazu w roku 2020 jest szacowany na 166 Mtoe [2]. Tak więc produkcję biogazu i jego energetyczne wykorzystanie można traktować jako znaczące pośród innych źródeł energii. Obecnie biogaz jest przede wszystkim poddawany konwersji na energię elektryczną w agregatach prądotwórczych, dużych zespołach CHP oraz w systemach z obiegiem Rankine'a (ORC – Organic Rankine Cycle).

Wykorzystanie biogazu jako paliwa do silników trakcyjnych wymusza rozwój nowych technologii w tej dziedzinie, np. odnośnie do systemów kontroli mieszaniny powietrza z biogazem. Problem ten wymaga szczegółowej wiedzy na

ric air-to-fuel ratio (A/F_{stoic}), Sonic Bievo index and Methane Number (MN) there are additional parameters as: adiabatic combustion temperature, laminar flame speed and ignition delay, which should be determined and their impact on combustion should be analyzed as far as research activities in this field are concentrated on improving biogas combustion, increase in engine performance and eliminating knock. Due to relatively high incombustible content in biogas, engine power loss is observed. Hence, increase in compression ratio and boosting the engine are the main measures to overcome this drawback. In experiments using simulated biogas by Crookes [3, 4, 7], compression ratios ranging from 11:1 to 13:1 were found to be suitable for operation without knock. In the case of a biogas fuelled engine, the compression ratios that can be employed can be considerably higher than normal as the CO_2 present helps to suppress knock [5]. However, high compression ratios were found to increase HC and NO_x levels, but dilution by N_2 and CO_2 was found to be beneficial in lowering NO_x . Nagalingam et al. [6] found that hydrogen addition extended the lean limit of combustion of natural gas due to its inherent nature, but it decreased the power due to an overall lower volumetric heating value. The N_2 dilution test results show that an increase of inert gas in biogas was beneficial to thermal efficiency enhancement and NO_x emission reduction, while exacerbating THC emissions and cyclic variations. Then, as a way to achieve stable combustion for the lowest quality biogas, hydrogen enrichment was found as promising measure [12].

One of the efforts to overcome these drawbacks is a rise of compression ratio in a biogas engine. It enables improvement in engine performance, especially in thermal efficiency and power output. However, by increasing compression ratio, it can also exacerbate knock tendency and produce more nitrogen oxides (NO_x) and hydrocarbon (HC) emissions [4, 7].

Although, modeling and experimental work on the biogas engine is rich in results [13 – 28, 33], but there is relatively low number of papers taking attempts for finding correlation between fuel parameters and that fuel combustion progress with particular interest on combustion knock occurrence [29 – 32].

2. Methodology

Calculation of the parameters as follows: adiabatic combustion temperature (T_a), laminar flame speed (LFS) and ignition delay (ID) was proceeded with aid of Chemkin 4 and the GRI-Mech 3.0 (2000) mechanism for combustion kinetics. The adiabatic combustion temperature was determined at constant-volume conditions. It was calculated at assumption that dissociation of several species as eg. H_2O , CO_2 takes place. Additionally, OH and H radicals and final products NO , CO , CO_2 , H_2 were also determined at this equilibrium adiabatic temperature.

In literature there are several reaction mechanisms for modeling methane combustion at various environment conditions. Among others, the following reaction mechanisms for biogas combustion simulation can be distinguished: Smooke (1991), Konnov (2000), Leeds (2001), SKG03 (2004), GDF-

temat właściwości fizyko-chemicznych biogazu, ze szczególnym uwzględnieniem procesu tworzenia mieszanek biogazu z powietrzem i ich spalania. Oprócz parametrów biogazu: wartości opałowej (LHV), stechiometrycznego zapotrzebowania powietrza (A/F_{stech}), wskaźnika Sonic-Bievo oraz liczby metanowej, występują takie parametry, jak: temperatura adiabaticznego spalania, szybkość rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego oraz opóźnienie zapłonu, które powinny być określone i których wpływ na proces spalania powinien być analizowany w kontekście poprawy procesu spalania biogazu, wzrostu osiągnięć silnika oraz wyeliminowania spalania stukowego.

Ze względu na stosunkowo dużą zawartość składników niepalnych w biogazie obserwuje się zmniejszenie mocy silników zasilanych tym paliwem. Zwiększenie stopnia sprężania oraz doładowanie silnika to główne działania zmierzające do wyeliminowania tej wady. Badania eksperymentalne z zastosowaniem biogazu, przeprowadzone przez Crookesa [3, 4, 7], wykazały, iż stopień sprężania z zakresu od 11:1 do 13:1 może być stosowany bez obaw wystąpienia spalania stukowego. W sytuacji zasilania silnika biogazem zastosowane stopnie sprężania mogą być wyższe niż normalne ze względu na obecność w biogazie dwutlenku węgla, który obniża skłonność do spalania stukowego [5]. Jednak duży stopień sprężania powoduje z jednej strony przyrost zawartości HC i NO_x w spalinach, z drugiej strony – efekt rozcieńczenia N_2 oraz CO_2 wpływa na obniżenie zawartości NO_x .

Nagalingam i in. [6] stwierdzili, że dodatek wodoru powoduje rozszerzenie granic spalania mieszanek ubogich gazu ziemnego, ale powoduje to jednoczesny spadek mocy, co wynika z małej objętościowej wartości opałowej wodoru. Z kolei wyniki badań związanych z rozcieńczaniem N_2 w biogazie pokazują, iż wzrost zawartości gazów obojętnych wpływa korzystnie na sprawność silnika i redukcję emisji NO_x , ale zwiększa emisję THC oraz zwiększa niepewność obiegu. Stwierdzono, iż wzbogacenie w wodór biogazu złej jakości wpływa korzystnie na poprawę stabilności pracy silnika [12].

