

Grzegorz PRZYBYŁA
Stefan POSTRZEDNIK
Zbigniew ŻMUDKA

PTNSS–2013–SC–038

The combustion process analysis of SI engine fuelled with lean air-gas mixture

Abstract: In this paper the results of the theoretical and experimental study of an internal combustion engine, fuelled with lean air – gas mixtures, are presented. Calorific value of air-fuel mixture were calculated for several chosen gaseous fuels such as: natural gas, landfill gas, and producer gas. Based on these fuels, the performance of a theoretical Otto cycle was investigated using variable air excess values. The experiments were carried out on a petroleum engine with a low engine displacement. A typical SI engine was selected in order to evaluate the potential application of a gaseous fuel (i.e. natural gas). These types of engines are widely available and commonly used in the automotive sector because of low purchase prices and operating costs. It is expected that after minor modifications, the engine can easily operate in a low power co-generation mode. The main objective is to evaluate the performance of the engine under lean air/fuel mixture conditions. The analysis shows that the most significant difference in the calorific value of air fuel mixture ($e_{d,v}$) for chosen fuels is occurred for stoichiometric mixtures. At this point the difference $\Delta e_{d,v}$ between natural gas and the producer gas is about 35%, while for the lean mixtures the difference is much less.

The slight impact of air excess ratio on COV_{IMEP} was noticed. The value decreases insensibly with air excess ratio decreasing. Obtained results are located at acceptable levels for power generation sources and are less than 5 %.

Keywords: spark ignition (SI) engine, natural gas, producer gas, indicated efficiency, lean mixture

Analiza procesu spalania ubogich mieszanek paliw gazowych w silniku ZI

Streszczenie: W artykule przedstawiono wyniki badań teoretycznych i eksperymentalnych silnika spalinowego o zapłonie iskrowym, zasilanego ubogimi mieszanekami gazu z powietrzem. Przeprowadzono obliczenia wartości opalowej mieszanki gazowo-powietrznej ($e_{d,v}$) dla wybranych paliw gazowych (gaz ziemny, biogaz, gaz z procesów zgazowania paliw stałych). Na podstawie własności tych paliw, określona została sprawność teoretycznego obiegu Otto, stosując zmienne wartości nadmiaru powietrza. Badania przeprowadzono na silniku o niskiej objętości skokowej. Tego typu silniki są stosowane w przemyśle motoryzacyjnym, a ze względu na niską cenę zakupu oraz koszty eksploatacji mogą być stosowane w układach kogeneracyjnych małej mocy. Głównym celem niniejszej pracy jest określenie parametrów silnika spalinowego ZI podczas spalania mieszanek ubogich. Jak wykazała analiza, największa różnica w wartościach ($e_{d,v}$) energii chemicznej mieszanki palnej dla analizowanych paliw występuje w zakresie mieszanek stechiometrycznych. W tym miejscu różnica $\Delta e_{d,v}$ pomiędzy gazem ziemnym, a przykładowym gazem ze zgazowania biomasy wynosi ok. 35%, podczas gdy w zakresie mieszanek ubogich różnica ta jest znacznie niższa. Dla bardzo wysokich wartości stosunku nadmiaru powietrza λ wspomniana różnica osiąga wartość „0”. Zaobserwowano wyraźny wpływ stosunku nadmiaru powietrza na nierównomierność pracy silnika bazującego na średnim ciśnieniu indykownym (COV_{IMEP}). Wartości tego wskaźnika rosną ze wzrostem stosunku nadmiaru powietrza. Uzyskane wyniki kształtują się na dopuszczalnym poziomie ze względu na zastosowanie silnika w układzie CHP i osiągają wartość poniżej 5%.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy ZI, gaz ziemny, gaz ze zgazowania biomasy, sprawność wewnętrzna, mieszanka uboga

1. Wprowadzenie

Procesy pozyskiwania i przetwarzania energii są podstawą rozwoju przemysłu i cywilizacji. Jednocześnie energetyka jest jednym z podstawowych sprawców degradacji środowiska naturalnego, w tym także globalnych zmian klimatycznych. Kurcząca się zasoby paliw kopalnych oraz nasilające się zmiany klimatyczne skłaniają do poszukiwania

metod wysokoefektywnego wykorzystania energii paliw oraz zwiększania wykorzystania źródeł odnawialnych, nie powodujących emisji gazów cieplarnianych. Spośród wszystkich rodzajów energii odnawialnych w wielu krajach świata, a w szczególności w Polsce wysokie znaczenie ma biomasa [1, 2, 3]. Ze względu na wysokie koszty transportu biomasy, najkorzystniej jest ją wykorzystywać lokalnie, co oznacza stosowanie jej w instalacjach

małej mocy. Z kolei ze względu na koszty składowania najkorzystniej jest ją wykorzystywać do generacji energii elektrycznej, której sprzedaż nie jest zależna od pór roku.

