

# Prace badawczo rozwojowe w zakresie spalania niskokalorycznych paliw gazowych w silnikach spalinowych

Grzegorz Przybyła <sup>(1)</sup>

(1) Politechnika Śląska, Instytut Techniki Ciepłej, 44-100 Gliwice, ul. Konarskiego 22  
przybylag@polsl.pl

## STRESZCZENIE

Praca zawiera wyniki badań eksperymentalnych silnika o zapłonie iskrowym zasilanego paliwami gazowymi, jak: gaz ziemny, biogaz oraz dwie mieszanki gazu syntezowego. Zarówno biogaz jak i gaz syntezowy wytwarzane były sztucznie poprzez mieszanie odpowiednich składników zmagazynowanych w butlach wysokociśnieniowych. Badania prowadzono dla pełnego obciążenia silnika spalinowego (pełne otwarcie przepustnicy) pracującego ze stałą prędkością obrotową wynoszącą 1500 obr/min. Stosunek nadmiaru powietrza zmieniano od 1 do 1.5. Kąt wyprzedzenia zapłonu optymalizowany był dla każdego paliwa celem uzyskania przez silnik maksymalnej wartości momentu obrotowego. Badania wykazały wzrost sprawności wewnętrznej silnika średnio o trzy punkty procentowe podczas zasilania gazem syntezowym względem stosowania gazu ziemnego. Najwyższy spadek mocy silnika podczas zmiany paliwa z gazu ziemnego na gaz syntezowy występuje w trakcie spalania mieszanki stechiometrycznej natomiast najniższe różnice obserwuje się podczas spalania mieszanki najuboższej w paliwo.

**Słowa kluczowe:** gaz niskokaloryczny, mieszanka uboga, silnik ZI, kogeneracja,

## ABSTRACT

The paper summarizes results of experimental tests of SI engine fuelled with gaseous fuels such as, natural gas, biogas and two mixtures of producer gas substitute that simulated synthesis gas composition. The engine was operated under full open throttle and charged with different air-fuel mixture composition (changed value of air excess ratio). The spark timing was adjusted to obtain maximum brake torque (MBT) for each fuel and air-fuel mixture. This paper reports engine indicated performance based on in-cylinder, cycle resolved pressure measurements. The engine performance utilizing synthesis gas fuels in terms of indicated efficiency is increased by about 3 percentage points when compared to fuelling with natural gas. The engine power de-rating when producer gas is utilized instead the natural gas, varies from 24% to 30% under stoichiometric combustion conditions. For lean burn ( $\lambda=1.5$ ) the difference are lower and varies from 22% to 24.5%.

**Keywords:** low calorific value gas, lean burn, SI engine, combined heat and power CHP,

## 1. WSTĘP

W ostatnich latach wzrasta zainteresowanie wykorzystaniem różnego typu gazów specjalnych bądź odpadowych jako paliwa do celów energetycznych. Do grupy tego typu paliw należą, gazy syntezowe powstające w wyniku procesu pirolizy lub zgazowania, gazy powstające jako produkt uboczny procesu technologicznego np. gaz koksowniczy lub gaz gardzielowy. Wspólną cechą wymienionych paliw gazowych jest ich niska wartość opałowa. Duża zawartość składników inertnych powoduje, że niektóre z tego typu paliw są współspalane z paliwem konwencjonalnym, jak np. gaz gardzielowy spalany najczęściej w kotle wraz z paliwem wysokokalorycznym. Gaz syntezowy bądź koksowniczy, po uprzednim oczyszczeniu z pyłu oraz smół może być wykorzystany samodzielnie (bez dodatku gazu

wysokokalorycznego) w silniku spalinowym napędzającym generator energii elektrycznej. Dzięki temu energia chemiczna paliwa gazowego może zostać efektywnie spożytkowana do generacji energii elektrycznej, ciepła lub/oraz innego nośnika jak np. para technologiczna.

Najczęściej do utylizacji niskokalorycznych gazów specjalnych wykorzystuje się silnik spalinowy z zapłonem iskrowym (ZI). Możliwe jest również zastosowanie silnika o zapłonie samoczynnym (ZS), jednak w takim rozwiązaniu konieczne jest stosowanie oprócz głównego paliwa gazowego tzw. dawkę pilotującą paliwa ciekłego inicjującą zapłon mieszanki gazowo-powietrznej w cylindrze silnika. W pracy przedstawiono wyniki badań silnika spalinowego ZI zasilanego niskokalorycznymi paliwami gazowymi.

## **2. SPALANIE GAZÓW NISKOKALORYCZNYCH W SILNIKACH SPALINOWYCH**

### **1.1. Tłokowe silniki spalinowe zasilane paliwem gazowym**

Gazowe silniki spalinowe zasilane gazem procesowym lub gazem syntezowym to jednostki powstałe głównie poprzez adaptację silnika, który typowo zasilany jest paliwem ciekłym (benzyna, olej napędowy) lub wysokokalorycznym paliwem gazowym, jak gaz ziemny. Silniki z zapłonem iskrowym mogą być przystosowane do spalania ubogich lub stechiometrycznych mieszanek paliwa i powietrza. W zależności od przyjętego zakresu stosunku nadmiaru powietrza występującego w komorze spalania podczas eksploatacji silnika, stosowane są rozwiązania ze wstępną lub otwartą komorą spalania. Spalanie mieszanek ubogich przynosi wymierne efekty w postaci wyższej sprawności energetycznej oraz obniżonej emisji NOx względem systemów spalających mieszanki stechiometryczne.