Jednym z działań przewyżających te wady jest zwiększenie stopnia sprężania w silnikach zasilanych biogazem. Uzyskuje się wówczas wzrost osiągnięć silnika, w szczególności wzrost sprawności cieplnej i mocy. Jednakże przez zwiększenie stopnia sprężania narasta prawdopodobieństwo występowania spalania stukowego, rośnie emisja tlenków azotu (NO_x) oraz węglowodorów (HC) [4, 7].

Mimo iż prace eksperymentalne i modelowanie związane z silnikami zasilanymi biogazem są bardzo bogate w wyniki [13 – 28, 33], to jednak mało jest artykułów poświęconych korelacji pomiędzy parametrami paliwa a samym procesem jego spalania, ze szczególnym uwzględnieniem występowania spalania stukowego [29 – 32].

2. Metodologia

Obliczenia temperatury adiabaticznego spalania (T_a), szybkości rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego (LFS) oraz opóźnienia zapłonu (ID) były prowadzone przy użyciu programu Chemkin 4 i przy wykorzystaniu mecha-

kin (2004), Dagaut (2005), San Diego (2005). The GRI-Mech 3.0 [8] is designed to model methane and natural gas combustion, including NO formation and reburn chemistry. This mechanism contains 325 reactions and 53 species. The GRI-Mech mechanism was optimized for combustion of the mentioned fuels in the temperature range 1000 – 2500 K, in the pressure range up to 10 bar, and at equivalence ratios from 0.1 to 5 for premixed systems. Although, the GRI-Mech 3.0 mechanism was found as optimized to maximal pressure of 10 atm, but Chen et al. [9] concluded that this mechanism provides satisfactory results at pressure up to 30 atm.

Biogas input to computing was modeled as a mixture of methane and carbon dioxide at various proportion expressed by methane volumetric content starting from 45 up to 70%. The modeled combustion was carried out in the constant-volume reactor at pressure and temperature corresponding to normal state of 1 bar and 298.15 K and at elevated values of 27 bar and 675 K, respectively. These elevated values were taken into account because they come from the end of compression stroke in a naturally aspirated engine with compression ratio of 12.

3. Results and discussion

As known, the second major component of biogas is carbon dioxide. In this context, this gas can be considered as the inert one, hence it decreases lower heating value (LHV) (Fig. 1a) of the biogas due to reducing amounts of methane and air delivered to the engine cylinder. As result less specific air expressed by the A/F_{stoc} is required for biogas stoichiometric combustion (Fig. 1b). Thus, finally, loss in engine power is expected due to decrease in the heating value of the air-biogas stoichiometric mixture (LHV_{mix}) (Fig. 1c).

nizmu kinetyki spalania GRI-Mech 3.0 (2000). Temperaturę adiabatycznego spalania określono w warunkach stałej objętości. Obliczono ją przy uwzględnieniu występowania produktów dysocjacji niektórych związków, m.in. H_2O , CO_2 . Dodatkowo rodniki OH i H oraz produkty końcowe NO, CO, CO_2 , H_2 zostały również obliczane dla temperatury adiabatycznego spalania.

W literaturze istnieje kilka mechanizmów służących do modelowania procesu spalania metanu w różnych warunkach otoczenia. Między innymi można wyróżnić następujące mechanizmy reakcji spalania biogazu: Smooke (1991), Konnov (2000), Leeds (2001), SKG03 (2004), GDF-kin, (2004), Dagaut (2005), San Diego (2005). Mechanizm GRI-Mech 3.0 [8] jest przeznaczony do modelowania procesu spalania metanu oraz gazu ziemnego. Zawiera on m.in. mechanizmy tworzenia NO. Mechanizm GRI-Mech to 325 reakcji elementarnych uwzględniających tworzenie 53 związków chemicznych. Został on zoptymalizowany do spalania powyższych paliw w zakresie temperatury od 1000 do 2500 K przy ciśnieniu do 10 bar i ekwiwalentnym współczynniku paliwa do powietrza ($ER = 1/\lambda$) od 0,1 do 5. Mimo że mechanizm ten został zoptymalizowany do ciśnienia maksymalnego 10 atm, to Chen i in. [9] stwierdzili, iż daje on zadowalające wyniki również przy ciśnieniu maksymalnym do 30 atm.

W obliczeniach wykonanych w ramach tej pracy biogaz był symulowany jako mieszanina metanu i dwutlenku węgla w różnych proporcjach wyrażonych przez objętościową zawartość metanu, począwszy od 45 aż do 70%. Modelowanie procesu spalania prowadzono w reaktorze o stałej objętości odpowiednio przy ciśnieniu i temperaturze dla warunków normalnych 1 bar i 298,15 K oraz przy wartościach podwyż-