Rozważając technologie przetwarzania biomasy w układach CHP małej mocy, jedną z możliwych opcji jest fermentacja biomasy i produkcja biogazu. Dalszą alternatywą jest możliwość wykorzystania odpadów i produkcja energii przy użyciu gazu wysypiskowego z miejskich odpadów organicznych, którego jakość w odniesieniu do składu jest porównywalna z biogazem. Oba gazy składają się głównie z dwutlenku węgla i metanu, oraz śladowych ilości innych gazów. Jednym z nich siarkowodor (H_2S), który bardzo niekorzystnie wpływa na eksploatację silnika spalinowego prowadząc w skrajnych przypadkach do uszkodzenia jego elementów mechanicznych. Dlatego konieczne jest odpowiednie oczyszczenie gazu przed wprowadzeniem go do silnika.

Należy podkreślić, że metan jest gazem cieplarnianym, który podobnie jak dwutlenek węgla przyczynia się do globalnego ocieplenia i zmiany klimatu. Istotnym jest fakt, że wpływ metanu na tzw. efekt cieplarniany jest około 20 razy większy w porównaniu do dwutlenku węgla, gdy zostaje on bezpośrednio odprowadzany do atmosfery [4]. Dlatego wykorzystanie gazów zawierających metan do wytwarzania energii elektrycznej, doprowadzi do zmniejszenia emisji uwalnianych do atmosfery (np. emisje z odpadów komunalnych) i zapewni potencjalne korzyści oraz dodatkowe dochody do samorządu. Co więcej, wartość odpadów komunalnych rośnie na całym świecie z roku na rok. W zależności od kraju pochodzenia, organiczną część odpadów komunalnych stanowi około 20 do 80% [5].

Kolejną technologią bezpośredniego wykorzystania biomasy jest zgazowanie. Podczas tego procesu powstaje tzw. gaz generatorowy, którego głównymi składnikami palnymi są wodór, tlenek węgla oraz w małych ilościach metan. Pozostałe składniki to gazy inerte oraz zanieczyszczenia (pyły oraz smoły). Bardzo istotną sprawą jest dokładne oczyszczenie gazu ze smół, tak by nie następowało zanieczyszczenie układu dolotowego silnika oraz by nie powstawały nagary we wnętrzu komory spalania. Graniczna ilość smół w gazie ze zgazowania zasilającym silnik spalinowym nie powinna przekraczać wartości $50\text{--}100\text{ mg/Nm}^3$ [6].

Wspomniane technologie pozwalają na produkcję gazu palnego o różnym składzie oraz właściwościach. W zależności od parametrów gazu różne są możliwości jego efektywnego wykorzystania do zasilania tłokowych silników spalinowych. W niniejszej pracy przeprowadzono analizę wpływu rodzaju gazu oraz warunków procesu spalania (stosunek nadmiaru powietrza) na wybrane parametry obiegu OTTO. Ponadto zaprezentowano wyniki

badania silnika spalinowego ZI zasilanego ubogimi mieszankami gazu ziemnego z powietrzem.

2. Analiza teoretyczna spalania mieszanek ubogich

W silnikach gazowych o zapłonie iskrowym stosowana jest regulacja ilościowa składu mieszanki gazowo – powietrznej. Ten typ regulacji polega na dławieniu ilości powietrza doprowadzanego do silnika spalinowego w zależności od jego obciążenia. Adekwatnie do ilości powietrza do cylindra doprowadzany jest gaz w ilości zapewniającej pracę silnika z wymaganym stosunkiem nadmiaru powietrza (λ). Ze względu na wymierne korzyści energetyczne oraz ekologiczne, gazowe silniki spalinowe pracujące w układach CHP spalają z reguły mieszanki ubogie ($\lambda > 1$). Z jednej strony spalanie mieszanek ubogich prowadzi do wzrostu sprawności energetycznej silnika spalinowego oraz ograniczenia emisji substancji szkodliwych w tym głównie tlenków azotu. Z drugiej strony spalanie mieszanek ubogich (przy określonym paliwie) prowadzi do spadku średniego ciśnienia efektywnego, a tym samym mocy z jednostki objętości skokowej silnika. W tym kontekście istotne jest określenie jak kształtuje się wartość opałowa mieszanki gazowo - powietrznej ($e_{d,v}$) ponieważ od jej poziomu zależne będą osiągi energetyczne silnika spalinowego. Wielkość ta może zostać określona na podstawie następującego równania:

$$e_{d,v} = \frac{p_1}{(MR)T_1} \frac{LHV}{\left[\frac{1}{M_f} + \lambda n'_{a,min}(1 + X_{za}) \right]} \quad (1)$$

gdzie:

p_1, Pa ; T_1, K – parametry stanu w trakcie napełniania cylindra silnika spalinowego,

$LHV, J/kg$ – wartość opałowa paliwa,

$M_f, kg/kmol$ – masa molowa paliwa,

$n'_{a,min}, kmol_a/kmol_f$ – minimalne zapotrzebowanie powietrza do spalania jednostki paliwa,

λ – stosunek nadmiaru powietrza,

$X_{za}, kmolH_2O/kmol_a$ – molowy stopień zwilżenia powietrza do spalania.