Silniki z zapłonem samoczynnym zasilane paliwami gazowymi to jednostki w których zapłon mieszanki gazowo-powietrznej inicjowany jest wtryskiem tzw. dawki pilotującej paliwa ciekłego. Paliwo ciekłe ulega odparowaniu i samozapłonowi w otoczeniu sprężonej mieszanki gazowo-powietrznej. Jako paliwo inicjujące zapłon stosowany może być olej napędowy lub biopaliwo ciekłe. Przystosowanie silnika ZS do zasilania paliwem gazowym wymaga optymalizacji kąta wyprzedzenia wtrysku dawki pilotującej dla konkretnego paliwa gazowego. Modyfikacja silnika polega na zainstalowaniu w kolektorze dolotowym mieszalnika gazu oraz dostosowaniu układu wtryskowego do podawania dawek pilotujących w ilości zapewniającej prawidłowy zapłon paliwa gazowego[5].

### **1.2. Charakterystyka wybranych paliw gazowych**

Własności fizyczne oraz energetyczne mieszanki gazowo-powietrznej doprowadzanej do komory spalania silnika spalinowego determinują wartości jego osiągnięć (sprawność energetyczna, moment obrotowy oraz moc przy określonej wartości prędkości obrotowej) a także wielkość szkodliwego oddziaływania na środowisko naturalne. Do ważniejszych parametrów charakteryzujących przydatność paliwa gazowego do spalania w tłokowym silniku spalinowym są: skład pierwiastkowy, wartość opałowa, gęstość w warunkach napełniania cylindrów świeżym ładunkiem, minimalne zapotrzebowanie powietrza do spalania, granica palności. W tablicy 1 zaprezentowano ważniejsze parametry wybranych paliw gazowych.

Skład pierwiastkowy determinuje minimalną ilość powietrza potrzebną do spalania jednostki paliwa, a w połączeniu z wielkością wartości opałowej istotnie wpływa na poziom wartości opałowej mieszanki paliwowo-powietrznej. Jest to szczególnie istotne podczas spalania mieszanek ubogich, gdyż paliwa wymagające wysokiej jednostkowej ilości powietrza do spalania mogą posiadać niższą wartość opałową gotowej mieszanki palnej względem paliwa niskokalorycznego o niskim zapotrzebowaniu jednostkowym powietrza. Wartość górnej

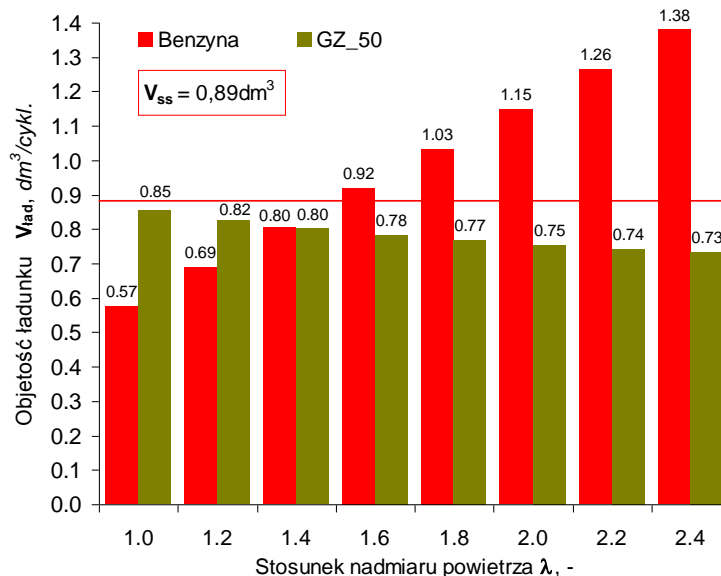
granicy palności decyduje z kolei o możliwości spalania mieszanek ubogich w silniku ZI bez konieczności stosowania komory wstępnej.

**Tabela 1.** Ważniejsze parametry wybranych paliw gazowych [1, 2, 3]

Rodzaj gazu	Wzór chemiczny	$W_{d,v}$ $MJ/m_n^3$	$e_{d,v}$ $MJ/dm_n^3$	Granica palności $\lambda$		AFR	$V_{amin}$ $m_n^3 / m_n^3$
				Dolna	Górna		
Biogaz	CH <sub>4</sub> ≈ 60 % CO <sub>2</sub> ≈ 39 % reszta: CO, H <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> S	21.5	3	2.16	0.83	6.11	5.72
Gaz ziemny GZ 50	CH <sub>4</sub> ≈ 98.5 %, CO <sub>2</sub> ≈ 0.1 %, N <sub>2</sub> ≈ 1 % reszta: C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> , C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> , C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> , C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	35.3	3.15	2.03	0.6	16.9	9.4
Gaz ze zgazowania biomasy GZB1	CO ≈ 25 %, H <sub>2</sub> ≈ 12.5 %, CO <sub>2</sub> ≈ 13 %, CH <sub>4</sub> ≈ 2.5 %, N <sub>2</sub> ≈ 47 %	5.4	2.44	-	-	1.23	1.13
Gaz ze zgazowania biomasy GZB2	CO ≈ 24 %, H <sub>2</sub> ≈ 23 %, CO <sub>2</sub> ≈ 9 %, CH <sub>4</sub> ≈ 2 %, N <sub>2</sub> ≈ 42 %	6.23	2.59	-	-	1.63	1.31