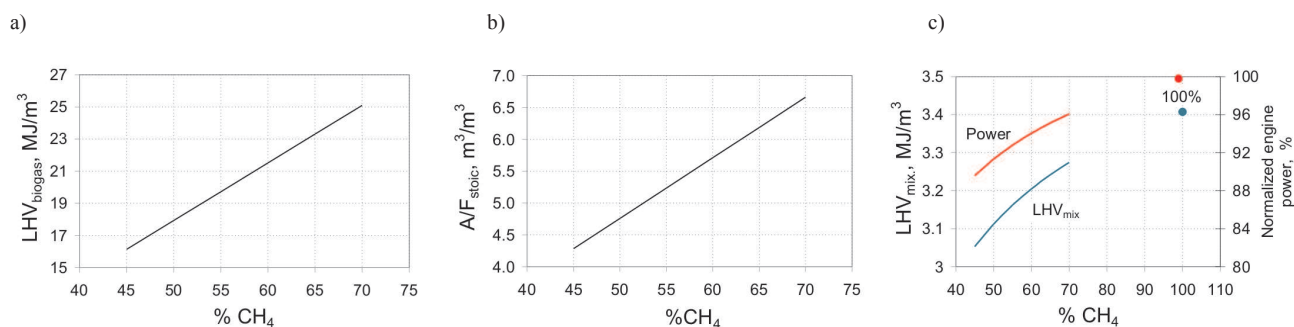


Fig. 1. LHV of biogas (a), A/F_{stoc} of biogas (b), LHV of biogas-air stoichiometric mixture (c) vs methane content

Rys. 1. LHV biogazu (a), A/F_{stoc} biogazu (b), LHV mieszanki stechiometrycznej biogazu z powietrzem (c) w funkcji zawartości metanu

As mentioned, the CO_2 content is considered as inert gas with respect to engine performance, but it positively influences on knock resistance of biogas. As the knock indicator the methane number (MN) is introduced for gaseous fuels. The MN goes up with higher CO_2 content as depicted in the Fig. 2.

As presented in the Fig. 2 methane number for biogas is higher than that one for pure methane, due to dilution effect and heat accumulation by CO_2 and its dissociation into CO at high flame temperature, that additionally reduces overall in-cylinder gas temperature. However, it should be noticed

szonych do 27 bar i 675 K. Zwiększone wartości uwzględniają koniec suwu sprężania silnika wolnossącego o stopniu sprężania równym 12.

3. Wyniki i dyskusja

Jak wiadomo, jednym z dwóch głównych składników biogazu jest dwutlenek węgla. Z tego powodu CO_2 jako gaz obojętny zmniejsza wartość opałową biogazu (LHV) ze względu na zmniejszenie ilości metanu dostarczanego do cylindra silnika (rys. 1a). W rezultacie do spalania stechiometrycznego biogazu wymagana jest mniejsza wartość

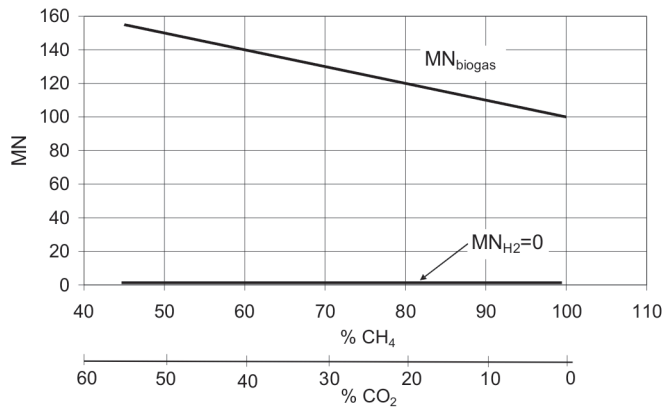


Fig. 2. Methane Number (MN) of biogas vs methane (optionally CO₂) content

Rys. 2. Liczba metanowa (MN) biogazu w funkcji zawartości metanu (ewentualnie CO₂)

that the H₂S content of 1%, which usually appears in raw biogas, can remarkably deteriorate biogas knock resistance and reduce the MN to value below 100 [10, 15].

Correlation between adiabatic temperature Ta and methane percentage content in biogas is presented in the Fig. 3. The Ta is determined as temperature of equilibrium state including products of dissociation and several intermediate species occurring at this high temperature. Temperature Ta is computed with reactor's initial pressure-temperature of 1 bar and 298 K, and 27 bar and 675 K, respectively. As plotted, it rises with methane content increase mostly due to higher amounts of heat released during biogas combustion.

At the same working conditions as it was for the Ta, laminar flame speed (LFS) was determined. As shown in the Fig. 4, it increases with increase of methane content. Additionally, one can observe increase in the LFS with increasing the initial temperature. The laminar flame speed is a parameter, which can be used as an indicator for evaluating combustion rate and flame kernel development of biogas at its first combustion phase just pass its ignition in the SI engine. In the Fig.

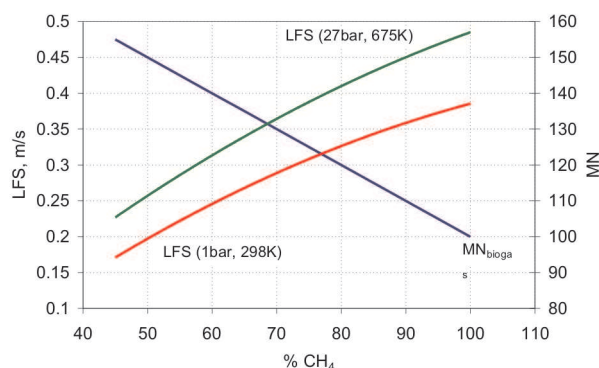


Fig. 4. Laminar flame speed (LFS) and Methane Number (MN) of biogas vs methane content at two different initial p-T conditions

Rys. 4. Szybkość rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego (LFS) i liczba metanowa biogazu (MN) w funkcji zawartości metanu dla dwóch różnych warunków początkowych p-T

stechiometrycznego zapotrzebowania powietrza A/F_{stech} (rys. 1b). Podsumowując, zmniejszenie wartości opalowej stechiometrycznej mieszanki powietrza z biogazem (LHV_{mix}) powoduje utratę mocy silnika (rys. 1c).