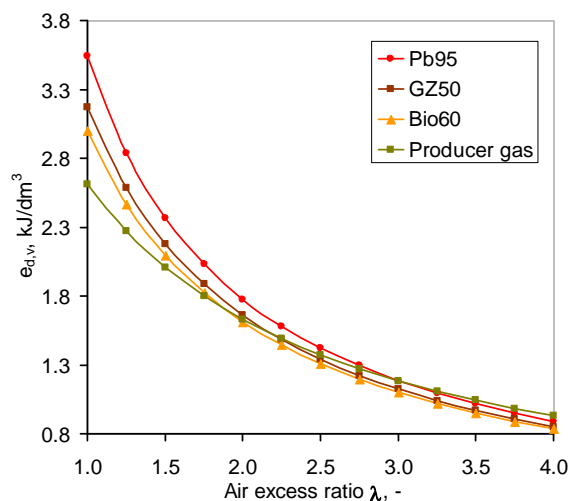
Jak wynika z równania (1) w zależności od rodzaju zastosowanego paliwa, wartość energii chemicznej mieszanki paliwowo – powietrznej ($e_{d,v}$) w różnym stopniu zależy będzie od wartości stosunku nadmiaru powietrza. Uzależnione jest to bezpośrednio z odmiennej wartości minimalnego zapotrzebowania powietrza do spalania dla różnych paliw. W tabelicy 1 przedstawiono właściwości wybranych paliw, które mogą służyć do zasilania silnika spalinowego ZI. Dla benzyny podano skład wagowy podczas gdy dla paliw gazowych podano udziały molowe. Wartość opałową benzyny oraz minimalne zapotrzebowanie powietrza do spalania podano również w odniesieniu do jednostki masy,

natomiast wartość opałowa benzyny odniesiona do jednostki objętości dotyczy gęstości w stanie ciekłym przy temp. 0°C. Parametry paliw gazowych określone są dla warunków normalnych. Wartość stosunku powietrza do paliwa (AFR) obliczona jest dla mieszanki stechiometrycznej.

Tablica 1

Fuel	Formula (Composition)	LHV MJ/Nm ³	AFR	n ^o amin kmol/kmol
Gasoline Pb95	c ≈ 84 %, h ≈ 14 %, o ≈ 1 %, n ≈ 0,5%, s ≈ 0,5%	32250 43 (MJ/kg)	14.4	59 0,5 (kmol/kg)
Biogas	CH ₄ ≈ 60 % CO ₂ ≈ 39 % other: CO, H ₂ , H ₂ S	21.5	6.1	5.71
Natural gas GZ 50	CH ₄ ≈ 98.5 %, CO ₂ ≈ 0.1 %, N ₂ ≈ 1 % other: C ₂ H ₆ , C ₃ H ₈ , C ₄ H ₁₀	35.3	16.9	9.4
Producer gas	CO ≈ 27 %, H ₂ ≈ 16 %, CO ₂ ≈ 7 %, CH ₄ ≈ 4 %, N ₂ ≈ 46 %	6.57	3.72	2.11

Na rysunku 1 zaprezentowano wpływ wartości stosunku nadmiaru powietrza na wartość opałową mieszanki paliwowo-powietrznej dla paliw, które zostały scharakteryzowane w tabeli 1.



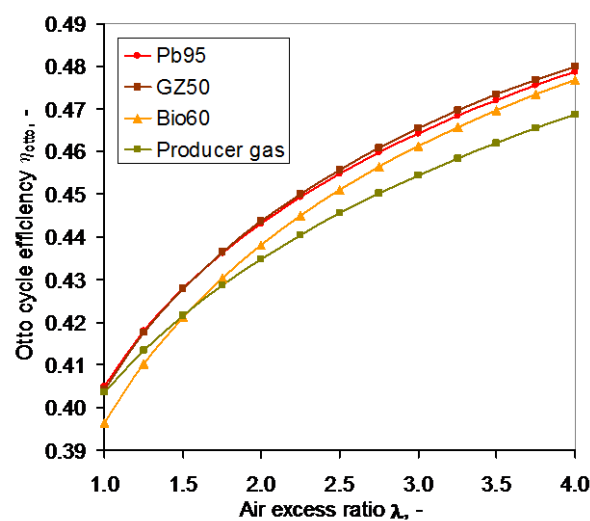
Rys. 1 Wartość opałowa mieszanki gazowo - powietrznej dla wybranych paliw
Fig. 1 Calorific value of air-gas mixture for chosen gaseous fuels

Wyniki obliczeń (rys. 1) wskazują, że największa różnica w wartości opałowej mieszanki (e_{d,v}) paliwowo – powietrznej określonej dla wybranych paliw występuje dla mieszanek stechiometrycznych. Im wyższa jest wartość stosunku nadmiaru powietrza tym niższa różnica w wartościach (e_{d,v}) określonej dla różnych paliw. Zjawisko to wydaje

się być korzystne w przypadku próby zamiany paliwa standardowego, jakim zasilany jest silnik pracujący w układzie CHP w zakresie mieszanek ubogich na paliwo alternatywne. Jeżeli np. silnik zaprojektowany jest na zasilanie gazem ziemnym przy stosunku nadmiaru powietrza wynoszącym 2, to zamiana paliwa na Biogaz lub gaz ze zgazowania biomasy nie powinna spowodować spadku mocy z jednostki objętości tego silnika oczywiście pod warunkiem utrzymania na stałym poziomie jego sprawności energetycznej.