Porównując dane zawarte w tabeli 1, widać znaczne dysproporcje w wartości opałowej ( $W_{d,v}$ ) prezentowanych paliw gazowych. Na uwagę zasługuje fakt, że różnice w wartości opałowej stechiometrycznej mieszanki paliwowo – powietrznej ( $e_{d,v}$ ) są znacznie mniejsze w porównaniu do wartości opałowej danego paliwa gazowego ( $W_{d,v}$ ). Wynika to z różnego zapotrzebowania w utleniacz konkretnego paliwa [4].

W zależności od stosowanego paliwa gazowego (jego składu) oraz wartości stosunku nadmiaru powietrza, wartość rzeczywistej objętości paliwa gazowego wraz z powietrzem jaka musi być wprowadzona do cylindra aby uzyskać oczekiwany efekt energetyczny może przewyższyć objętość silnika wynikającą z jego konstrukcji. W takim przypadku, aby uzyskać oczekiwaną wartość mocy z jednostki objętości skokowej silnika konieczne będzie zastosowanie systemu doładowania mieszanki gazowej w układzie dolotowym. Stąd też stosowanie gazów niskokalorycznych do zasilania silnika spalinowego, który typowo zasilany jest gazem ziemnym może spowodować obniżenie jego parametrów energetycznych głównie podczas spalania mieszanek stechiometrycznych. Na rysunku 1 zaprezentowano objętość jaką zajmuje (przy  $T = 298\text{ K}$  i  $p = 0.1\text{ MPa}$ ) mieszanka benzynowo - powietrzna w porównaniu do mieszanki gazu ziemnego z powietrzem dla zmiennej wartości stosunku nadmiaru powietrza. Podane objętości ładunku zapewniają osiągnięcie przez silnik parametrów deklarowanych przez jego producenta (podczas zasilania benzyną). Linia pozioma oznacza ograniczenie wynikające z objętości silnika spalinowego. Obliczenia przeprowadzono dla silnika, który podlegał badaniom na stanowisku, a wyniki badań eksperymentalnych zaprezentowano w dalszej części opracowania.



**Rys.1.** Objętość mieszanki paliwowo powietrznej dla benzyny oraz gazu ziemnego w zależności od stosunku nadmiaru powietrza (silnik ZI, typ F8CV)

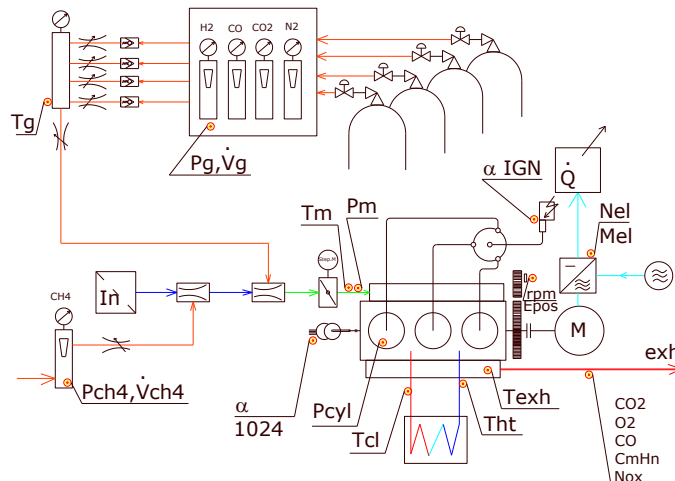
Wyniki zaprezentowane na rysunku 1 wskazują, że dla stosunku nadmiaru z przedziału  $1 \leq \lambda \leq 1.4$  przystosowanie silnika spalinowego (F8CV) do zasilania gazem ziemnym teoretycznie pozwoli na uzyskanie przez silnik takiej samej mocy jak na paliwie projektowym czyli na benzynie. Należy podkreślić, że warunek ten może być spełniony jeżeli sprawność wolumetryczna układu dolotowego będzie wystarczająca do zapewnienia wymaganego napełnienia cylindrów silnika spalinowego świeżą mieszanką gazu ziemnego z powietrzem.

### 3. BADANIA PROCESU SPALANIA GAZÓW NISKOKALORYCZNYCH W SILNIKU ZI

#### 3.1. Stanowisko badawcze

Układy kogeneracyjne napędzane silnikami spalinowymi o zapłonie iskrowym zasilane są najczęściej gazem ziemnym. W ostatnim czasie w Polsce wzrasta również liczba jednostek zasilanych biogazem. Na rynku zauważalny jest brak dostępności jednostek bardzo małej mocy (tj. poniżej 100 kW<sub>el</sub>) przystosowanych do spalania biogazu czy gazów specjalnych. Przedstawione w niniejszym opracowaniu wyniki uzyskano na podstawie badań silnika ZI zasilanego gazem ziemnym, biogazem oraz dwoma mieszankami gazu syntezowego.