Jak wspomniano na wstępie, CO₂ jest gazem obojętnym, który nie wpływa na osiągi silnika, ale pozytywnie wpływa na odporność biogazu na spalanie stukowe. Dla paliw gazowych miarą odporności na spalanie stukowe jest liczba metanowa. Ze wzrostem zawartości CO₂ rośnie MN gazu – rys. 2.

Jak przedstawiono na rys. 2, liczba metanowa (MN) biogazu jest większa w porównaniu do czystego metanu, ze względu na efekt rozcieńczenia i akumulacji ciepła przez CO₂ w biogazie oraz dysocjacji CO₂ na CO w wysokiej temperaturze płomienia, co dodatkowo obniża temperaturę gazu w cylindrze. Należy jednak zauważyć, że obniżenie MN biogazu poniżej wartości 100, a tym samym pogorszenie odporności biogazu na spalanie stukowe, może być wywołane przez zawartość H₂S w ilości 1%, który zazwyczaj występuje w świeżo wytworzonym

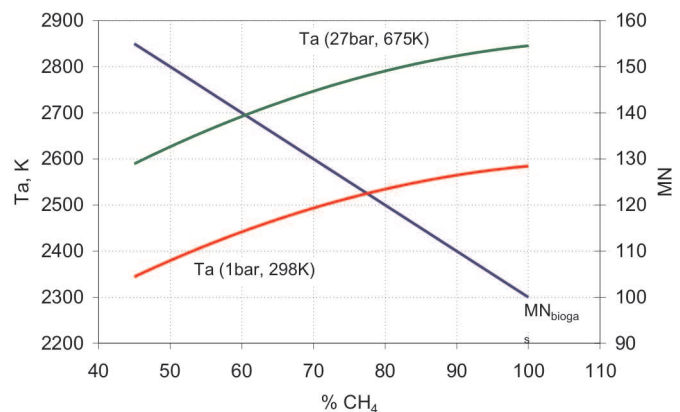


Fig. 3. Adiabatic temperature Ta and Methane Number (MN) of biogas vs methane content at two different initial p-T conditions

Rys. 3. Temperatura adiabatycznego spalania (Ta) i liczba metanowa (MN) biogazu w funkcji zawartości metanu dla dwóch różnych warunków początkowych p-T

biogazie [10, 15]. Związek pomiędzy temperaturą adiabatycznego spalania Ta i procentową zawartością metanu w biogazie przedstawiono na rys. 3. Temperatura Ta określa temperaturę stanu równowagi, z produktami dysocjacji i kilkoma pośrednimi składnikami reakcji występującymi w tej wysokiej temperaturze. Temperatura Ta jest obliczana w reaktorze dla dwóch początkowych wartości ciśnienia i temperatury, 1 bar i 298 K oraz 27 bar i 675 K. Na wykresie Ta rośnie ze wzrostem zawartości metanu głównie ze względu na większą ilość wydzielonego ciepła podczas spalania biogazu.

Dla warunków pracy odpowiadających temperaturze Ta określono szybkość rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego (LFS). Jak przedstawiono na rys. 4, wzrost LFS wynika ze wzrostu zawartości metanu w biogazie. Dodatkowo można zaobserwować wzrost LFS wraz ze wzrostem

4 background, there is an additional plot of the biogas MN vs CH_4 percentage in biogas. As depicted, there is negative correlation between the LFS and the MN, however, it is difficult to confirm such the correlation might exist. If some assumes, that the higher LFS contributes to higher combustion pressure pulsations resulted from accelerating combustion process, then explanation for negative correlation between the LFS and the MN of biogas makes sense.

Next parameter of the interest is ignition delay (ID). This parameter is defined as such a period of time, during which combustion has been developing from its initiation up to obtaining maximum in heat release rate in a closed constant-volume reactor where both fuel and oxidizer are premixed and they are at temperature higher than the fuel self-ignition temperature. The results for biogas ignition delay at temperature of 900, 1000 and 1100 K are presented in the Figures 5a, b and c, respectively.

temperatury początkowej. Szybkość rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego jest parametrem, który w silniku ZI może być wykorzystywany jako wskaźnik do oceny szybkości spalania i rozwoju jądra płomienia biogazu w pierwszej fazie spalania od chwili zapłonu. Podstawę wykresów na rys. 4 stanowi zależność pomiędzy MN biogazu a procentową zawartością CH_4 w biogazie. Jak wynika z analizy wykresów, stwierdzono ujemną korelację pomiędzy LFS i MN, jednak trudno jest w praktyczny sposób potwierdzić istnienie takiego związku. Jeśli założy się, że wyższa LFS powoduje wzrost pulsacji ciśnienia spalania, a w rezultacie przyspieszenie procesu spalania, to wówczas taka ujemna korelacja pomiędzy LFS i MN biogazu nabiera logicznego sensu.

Kolejnym, analizowanym parametrem jest opóźnienie zapłonu (ID). Parametr ten jest zdefiniowany jako czas, w którym spalanie rozwija się od jego inicjacji do uzyskania maksymalnej szybkości wydzielania ciepła w zamkniętej,