Na rysunku 2 zaprezentowano wpływ stosunku nadmiaru powietrza na wartość sprawności teoretycznego obiegu OTTO. Obliczenia wykonano dla stopnia kompresji wynoszącego $\epsilon = 9.3$. W obliczeniach przyjęto, że podczas kompresji czynnik roboczy zachowuje się jak gaz doskonały, a wartość stosunku ciepł właściwych w tej części cyklu wynosi $\kappa=1.4$. Dzięki temu wyznaczono wartość temperatury w Punkcie obiegu, który odpowiada końcowi kompresji. Doprowadzanie ciepła odbywa się odbywa się przy założeniu, że czynnik roboczy zachowuje się jak gaz 1/2 doskonały. Ponadto przyjęto, że czynnikiem roboczym w trakcie doprowadzania ciepła jest mieszanina składników powstałych w wyniku całkowitego i zupełnego spalania analizowanego paliwa przy zakładanej wartości stosunku nadmiaru powietrza. W pierwszej kolejności określono temperaturę końcową etapu doprowadzania ciepła do obiegu. Następnie określono wartość stosunku ciepł właściwych względem zmiennej wartości stosunku nadmiaru powietrza oraz średniej temperatury podczas doprowadzania ciepła do obiegu.

W ten sposób uzyskano zależność jak zmienia się sprawność obiegu Otto względem stosunku nadmiaru powietrza.



Rys. 2 Wartość opałowa mieszanki gazowo - powietrznej dla wybranych paliw
Fig. 2 Otto cycle efficiency as a function of air excess ratio

Analizując wyniki obliczeń teoretycznych widoczny jest wyraźny wpływ stosunku nadmiaru powietrza na sprawność obiegu Otto. Wpływ rodzaju paliwa jest również zauważalny jednak w znacznie mniejszym stopniu.

Wartość stosunku nadmiaru powietrza wpływa na poziom maksymalnej temperatury w obiegu Otto. W przypadku rzeczywistego silnika wpływa on na wartość maksymalnej temperatury w cylindrze silnika. Wyższe wartości stosunku nadmiaru powietrza prowadzą do obniżenia maksymalnej temperatury cyklu. To z kolei prowadzi do spadku pojemności właściwej czynnika roboczego, a tym samym do zmniejszenia strat ciepła do otoczenia w obiegu rzeczywistym.

Jak wykazuje analiza teoretyczna spalanie mieszanek ubogich w silniku spalinowym ZI charakteryzuje się korzystnymi efektami energetycznymi dla wszystkich analizowanych paliw. Należy jednak pamiętać, że w rzeczywistym silniku występuje szereg zjawisk, które nie zostały objęte niemniejszą analizą teoretyczną, są to między innymi: wymiana ładunku, wymiana ciepła, przebieg procesu spalania paliwa, moment rozpoczęcia procesu spalania. W celu sprawdzenia zgodności co do przebiegu oraz wartości sprawności obiegu Otto oraz sprawności rzeczywistego silnika spalinowego przeprowadzono badania stanowiskowe silnika ZI zasilanego gazem ziemnym.

3. Badania silnika spalinowego ZI zasilanego gazem ziemnym

Badania laboratoryjne zostały przeprowadzane na stanowisku badawczym, którego widok oraz schemat połączeń wraz z ważniejszymi punktami pomiarowymi zaprezentowano na rysunku 3. Głównymi elementami stanowiska są:

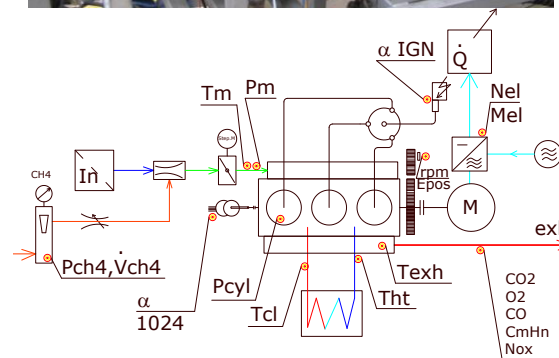
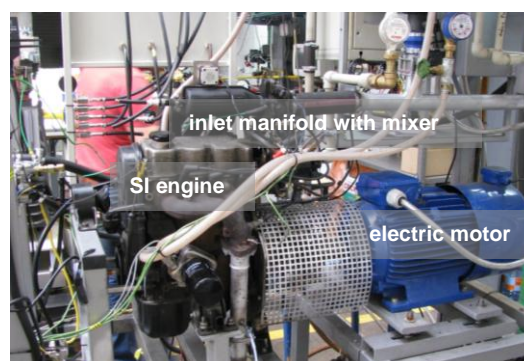
a) Silnik ZI o pojemności skokowej wynoszącej 796 cm^3 i stopniu kompresji równym 9,3. Silnik ten fabrycznie przystosowany jest do spalania benzyny Pb 95. W silniku tym zmodyfikowany został układ doprowadzenia paliwa oraz sterowania w celu zasilania go paliwami gazowymi. Nie ingerowano w system komory spalania silnika spalinowego.