Badania realizowano na silniku małej mocy pochodzącym z sektora motoryzacyjnego, który fabrycznie przystosowany jest do spalania benzyny Pb95. W celu sprawdzenia możliwości adaptacji tego typu silnika spalinowego do zasilania paliwami gazowymi (o różnym składzie) i w perspektywie wykorzystania go jako napędu układu CHP zbudowano specjalistyczne stanowisko badawcze. Na rysunku 2 przedstawiono schemat stanowiska badawczego z opisem ważniejszych elementów. Stanowisko umożliwi badanie procesu spalania w silniku ZI w szerokim zakresie zmian parametrów regulacyjnych oraz składu paliwa gazowego. Należy podkreślić, że modyfikacja silnika obejmuje wyłącznie układ zasilania oraz sterowania bez ingerencji w kształt komory spalania. Złożony skład paliwa gazowego do zasilania silnika uzyskuje się poprzez mieszanie odpowiednich składników zmagazynowanych w butlach wysokociśnieniowych.



gdzie: T, p - pomiar temperatury i ciśnienia we wskazanych punktach układu, Nel, Mel - moc oraz moment obrotowy maszyny elektrycznej, exh - skład spalin suchych, V - strumień objętości gazu.

**Rys.2.** Stanowisko do badań procesu spalania paliw gazowych w silniku ZI

Podstawowymi elementami stanowiska badawczego są: trzycylindrowy silnik spalinowy z zapłonie iskrowym o stopniu kompresji wynoszącym 9.3 oraz asynchroniczny silnik elektryczny pełniący rolę hamulca. Silnik spalinowy osiąga moc maksymalną 37 kW przy prędkości obrotowej 6000 obr/min w trakcie zasilania paliwem projektowym. Silnik elektryczny połączony jest z systemem pozwalającym na pracę prądnicową. W układzie odbioru mocy zastosowano rezystor hamujący. Praca silnika spalinowego kontrolowana jest poprzez programowalny sterownik elektroniczny.

Badania przeprowadzone zostały przy pełnym obciążeniu silnika spalinowego (pełne otwarcie przepustnicy powietrza) oraz dla stałej wartości prędkości obrotowej silnika wynoszącej 1500 obr/min. W trakcie badań dokonywano pomiaru ciśnienia w pierwszym cylindrze silnika. Ponadto mierzono strumień spalanego paliwa gazowego, jego parametry termiczne oraz wybrane parametry pracy silnika spalinowego, jak: temperatura oraz ciśnienie w ważniejszych punktach układu, a także skład spalin.

Wielkościami regulacyjnymi w trakcie pomiarów były, kąt wyprzedzenia zapłonu oraz skład mieszanki gazowo – powietrznej. Stanowisko badawcze wyposażone jest w układ chłodzenia służący do odbioru ciepła od płynu chłodzącego oraz oleju smarującego silnik. Układ chłodzenia wyposażony jest w dwa płytowe wymienniki ciepła oraz zawory regulacyjne. Podczas badań ciepło z układu chłodzenia przekazywane było do lokalnej instalacji grzewczej znajdującej w budynku laboratorium. Zawory regulacyjne służyły do stabilizacji parametrów termicznych silnika, tak aby temperatura czynnika chłodzącego silnik oraz olej smarujący była utrzymywana na poziomie  $80 \pm 5^\circ\text{C}$ .

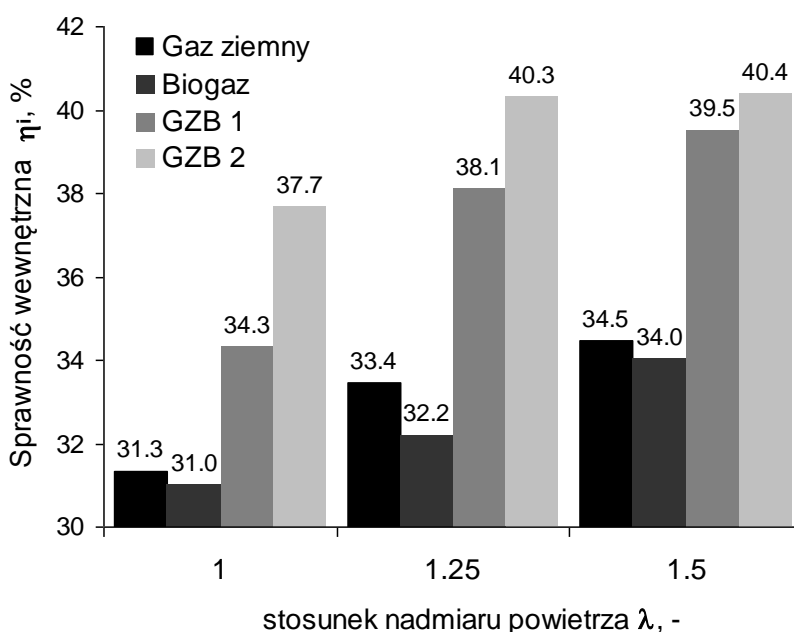
### 3.2. Analiza wyników badań

Badania parametrów pracy silnika oraz jego oddziaływanie na środowisko naturalne przeprowadzono dla czterech paliw gazowych; gazu ziemnego, biogazu oraz dwóch mieszanek gazu syntezowego. Dokładny skład paliw stosowanych w trakcie badań podano w tablicy 1. Mieszanki gazu syntezowego charakteryzowały się różną wartością stosunku udziału molowego wodoru do udziału molowego tlenku węgla  $\text{H}_2/\text{CO}$  i oznaczeniu odpowiednio GZB1 ( $\text{H}_2/\text{CO}=0.5$ ) oraz GZB2 ( $\text{H}_2/\text{CO}=1$ ). Skład biogazu oraz gazu ze zgazowania biomasy uzyskiwany był poprzez mieszanie odpowiednich składników palnych oraz inertnych z wyłączeniem zanieczyszczeń gazowych oraz stałych (jak. siarkowodor, smoły, pyły).