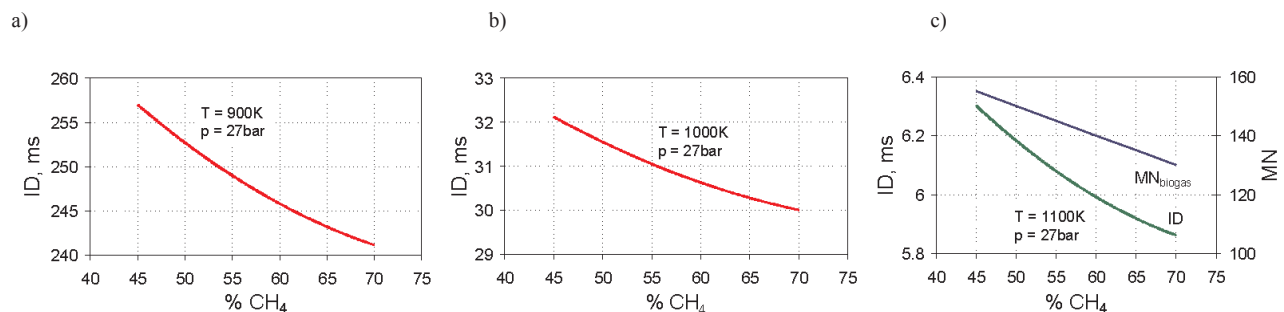


Fig. 5. Ignition delay (ID) and Methane Number (MN) of biogas vs methane content at three different initial temperature

Rys. 5. Opóźnienie zapłonu (ID) i liczba metanowa biogazu (MN) w funkcji zawartości metanu dla trzech różnych wartości temperatury początkowej

As plotted, the ID lengthens with decreasing the CH_4 content, that is identically equaled to the CO_2 content increase if one assumes the CO_2 content comes from subtracting CH_4 content from 100%. The CO_2 addition slows down reaction rates during combustion initiation. However, this drop in the ID vs CH_4 content in relative numbers cannot exceed 7% (Fig. 5c), thus, it can be seen as insignificant with respect to analyze its impact on potential knock occurrence. This remark is important, if anyone wants to find clear correlation between biogas knock resistance by the $\text{MN}_{\text{biogas}}$ and methane content in biogas. As presented in the Fig. 5c, these both curves are inline with each other, but drop in the $\text{MN}_{\text{biogas}}$ is much higher than drop in the ID computed at the same constant temperature. Therefore, one can conclude, the correlation between the MN and the ID is not directly caused by the CH_4 content but by combined effect of the following: the LFS, the T_a and mostly by H and OH radicals, which concentrations in flames vary significantly with variable CH_4 content (Fig. 6b, c).

Additionally, in the Fig. 6a nitric oxide (NO) and hydrogen diatomic (H_2) are plotted. Hydrogen H_2 can be treated not only as product of water dissociation at flame temperature, but also as precursor for H radical, which together with the OH plays crucial role at the knock onset. As expected, the NO increases with the CH_4 content increase due to higher flame temperature

stałej objętości reaktora, gdzie zarówno paliwo, jak i utleniacz są wstępnie wymieszane i ich temperatura jest powyżej temperatury samozapłonu paliwa. Na rysunkach 5a, b i c przedstawiono wyniki obliczeń wartości opóźnienia zapłonu biogazu w zależności od różnej zawartości metanu w tym biogazie dla 3 różnych wartości temperatury początkowej biogazu równej 900, 1000 i 1100 K.

Jak wynika z analizy rysunku, zmniejszenie udziału CH_4 powoduje wydłużenie ID; podobna zależność występuje przy zwiększaniu udziału CO_2 przy założeniu, że zawartość CO_2 otrzymuje się przez odjęcie od 100% udziału CH_4 . Dodanie CO_2 wpływa na zmniejszenie szybkości reakcji podczas inicjowania spalania. Jednakże względny spadek ID przy zmianie zawartości CH_4 od 45 do 70% nie przekracza 7% (rys. 5c), zatem może być postrzegany jako nieistotny w odniesieniu do analizy jego wpływu na możliwość wystąpienia spalania stukowego. Ta uwaga jest ważna, jeśli chce się znaleźć wyraźną korelację pomiędzy odpornością biogazu na spalanie stukowe a liczbą metanową biogazu $\text{MN}_{\text{biogas}}$ i zawartością metanu w biogazie. Jak przedstawiono na rysunku 5c, obie krzywe pozostają ze sobą w tym samym trendzie, ale spadek $\text{MN}_{\text{biogas}}$ jest znacznie większy niż spadek ID obliczony dla tej samej, stałej temperatury. Można także stwierdzić, że korelacja pomiędzy MN i ID nie jest bezpośrednio spowodowana przez zawartość CH_4 ,

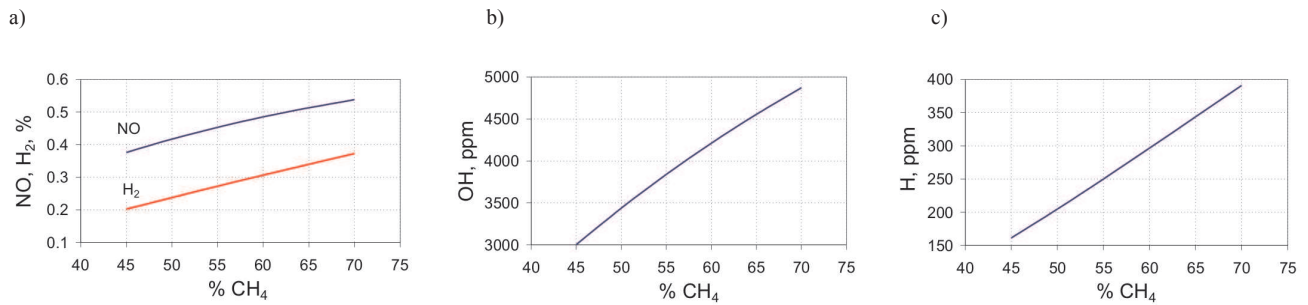


Fig. 6. NO and H₂ content at temperature Ta (a), OH content at temperature Ta (b), H content at temperature Ta (c) vs methane content

Rys. 6. Zawartość NO i H₂ w temperaturze Ta (a), zawartość OH w temperaturze Ta (b), zawartość H w temperaturze Ta (c) w zależności od zawartości metanu