b) Asynchroniczny silnik elektryczny z układem odbioru mocy. Układ ten pozwala na pracę w dwóch trybach, napędowej oraz prądnicowej. Zadaniem tego układu jest rozruch silnika spalinowego, a następnie jego obciążanie w wybranym punkcie pola pracy.

c) Rotametr wraz z manometrem oraz termoparą do pomiaru strumienia gazu zużywanego przez silnik spalinowy. Termopary w wybranych miejscach układu.

Podczas wykonywania badań w pierwszej kolejności włączony zostaje silnik elektryczny. Początkowo pracuje on w trybie napędowym przekazując moment obrotowy do silnika spalinowego. Następ-

nie ustala się wartość prędkości obrotowej dla której przeprowadzony zostanie eksperyment. Gdy silnik elektryczny pracuje z oczekiwaną prędkością obrotową do układu dolotowego silnika spalinowego doprowadzone zostaje paliwo. Od chwili wystąpienia procesu spalania w cylindrze silnika spalinowego, silnik elektryczny poprzez układ odbioru mocy przechodzi w tryb hamowania. W ten sposób przebiega proces obciążania silnika spalinowego. W układzie odbioru mocy znajduje się rezystor stanowiący odbiornik generowanej energii elektrycznej. Podczas pracy silnika spalinowego możliwe jest dokonywanie zmian w ustawieniach kąta wyprzedzenia zapłonu oraz składu mieszanki paliwowo – powietrznej. Każda zmiana wartości mocy przekazywanej z silnika spalinowego do silnika elektrycznego nie powoduje zmiany prędkości obrotowej silnika, której wartość jest kontrolowana na bieżąco poprzez układ sterowania.



Where:

T_m – air-gas mixture temperature, T_{cl} – engine coolant input temperature, T_{th} – engine coolant output temperature, T_{exh} – exhaust temperature, P_{ch4} – natural gas pressure, P_{cyl} – in cylinder pressure, N_{el} – electric power, exh – exhaust gas composition, $\alpha/1024ppr$ – encoder resolution, α/IGN – ignition advance angle control system.

Fig. 3 Experimental test rig

Rys. 3 Schemat stanowiska badawczego

Praca silnika spalinowego kontrolowana jest poprzez programowalny sterownik ECU (Electronic Control Unit). Oczekiwany skład mieszanki utrzymywany jest przy wykorzystaniu sygnału z szeroko-pasmowej sondy lambda, która może współpracować ze sterownikiem w trybie zamkniętej pętli (Closed Loop). Obciążenie silnika regulowane jest poprzez elektronicznie sterowaną przepustnicę oraz

zawór kontrolujący strumień zużywanego paliwa (gazu ziemnego).

W trakcie badań silnik spalinowy zasilany był gazem ziemnym GZ50 pochodzącym z sieci gazowniczej. Przeprowadzono trzy testy pomiarowe, mieszanka stechiometryczna oraz dwie mieszanki ubogie $\lambda=1.3$ oraz $\lambda=1.5$. Badania prowadzone były przy stałej wartości prędkości obrotowej wynoszącej $n_o = 1500$ obr/min oraz dla pełnego obciążenia silnika spalinowego (pełne otwarcie przepustnicy powietrza). Wielkościami regulacyjnymi były, kąt wyprzedzenia zapłonu oraz skład mieszanki gazowo – powietrznej.

Podczas badań dokonywano pomiaru szybkozmiennego ciśnienia w pierwszym cylindrze silnika spalinowego. Ponadto mierzono temperaturę oraz ciśnienie w wybranych punktach układu.

Założony plan eksperymentu przedstawia tablica 1.

4. Wyniki badań eksperymentalnych

Na postawie przeprowadzonych badań dokonano analizy parametrów wewnętrznych silnika spalinowego. Jak już wspomniano, podczas eksperymentu dokonywano zmiany kąta wyprzedzenia zapłonu oraz stosunku nadmiaru powietrza. Przedstawione w tej części wyniki będą się odnosiły do optymalnej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu określonego indywidualnie dla każdej z mieszanek. Na rysunku 4 zaprezentowano porównanie wyników sprawności otrzymanych dla badanego silnika spalinowego ZI zasilanego gazem ziemnym z wynikami obliczeń teoretycznych dla obiegu Otto.