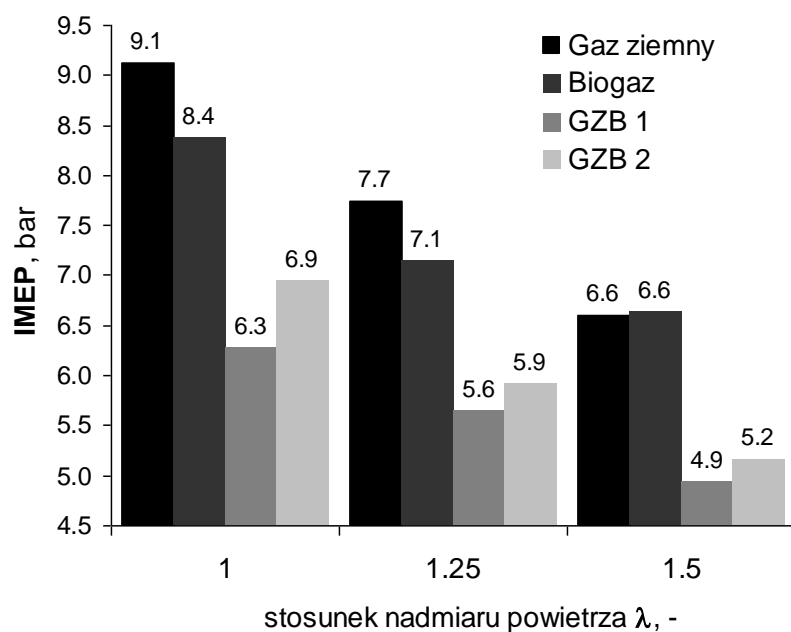
Wyznaczenie parametrów energetycznych oraz ekologicznych silnika odbywało się przy wykorzystaniu specjalistycznej aparatury pomiarowej. W trakcie każdego testu pomiarowego mierzono skład spalin suchych, bezpośrednio na wyjściu z kolektora wylotowego. Analizowano oddziaływanie silnika na środowisko bez stosowania katalizatora. Parametry energetyczne określone zostały w oparciu o pomiar szybkozmiennego ciśnienia w cylindrze (indykacja silnika). Zastosowany system indykacji silnika spalinowego wyposażony był w enkoder z podziałem kątowym wału korbowego na 1024 punkty pomiarowe co daje rozdzielczość wynoszącą  $\Delta\alpha = 0,35^\circ$  OWK. Do pomiaru ciśnienia w cylindrze stosowano czujnik piezokwarcowy, natomiast pomiar ciśnienia w kanale dolotowym odbywał się przy użyciu czujnika piezorezystancyjnego.

Badania procesu spalania gazu ziemnego oraz gazów niskokalorycznych w silniku ZI, przeprowadzono w zakresie zmienności stosunku nadmiaru powietrza od mieszanki stechiometrycznej do mieszanki ubogiej o wartości maksymalnej  $\lambda = 1.5$ . Da tego zakresu wartości stosunku nadmiaru powietrza zaobserwowano prawidłową oraz stabilną pracę silnika spalinowego przy zasilaniu każdym z wybranych paliw. Należy zwrócić uwagę, że silnik zasilany był mieszankami ubogimi bez ingerencji w komorę spalania.

Jak już sygnalizowano wcześniej przy analizie wskaźnika  $e_{dv}$ , spalanie mieszanek ubogich wiąże się ze zmniejszeniem ilości energii chemicznej ładunku doprowadzanego do cylindrów silnika spalinowego. W związku z powyższym w pierwszej kolejności sprawdzono jak kształtują się podstawowe parametry wewnętrzne silnika w zależności od wartości stosunku nadmiaru powietrza. Korzystając z wyników indykacji ciśnienia w cylindrze pierwszym, wyznaczono moc wewnętrzną silnika spalinowego ( $N_i$ ). Znając strumień gazu zużywanego przez silnik, określona została jego sprawność wewnętrzna, zdefiniowana jako stosunek mocy wewnętrznej do strumienia energii chemicznej paliwa. Wpływ stosunku nadmiaru powietrza na przebieg sprawności wewnętrznej pokazano na rysunku 3. Z kolei na rysunku 4 zaprezentowano zmiany wartości jednostkowej pracy wewnętrznej (IMEP) w funkcji stosunku nadmiaru powietrza. Wielkość ta często w literaturze nazywana jest średnim ciśnieniem indykowanym i może być wyznaczona w jednostce podstawowej tj. ( $J/m^3$ ) lub przeliczona na jednostki ciśnienia. W kartach katalogowych silników spalinowych, najczęściej wartości IMEP, podawane są w jednostkach ciśnienia, stąd też na rysunku 4 zastosowano jednostkę najczęściej spotykaną tj. (bar).