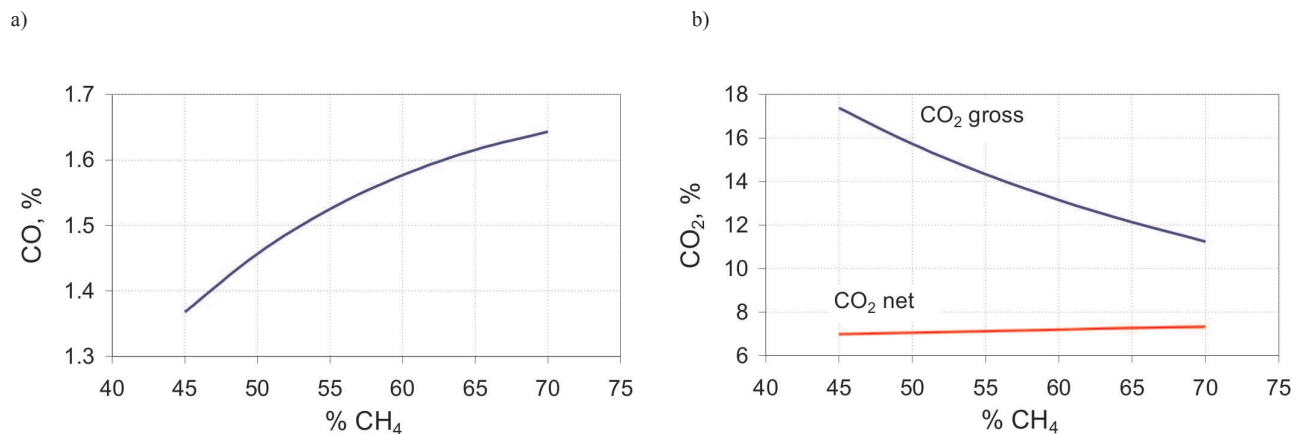


Fig. 7. CO content at temperature Ta (a), CO₂ content at temperature Ta (b) vs methane content

Rys. 7. Zawartość CO przy temperaturze Ta (a), zawartość CO₂ przy temperaturze Ta (b) w zależności od zawartości metanu

Ta. The same correlation, as observed for the NO, concerns CO concentration vs methane content (Fig. 7a). This phenomena can be explained by dissociation of CO₂ at high flame temperature. Thus, CO₂ dissociation contributes to reduction of the CO₂ concentration in biogas flame zone as plotted in the Fig. 7b. However, concentration of CO_{2,gross} is charged with CO₂ concentration coming from reagent site. Therefore, CO_{2,net} which was defined as difference between CO_{2,gross} and CO₂ content in biogas, was plotted. As observed, the CO_{2,net} slightly increases with increase in the CH₄ content.

4. Conclusions

Analysis presented in the paper concerns selected physical-chemical parameters of biogas referring to its premixed combustion in a spark ignition reciprocating engine. The properties taken into account are as follows: adiabatic combustion temperature (Ta), laminar flame speed (LFS) and ignition delay (ID). Correlation between these parameters and methane content in biogas was determined. Additionally, attempts to find clear trends between these parameters, methane number and lower heating value of biogas-air stoichiometric mixture (LHV_{mix}) were also taken. Here are the conclusions from the conducted analysis:

- With increase in methane content from 45% to 70% (that rises by 56% in reference to the CH₄ = 45%) these quantities were changed as follows:

ale przez połączony efekt takich parametrów, jak: LFS, Ta, a najbardziej przez rodniki H i OH, których stężenie w płomieniu może bardzo znacząco się zmieniać przy różnej zawartości CH₄ (rys. 6b, c).

Dodatkowo na rys. 6a przedstawiono zawartość tlenku azotu (NO) i dwuatomowego wodoru (H₂). Wodór H₂ może być traktowany nie tylko jako produkt dysocjacji wody w temperaturze płomienia, lecz także jako prekursor dla rodnika H, który wraz z OH odgrywa kluczową rolę w powstawaniu stuku. Zgodnie z oczekiwaniami, zawartość NO wzrasta wraz ze wzrostem zawartości CH₄ ze względu na wyższą temperatura płomienia Ta. Tę samą zależność jak dla NO można zaobserwować dla stężenia CO dla różnej zawartości metanu (rys. 7a). Zjawisko to można wyjaśnić jako dysocjację CO₂ w wysokiej temperaturze płomienia. Tak więc dysocjacja CO₂ przyczynia się do zmniejszenia koncentracji CO₂ w strefie płomienia biogazu, co pokazano na rysunku 7b. Emisja CO_{2,gross} jest zdefiniowana jako suma CO₂ pochodzącego ze spalania metanu i CO₂ będącego balastem biogazu. Stąd CO_{2,gross} ulega zwiększaniu o zawartość CO₂ pochodzącą ze strony reagentów wraz ze zmniejszaniem się zawartości CH₄. Na rysunku 7b dodatkowo przedstawiono stężenie CO_{2,net}, które zostało zdefiniowane jako różnica między CO_{2,gross} i zawartością CO₂ w biogazie. Zauważono, że CO_{2,net} nieznacznie zwiększa się wraz ze wzrostem zawartości CH₄, przy czym należy pamiętać, że CO_{2,net} nie pochodzi