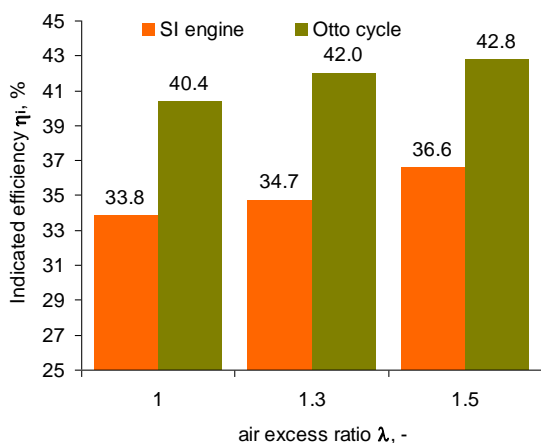


Fig. 4 Efficiency comparison of SI engine and Otto cycle
Rys. 4 Porównanie sprawności wewnętrznej silnika ZI oraz obiegu Otto

Widoczna jest dobra zgodność jakościowa pomiędzy wartościami sprawności określonej dla teoretycznego obiegu Otto oraz wartościami uzyskanymi na podstawie badań silnika ZI. Stosunkowo wysoka niezgodność ilościowa wyników jest spowodowana uproszczeniami stosowanymi przy analizie obiegu teoretycznego Otto.

Kolejnym parametrem, którego wartość będzie zależęć od stosunku nadmiaru powietrza jest tzw. średnie ciśnienie indykowane IMEP (jednostkowa praca wewnętrzna). Na rysunku 5 zaprezentowano porównanie wyników jednostkowej pracy wewnętrznej dla rzeczywistego obiegu badanego silnika ZI oraz pracy Obiegu Otto odniesionej do jednostki objętości. W obu przypadkach wskaźnik IMEP określa tą samą wielkość fizyczną i został przeliczony na jednostki ciśnienia (bar).

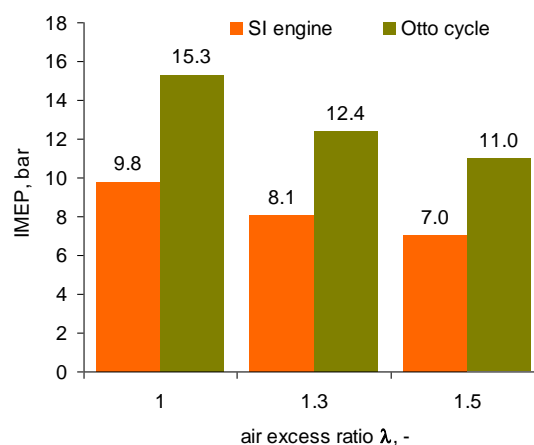


Fig. 5 IMEP comparison of SI engine and Otto cycle
Rys. 5 Porównanie wartości wskaźnika IMEP silnika ZI oraz obiegu Otto

Podobnie jak dla sprawności wewnętrznej obserwuje się dobrą zgodność jakościową pomiędzy wynikami obliczeń teoretycznych oraz wynikami uzyskanymi na podstawie badań. Spadek wartości IMEP w kierunku mieszanek ubogich związany jest bezpośrednio ze zmniejszającą się wartością opalową mieszanki gazowo powietrznej wraz ze zwiększaniem stosunku nadmiaru powietrza. Należy tutaj podkreślić, że zgodnie z wynikami zaprezentowanymi na rys. 1 w zakresie wartości stosunku nadmiaru powietrza od mieszanki stechiometrycznej do $\lambda \approx 1.5$ następuje intensywny spadek wartości opalowej mieszanki paliwowo - powietrznej.

Główną przyczyną poprawy sprawności wewnętrznej silnika spalinowego w kierunku mieszanek ubogich jest spadek strat ciepła z przestrzeni roboczej silnika do otoczenia. Jak już wspomniano wcześniej ma to związek z maksymalnymi wartościami średniej temperatury w cylindrze, co dalej wpływa na zmianę pojemności cieplnej właściwej czynnika roboczego.

Na rysunku 6 przedstawiono wpływ stosunku nadmiaru powietrza na wartość względnych strat ciepła do otoczenia podczas procesu spalania paliwa w cylindrze badanego silnika. Wartość strat ciepła została podana w procentach jako wielkość odniesiona do energii chemicznej paliwa, która została doprowadzona do cylindra w ramach pojedynczego cyklu pracy. Wielkość Q_{sc} zawiera również straty

niezupelnego spalania (energię chemiczną CO oraz THC), które stanowią jednak znikomą część całkowitej wartości Q_{sc} . Straty ciepła zostały określone pośrednio na podstawie funkcji wywiązywania się ciepła. Zastosowano jednostrefowy model wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika.

Przedstawione wyniki (rys. 6) pokazują iż występuje jednoznaczny spadek strat ciepła do otoczenia wraz ze wzrostem stosunku nadmiaru powietrza.