Rys. 3 Wpływ stosunku nadmiaru powietrza na sprawność wewnętrzną silnika podczas zasilania gazem ziemnym, biogazem oraz gazem syntezowym

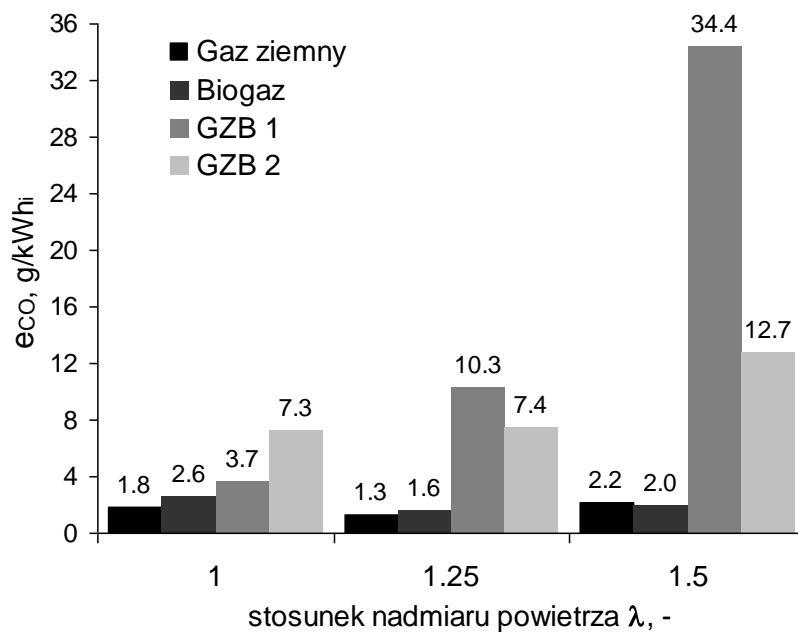


Rys. 4 Wpływ stosunku nadmiaru powietrza na pracę jednostkową silnika (średnie ciśnienie indykowane) zasilania gazem ziemnym, biogazem oraz gazem syntezowym

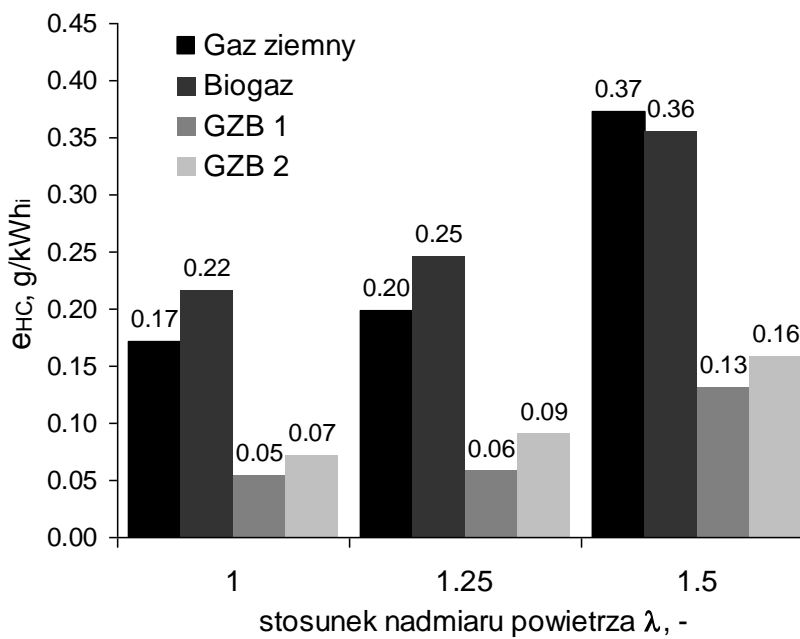
Pomimo stałej wartości stopnia kompresji badanego silnika spalinowego, zauważalny jest (rys. 3) wyraźny wpływ stosunku nadmiaru powietrza na wartość sprawności wewnętrznej. Najwyższe wartości osiągnięto dla mieszanki gazu syntezowego oznaczonej GZB2. Jest to mieszanka o wyższej zawartości wodoru (udział objętościowy). Przy czym uwzględniając różną niepewność pomiaru dla zasilania gazem ziemnym względem zasilania pozostałymi paliwami, sprawność wewnętrzna silnika jest średnio o trzy punkty procentowe wyższa dla zasilania gazem syntezowym w porównaniu do stosowania gazu ziemnego.

Widoczny spadek wartości jednostkowej pracy wewnętrznej (rys. 4) jest związany bezpośrednio z wartością energii chemicznej mieszanki gazowo-powietrznej dostarczonej do cylindrów silnika przy danej wartości stosunku  $\lambda$ .

W celu określenia ilościowego oddziaływania silnika spalinowego na środowisko naturalne, obliczone zostały wskaźniki emisji ważniejszych składników spalin. Bazując na pomiarze składu spalin suchych bezpośrednio na wylocie z silnika obliczono strumienie masowe poszczególnych składników. Następnie wyznaczono wartość emisji C O, NO<sub>x</sub> oraz HC (węglowodory w przeliczeniu na heksan) odniesioną do mocy wewnętrznej silnika. Wyniki przedstawiono na rysunkach 5, 6 oraz 7.