- adiabatic combustion temperature by 6.2% (from 2590 to 2750 K),
 - laminar flame speed by 60% (from 22.6 to 36.4 cm),
 - ignition delay by 6.5%,
 - LHV_{mix} by 6.7% (from 3.05 to 3.27 MJ/nm³)
 - and methane number by 16% (from 155 to 130).
- As found, only change in the LFS is of the similar order as the change in the CH₄ content. The LFS can be in satisfactory correlation with global reaction rate of biogas combustion. As presented in the figure 7b and c radicals OH and H, which are very active, are also increased by the same order or even more with the CH₄ content increase. From this point of view the LFS increases with increase in the CH₄ content, so does overall combustion duration. Extended combustion might cause increase in exhaust thermal losses from the engine.
- With respect to engine performance, both the Ta and the LHV_{mix} , which can affect on heat transfer to engine cooling system and to power loss respectively, are only slightly changed with increase in the CH₄ content.
- The most strong parameter influencing on knock resistance of fuel is ignition delay. However, it also changes insignificantly with change in the CH₄ content, but it rapidly shortens with increase in temperature of air-biogas premixed mixture. As presented in the figure 5, ignition delay gets shortened by 5–6 times with temperature increase by 100 K.

Nomenclature/Oznaczenia

Ta	adiabatic combustion temperature/ <i>temperatura adiabatycznego spalania</i> , K, °C
LFS	laminar flame speed/ <i>szybkość rozprzestrzeniania się płomienia laminarnego</i> , m/s
ID	ignition delay/ <i>opóźnienie zapłonu</i> , ms
LHV	lower heating value/ <i>wartość opałowa</i> , MJ/kg, MJ/nm ³
A/F _{stoic}	stoichiometric air-to-fuel ratio/ <i>stechiometryczne zapotrzebowanie powietrza</i>
ER	equivalence ratio/ <i>współczynnik paliwa do powietrza (odwrotność współczynnika nadmiaru powietrza)</i>
MN	methane number/ <i>liczba metanowa</i>

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] <http://www.eurobserv-er.org/pdf/baro200b.pdf>
- [2] http://www.aebiom.org/IMG/pdf/Brochure_BiogasRoadmap_WEB.pdf
- [3] Huang J., Crookes R.: Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine. *Fuel*, 1998, 77(15), 793–801.
- [4] Crookes R.J.: Comparative bio fuel performance in internal combustion engines. *Int J Biomass Bioenergy*, 2006, 30, 461–468.
- [5] Jingdang H., Crookes R.J.: Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine. *Fuel*, 1998, 77(15), 793–1801.
- [6] Nagalingam B., Duebel F., Schmillen K.: Performance study using natural gas, hydrogen supplemented natural gas and

wyłącznie od zupełnego spalania metanu, ale dodatkowo uwzględnia reakcje dysocjacji pierwotnego CO₂.

4. Wnioski

Przedstawiona w artykule analiza dotyczy wybranych parametrów fizykochemicznych biogazu w odniesieniu do spalania go w silniku o zapłonem iskrowym. W analizie tej uwzględniono następujące wielkości: adiabatyczną temperaturę spalania (Ta), prędkość płomienia laminarnego (LFS) i opóźnienie zapłonu (ID). Została również określona korelacja pomiędzy tymi parametrami i zawartością metanu w biogazie. Dodatkowo podjęto próbę znalezienia zależności pomiędzy tymi parametrami a liczbą metanową i wartością opałową (LHV_{mix}) stochiometrycznej mieszanki biogaz–powietrze. Wyodrębniono następujące wnioski z przeprowadzonej analizy:

- wraz ze wzrostem zawartości metanu z 45% do 70% (56% wzrost w stosunku do CH₄ = 45%) wartości te zmieniały się następująco:
 - temperatura adiabatycznego spalania (Ta) o 6,2% (z 2590 do 2750 K),
 - prędkość spalania laminarnego (LFS) o 60% (z 22,6 do 36,4 cm),
 - opóźnienie zapłonu (ID) o 6,5%,
 - wartość opałowa mieszanki (LHV_{mix}) o 6,7% (z 3,05 do 3,27 MJ/nm³),
 - liczba metanowa (MN) o 16% (z 155 do 130).
- Stwierdzono, że jedynie zmiany LFS są zbliżone do zmian zawartości CH₄. Zatem LFS może być zadowalająco skorelowana z szybkością globalnej reakcji spalania biogazu. Jak przedstawiono na rysunku 6b i c, zawartość rodników OH i H, które są bardzo aktywne, szybko wzrasta wraz ze wzrostem udziału CH₄ w biogazie.
- W odniesieniu do osiągow silnika zarówno Ta, jak i LHV_{mix} , które mogą mieć wpływ na straty ciepła do układu chłodzenia silnika i odpowiednio straty mocy, zmieniają się nieznacznie ze wzrostem zawartości CH₄.
- Parametrem najsilniej wpływającym na odporność paliwa na spalanie stukowe jest opóźnienie zapłonu ID. Jednakże zmienia się ono nieznacznie ze zmianą zawartości CH₄, natomiast ulega szybkiemu skróceniu ze wzrostem temperatury mieszaniny powietrze–biogaz. Jak przedstawiono na rysunku 5, opóźnienie zapłonu zmniejsza się 5–6-krotnie ze wzrostem temperatury o 100 K.

hydrogen in AVL research engine. *Int J Hydrogen Energy*, 1983, 8(9), 715–720.