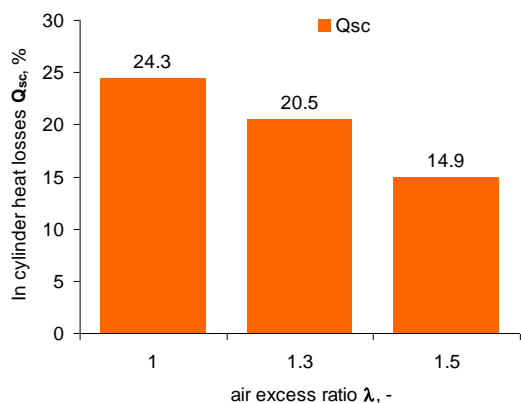


Fig. 6 The impact of air excess ratio on the heat losses
Rys. 6 Wpływ stosunku nadmiaru powietrza na straty ciepła do otoczenia

Wpływ stosunku nadmiaru powietrza na wartość maksymalnej średniej temperatury czynnika roboczego w cylindrze badanego silnika zaprezentowano na rysunku 7. Obliczenia wykonano stosując równie Clapeyrona, którego dokładność jest odpowiednia w odniesieniu do parametrów stanu jakie występują w silnikach spalinowych co potwierdzono w pracy [7]. Wartość indywidualnej stałej gazowej była korygowana poprzez uwzględnienie zmienności masy molowej czynnika roboczego w trakcie spalania. Widoczny jest wyraźny spadek temperatury czynnika wraz ze wzrostem stosunku nadmiaru powietrza.

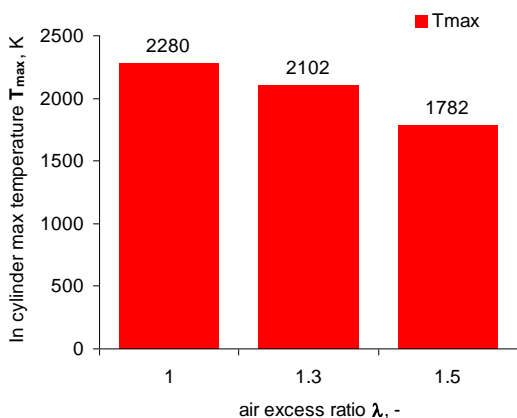


Fig. 7 The impact of air excess ratio on the in-cylinder max temperature
Rys. 7 Wpływ stosunku nadmiaru powietrza na wartość max temperatury w cylindrze

Istotnym parametrem wpływającym na stabilność pracy układu kogeneracyjnego jest równomierność pracy silnika spalinowego. Wielkość ta jest charakteryzowana na podstawie tzw. wskaźnika niepowtarzalności kolejnych cykli roboczych. Wskaźnik ten może być wyznaczony w oparciu o niepowtarzalność np. maksymalnej wartości ciśnienia w kolejnym cyklu lub na podstawie niepowtarzalności wartości średniego ciśnienia indykowanego. Na rysunku 8 pokazano wskaźnik bazujący na wartościach średniego ciśnienia indykowanego COV_{IMEP} .

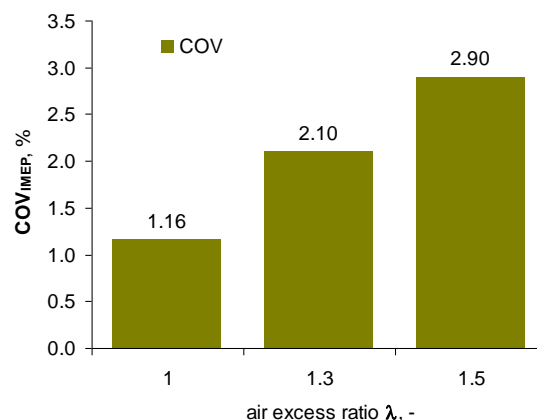


Fig. 8 The impact of air excess ratio on the COV_{IMEP}
Rys. 8 Wpływ stosunku nadmiaru powietrza na wartość COV_{IMEP}

Na powyższym rysunku widać wyraźny wpływ stosunku nadmiaru powietrza na nierównomierność pracy silnika spalinowego (COV_{IMEP}). Wartości tego wskaźnika rosną ze wzrostem stosunku nadmiaru powietrza. Można zatem wnioskować, że proces spalania mieszanek ubogich jest mniej stabilny w odniesieniu do mieszanki stechiometrycznej.

5. Wnioski

Dokładna analiza procesów zachodzących w silniku spalinowym jest bardzo złożona. Badanie tego typu procesów jest o wiele droższe aniżeli ich analiza energetyczna. Obieg Otto jest prostym narzędziem mogącym służyć do uproszczonej analizy, pozwalając uzyskać dobrą zgodność jakościową rozpatrywanych wielkości.

Jak wykazała analiza, największa różnica w wartościach energii chemicznej mieszanki palnej dla analizowanych paliw występuje w zakresie mieszanek stechiometrycznych. W tym miejscu różnica $\Delta e_{d,v}$ pomiędzy gazem ziemnym, a przykładowym gazem ze zgazowania biomasy wynosi ok. 35%, podczas gdy w zakresie mieszanek ubogich różnica ta jest znacznie niższa i dąży do wartości „0”.