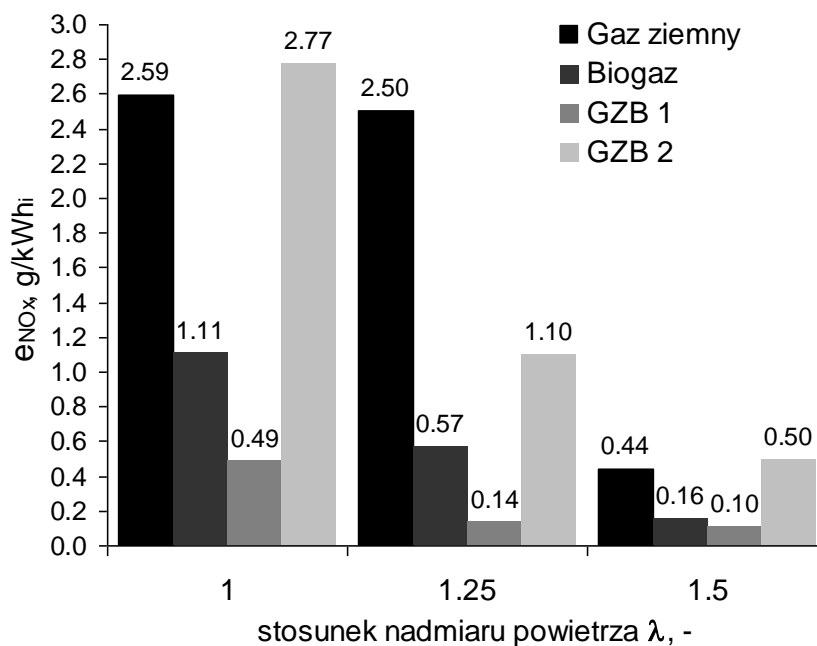


Rys. 5 Wpływ stosunku nadmiaru powietrza oraz rodzaju paliwa na wskaźnik emisji CO



Rys. 6 Wpływ stosunku nadmiaru powietrza oraz rodzaju paliwa na wskaźnik emisji HC





Rys. 7 Wpływ stosunku nadmiaru powietrza oraz rodzaju paliwa na wskaźnik emisji NOx

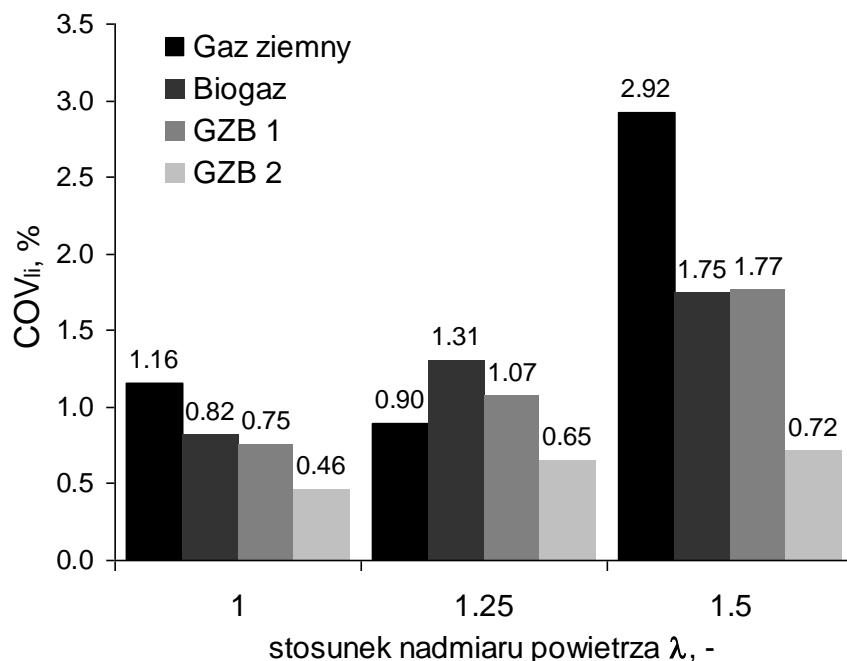
Analizując wyniki przedstawione na rys. 5 można zauważyć, że dla wszystkich badanych paliw wielkość emisji CO jest najniższa podczas spalania mieszanek stechiometrycznych. Czas spalania mieszanek ubogich jest dłuższy (względem mieszanki stechiometrycznej) co skutkuje między innymi niezupełnym spalaniem powodującym wysoką emisję CO. Ponadto średnia temperatura ładunku spalanego w nadmiarze powietrza jest niższa od wartości występujących w trakcie spalania mieszanki stechiometrycznej.

Największe wartości emisji CO występują podczas spalania gazów ubogich (GZB1 oraz GZB2). Jednym z głównych składników palnych w tych mieszankach jest właśnie tlenek węgla, który spala się znacznie wolniej względem wodoru, czyli drugiego istotnego składnika gazu niskokalorycznego. Odwrotnie wygląda kształtowanie się wskaźnika emisji NOx (rys. 7), dla którego najwyższe wartości osiągnęte są podczas spalania mieszanki stechiometrycznej, mając na uwadze porównywanie pomiędzy sobą kolejnych paliw. Jedną z przyczyn takiego stanu rzeczy może być wysoka wartość średniej temperatury ładunku w cylindrze dla mieszanki stechiometrycznej oraz dla gazów o wysokiej zawartości wodoru.