- [7] Korakianitis T., Namasivayam A.M., Crookes R.J.: Natural-gas fueled spark ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions. *Prog Energy Combust Sci*, 2011, 37, 89–112.
- [8] Smith G.P., Golden D.M., Frenklach M., Moriarty N.W., Eiteaner B., Goldenberg M., Bowman C.T., Hanson R.H., Song S., Gardiner W.C., Lissianski V.V. and Zhiwei Qin Z., http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/.
- [9] Mallampalli H.P., Fletcher T.H., Chen J.Y.: Evaluation of CH₄/NO_x Global Mechanisms Used for Modeling Lean Premixed Turbulent Combustion of Natural Gas, Paper 96F-098, Pre-

- sented at the Fall Meeting of the Western States Section of the Combustion Institute, October 28–29, 1996.
- [10] www.biogasmx.eu.
- [11] Mitzlaff K.: Engines for biogas. Published by Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft GmbH, 1988.
- [12] Park Ch., Park S., Lee Y., Kim Ch., Lee S., Moriyoshi Y.: Performance and emission characteristics of a SI engine fueled by low calorific biogas blended with hydrogen. International Journal of Hydrogen Energy, 2011, 36, 10080–10088.
- [13] Porpatham E., Ramesh A., Nagalingam B.: Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine. Fuel, 2008, 87, 1651–1659.
- [14] Porpatham E., Ramesh A., Nagalingam B.: Effect of hydrogen addition on the performance of a biogas fuelled spark ignition engine. International Journal of Hydrogen Energy, 2007, 32, 2057–2065.
- [15] Herle J.V., Membrez Y., Olivier Bucheli O.: Biogas as a fuel source for SOFC co-generators. Journal of Power Sources, 2004, 127, 300–312.
- [16] Jamrozik A., Kociszewski A., Sosnowski M., Tutak W.: Simulation of combustion in SI engine with prechamber. CADMD'2006, CAD in Machinery Design Implementation and Educational Problems, Polyana, Ukraine, May 2006, 66–69.
- [17] Jamrozik A., Tutak W., Kociszewski A., Sosnowski M.: Numerical Analysis of Influence of Prechamber Geometry in IC Engine with Two Stage Combustion System on Engine Work Cycle Parameters. Journal of KONES, Warsaw 2006, Vol 13, No 2, 133–142.
- [18] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A., Sosnowski M.: Numerical analysis of initial swirl profile influence on modeled piston engine work cycle parameters. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, 2007-SC2, 401–407.
- [19] Kociszewski A., Jamrozik A., Sosnowski M., Tutak W.: Simulation of combustion in multi spark plug engine in KIVA-3V. Combustion Engines/Silniki Spalinowe. 2007-SC2, 212–219.
- [20] Kociszewski A.: Numerical analysis of spark plugs number influence on selected parameters of combustion in piston engine. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, No. 1/2008 (132), 50–55.
- [21] Kociszewski A.: Three-dimensional modelling and experiment on combustion in multipoint spark ignition engine. Memstech 2009, Lviv-Polyana, Ukraine 2009, 20–23.
- [22] Jamrozik A., Tutak W.: Modelling of combustion process in the gas test engine. Memstech 2010, Lviv – Polyana 2010, 14–17.
- [23] Tutak W., Jamrozik A.: Numerical analysis of some parameters of gas engine. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Polish Academy of Science Branch in Lublin, Lublin 2010, Volume X, 491–502.
- [24] Tutak W., Jamrozik A.: Modelling of the thermal cycle of gas engine using AVL Fire Software. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, No. 2/2010 (141), 105–113.
- [25] Sosnowski M., Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A.: Modeling of the thermal cycle piston internal combustion engine with spark ignition engines including exhaust gas recirculation. Edukacja Techniczna i Informatyczna V, Czestochowa 2010, 29–38.
- [26] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A.: Improved emission characteristics of SI test engine by EGR. Memstech 2011, Lviv – Polyana 2011, 101–103.
- [27] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A.: Three dimensional modelling of combustion process In SI engine with Exhaust Gas Recirculation. 10th Jubilee International Conference on Heat Engines and Environmental Protection, Hungary 2011, ref. 27, 203–208.
- [28] Cupiał K., Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A.: The accuracy of modelling of the thermal cycle of a self-ignition engine. Combustion Engines/Silniki Spalinowe, No. 1/2011 (144), 37–48.
- [29] Naber J.D., Szwaja S.: Statistical approach to characterize combustion knock in the hydrogen fuelled SI engine, Journal of Kones, Warsaw 2007.
- [30] Szwaja S.: Hydrogen rich gases combustion in the IC engine, Journal of Kones, Warsaw 2009, Vol.16, No.4, 447–455.
- [31] Szwaja S.: Time-frequency representation of combustion knock in an internal combustion engine, Combustion Engines/Silniki Spalinowe, PTNSS-2009-SC-132, 306–315.
- [32] Szwaja S.: Combustion Knock - Heat Release Rate Correlation of a Hydrogen Fueled IC Engine Work Cycles, 9th International Conference on Heat Engines and Environmental Protection. Proceedings. Balatonfured, Hungary, 2009.
- [33] Cupiał K., Szwaja S.: Producer gas combustion in the internal combustion engine, Combustion Engines/Silniki Spalinowe, No. 2/2010, 27–32.

Wojciech Tutak, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of Czestochowa University of Technology.

Dr inż. Wojciech Tutak – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Czestochowskiej.

e-mail: tutak@imtits.pcz.czest.pl



Stanisław Szwaja, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at Czestochowa University of Technology.

Dr inż. Stanisław Szwaja – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Czestochowskiej.

e-mail: szwaja@imc.pcz.czest.pl



Arkadiusz Jamrozik, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of Czestochowa University of Technology.

Dr inż. Arkadiusz Jamrozik – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Czestochowskiej.

e-mail: jamrozik@imtits.pcz.czest.pl



Karol Grab-Rogaliński, MEng. – post-graduated student at the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science of Czestochowa University of Technology.

Mgr inż. Karol Grab-Rogaliński – doktorant na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Czestochowskiej.