Wykazano wzrost sprawności wewnętrznej silnika spalinowego wraz ze wzrostem stosunku nadmiaru

powietrza. Główną przyczyną poprawy sprawności wewnętrznej silnika spalinowego w kierunku mieszanek ubogich jest spadek strat ciepła z przestrzeni roboczej silnika do otoczenia. Jak już wspomniano wcześniej ma to związek z maksymalnymi wartościami średniej temperatury w cylindrze, co dalej wpływa na zmianę pojemności cieplnej właściwej czynnika roboczego.

Zaobserwowano wyraźny wpływ stosunku nadmiaru powietrza na nierównomierność pracy silnika bazującego na średnim ciśnieniu indykowym (COV_{IMEP}). Wartości tego wskaźnika rosną ze wzrostem stosunku nadmiaru powietrza. Uzyskane wyniki kształtują się na dopuszczalnym poziomie i osiągają wartość poniżej 5%.

Badania eksperymentalne wykazują, że prawidłowe prowadzenie procesu spalania mieszanek

ubogich wymaga stosowania wyższe wartości kąta wyprzedzenia zapłonu. Optymalny kąt wyprzedzenia zapłonu podczas zasilania badanego silnika gazem ziemnym wynosi odpowiednio $\lambda=1$, $\alpha_z = 23$, $\lambda=1.3$, $\alpha_z = 32$, $\lambda=1.5$, $\alpha_z = 41$. wartości kąta α_z podano w stopniach przed TDC.

Podziękowanie

Praca badawcza została sfinansowana z środków na badania statutowe Wydziału Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

COV_{IMEP} ,	coefficient of variation/ <i>wskaźnik nierównomierności pracy silnika spalinowego</i>
TDC	Top dead centre/ <i>górne zwrotne położenie</i>
IMEP, bar	Internal Mean Effective Pressure/ <i>średnie ciśnienie indykowane (jednostkowa praca wewnętrzna cyklu)</i>
T_{max} , K	In cylinder maximum average temperature/ <i>maksymalna wartość średniej temperatury w cylindrze silnika</i>
Q_{sc} , %	relative heat losses during combustion process/ <i>względna wartość strat ciepła podczas spalania</i>
λ	air excess ratio/ <i>stosunek nadmiaru powietrza</i>

α_z	advance angle/ <i>kąt wyprzedzenia zapłonu</i>
e_{dv} , kJ/dm ³	calorific vale of air-fuel mixture / <i>wartość opałowa mieszanki palnej</i>
η_{Otto} , %	Otto cycle efficiency/ <i>sprawność obiegu Otto</i>
η_i , %	indicated efficiency/ <i>sprawność wewnętrzna silnika spalinowego</i>

Bibliography/Literatura

- [1] Berggren M., Ljunggren E., Johnsson F., Biomass co-firing potentials for electricity generation in Poland-Matching supply and co-firing opportunities, Biomass and Bioenergy 32 (2008) , 865 – 879.
- [2] Igliński B., Iglińska A., Kujawski W., Buczkowski R., Cichosz M., Bioenergy in Poland, Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (2011) 2999– 3007
- [3] Leszczynski, S.; Brzychczyk, P.; Sekula, R., Review of biomass as a source of energy for Poland, Energy Sources, v 19, n 8, 845-50, Oct. 1997; ISSN: 0090-8312.
- [4] Bade Shrestha S.O., Narayanan G., Landfill gas with hydrogen addition – A fuel for SI engines, Fuel 87 (2008) 3616-3626
- [5] Adhikari B.K., Barrington S.F., Martinez J. , Predicted growth of world urban food waste and methane production , Waste Management & Research 24 (2006): 421-433
- [6] Ising M., Gil J., Unger Ch. Gasification of biomass in a circulating fluidized bed with special respect to tar reduction, 1st World Conference and Exhibition on Biomass for Energy and Industry, 5 - 9 June 2000; Sevilla, Spain
- [7] G. Przybyła, S. Postrzednik, Celowość stosowania algorytmów gazu rzeczywistego w analizie parametrów obiegu silnika spalinowego, Journal of Kones 2007.

Mr Przybyła Grzegorz, PhD., DEng. – Assistant Professor in the Institute of Thermal Technology at Silesian University of Technology.

Dr inż. Grzegorz Przybyła – adiunkt w Instytucie techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej w Gliwicach



Mr Postrzednik Stefan, DSc., DEng. – Professor in the Institute of Thermal Technology at Silesian University of Technology.

Dr hab. inż. Stefan Postrzednik – profesor w Instytucie techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej w Gliwicach



Mr Zmudka Zbigniew, DSc., DEng. –
Assistant Professor in the Institute of
Thermal Technology at Silesian University
of Technology.

*Dr hab. inż. Zbigniew Żmudka – adiunkt w
Instytucie techniki Ciepłej Politechniki
Śląskiej w Gliwicach*