Wskaźnik emisji niespalonych węglowodorów (rys. 6, wartości przeliczone do CH<sub>4</sub>) jest najwyższy podczas spalania gazu ziemnego oraz biogazu, ponieważ gazy te posiadają najwyższy udział metanu w swojej objętości. Przebieg jakościowy wyników względem stosunku nadmiaru powietrza jest podobny jak miało to miejsce dla wskaźnika emisji tlenu węgla.

Istotnym parametrem wpływającym na stabilność pracy układu kogeneracyjnego jest równomierność pracy silnika spalinowego. Wielkość ta jest zwykle określana ilościowo na podstawie tzw. wskaźnika niepowtarzalności kolejnych cykli roboczych. Przy czym, wskaźnik ten może być wyznaczony w oparciu o niepowtarzalność np. maksymalnej wartości ciśnienia w kolejnym cyklu lub na podstawie niepowtarzalności wartości średniego ciśnienia indykowanego (jednostkowej pracy wewnętrznej). Na rysunku 8 pokazano wskaźnik bazujący na wartościach średniego ciśnienia indykowanego COV<sub>IMEP</sub>. Wartość tego wskaźnika ma istotny wpływ na fluktuacje prędkości obrotowej silnika, a w konsekwencji na

częstotliwość z jaką generowana jest energia elektryczna. Do prawidłowej pracy generatora energii elektrycznej połączonego z silnikiem spalinowych, wymagane jest aby wartość tego wskaźnika wyrażona w procentach nie przekraczała 5%.



Rys. 8 Wpływ stosunku nadmiaru powietrza oraz rodzaju paliwa na powtarzalność jednostkowej pracy wewnętrznej

Zaobserwowano wyraźny wpływ stosunku nadmiaru powietrza oraz rodzaju paliwa gazowego na nierównomierność pracy silnika spalinowego określoną wskaźnikiem  $COV_{IMEP}$ . Osiągane wartości rosną ze wzrostem stosunku nadmiaru powietrza. Ponadto istotnie zależą od składu paliwa gazowego, a w szczególności od zawartości wodoru w paliwie. Proces spalania mieszanek ubogich w silniku ZI zachodzi stabilniej dla mieszanki gazowej o wyższej zawartości wodoru.

#### 4. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

Przeprowadzone badania dowodzą, że silnik o zapłonie iskrowym, który standardowo stanowi napęd pojazdu samochodowego, po niewielkich modyfikacjach może być zasilany niskokalorycznym paliwem gazowym. Zaobserwowano wyraźny wpływ stosunku nadmiaru powietrza na parametry energetyczne oraz ekologiczne silnika spalinowego zasilanego wybranymi paliwami gazowymi.

Spalanie mieszanek ubogich przynosi wymierne korzyści, do których można zaliczyć wzrost sprawności oraz ograniczenie emisji tlenków azotu. Podstawowymi czynnikami, które mogą wpłynąć na zwiększoną wartość sprawności energetycznej silnika spalającego ubogą mieszankę gazowo – powietrzną jest zmniejszenie strat ciepła do ścianek komory roboczej ponieważ temperatura ładunku jest znacząco niższa względem uzyskiwanej w trakcie spalania mieszanek stechiometrycznych.

Górna granica wartości stosunku nadmiaru powietrza przy której praca silnika jest stabilna zależy od rodzaju paliwa gazowego. Należy jednak podkreślić, że w zakresie od  $\lambda=1.5$  do  $\lambda=1.65$  (wyniki nie prezentowane na rysunkach) obserwowano wysoką nierównomierność pracy silnika spalinowego zasilanego gazem ziemnym, podczas gdy prawidłowe spalanie

gazu niskokalorycznego GZB2 było możliwe dla stosunku nadmiaru powietrza wynoszącego  $\lambda = 1.95$ .

Istotnym problem podczas spalania gazu niskokalorycznego o składzie zbliżonym do gazu ze zgazowania biomasy, jest wysoka emisja tlenku węgla, przede wszystkim podczas spalania mieszanek ubogich. Problem ten nie występował podczas zasilania biogazem.

## LITERATURA

- [1] Porpatham E., Ramesh A., Nagalingam B., Effect of compression ratio on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine, Fuel 95 (2012) 247–256
- [2] Zhao Z., Kazakov A., Li J., Dryer F. L., The initial temperature and N<sub>2</sub> dilution effect on the laminar flame speed of propane/air, Combust. Sci. and Tech., 176: 1-19, 2004, ISSN: 0010-2203
- [3] Lee D., Shakal J., Goto S., Ishikawa H., Flame Speed Measurements and Predictions of Propane, Butane and Autogas at High Pressures, SAE 982 448, technical paper series
- [4] Przybyła G., Szlęk A., Ziółkowski L., "Effect of Equivalence Ratio on SI Engine Performance Fueled with Lean Air Gas Mixtures 10th Eco-Energy and Materials Science and Engineering Symposium, Ubon ratchathani, Thailand, December 5-8. 2012.
- [5] Sitnik L., Bentkowska M., Kardasz P., „Paliwa dla energetyki zawodowej”, Aura 2015 nr 9 s. 9-12