

CHARAKTERYSTYKI PRACY SILNIKA HCCI ZASILANEGO BIOGAZEM

Krzysztof Motyl, Aleksander Lisowski

Katedra Maszyn Rolniczych i Leśnych, Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie

Streszczenie. Na podstawie transformacji wykresów indykatorowych wyznaczono przebiegi zmian temperatury w komorze spalania, prędkości i skumulowanej ilości wydzielanego ciepła oraz sprawności spalania. Porównano ilość wydzielonego ciepła z ilością ciepła dostarczonego oraz przedstawiono wyniki pomiarów emisji toksycznego składnika spalin - NO_x . Poziom tej emisji w silnikach HCCI jest znacznie niższy niż w silnikach konwencjonalnych zarówno o zapłonie iskrowym, jak i samoczynnym.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, HCCI, zapłon samoczynny, wykres indykatorowy

Wprowadzenie

W silnikach realizujących spalanie mieszanek jednorodnych emisja NO_x utrzymuje się na bardzo niskim poziomie a mechanizm spalania jest znacznie prostszy niż w silnikach konwencjonalnych o zapłonie iskrowym lub samoczynnym. Koncepcja ta ma dodatkową zaletę, gdyż pozwala na zasilanie silnika bardzo szeroką gamą różnorodnych paliw ciekłych i gazowych. Istnieją możliwości zasilania takich silników paliwami powstającymi w wyniku fermentacji biomasy (biogazami, gazami wysypiskowymi), a także pochodzącymi z odpadów rolniczych, zwierzęcych, oczyszczalni ścieków i odpadów przemysłu spożywczego. Można je zasilać również gazem koksowym, świetlnym, alkoholem czy też czystym wodorem. Ponieważ tymi paliwami na ogół zasila się silniki stacjonarne, dlatego też zastosowanie koncepcji HCCI pozwoli na łatwe i możliwie najbardziej ekonomiczne ich wykorzystanie. Biorąc pod uwagę wyżej wymienione czynniki podjęto próbę zbadania silnika pracującego według koncepcji HCCI zasilanego biopaliwem, wykorzystując w tym celu silnik eksperymentalny.

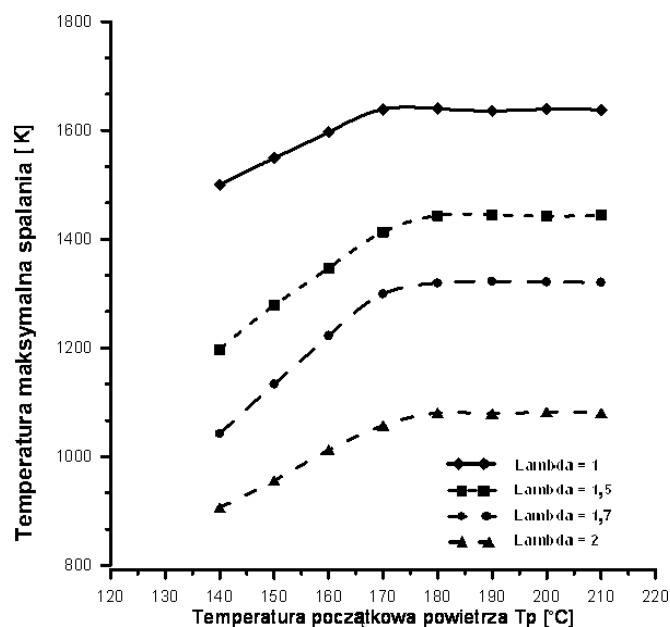
Uzyskane w dotychczasowych badaniach eksperymentalnych [Motyl, Rychter 2004] wykresy indykatorowe zostały wykorzystane do określenia ciśnienia maksymalnego, prędkości narastania ciśnienia i opóźnienia samozapłonu w funkcji temperatury początkowej powietrza zasilającego silnik i składu mieszanki paliwowo-powietrznej.

Celem niniejszej pracy jest transformacja wykresów indykatorowych do określenia i analizy przebiegu temperatury w komorze spalania, wydzielania ciepła podczas spalania, bilansu ilości ciepła dostarczonego i wydzielonego oraz do wyznaczenia sprawności ogólnej silnika. Ponadto przedstawiono wyniki badań toksyczności spalin, zwłaszcza niebezpiecznego składnika, jakim jest związek NO_x .

Wyniki badań i ich analiza

Przekształcenia wykresów indykatorowych wykorzystano do określenia zmiany temperatury w komorze spalania, prędkość i ilość wydzielanego ciepła oraz zmiany sprawności spalania. Wartości temperatury maksymalnej spalania w poszczególnych punktach pracy silnika określano przy zastosowaniu równania stanu gazu uwzględniając kinetykę chemiczną utleniania metanu.

Wartość temperatury maksymalnej zwiększała się do pewnego, charakterystycznego poziomu dla danego składu mieszanki, wyrażonego wartością współczynnika nadmiaru powietrza, a następnie utrzymywała się na stałym poziomie (rys. 1).



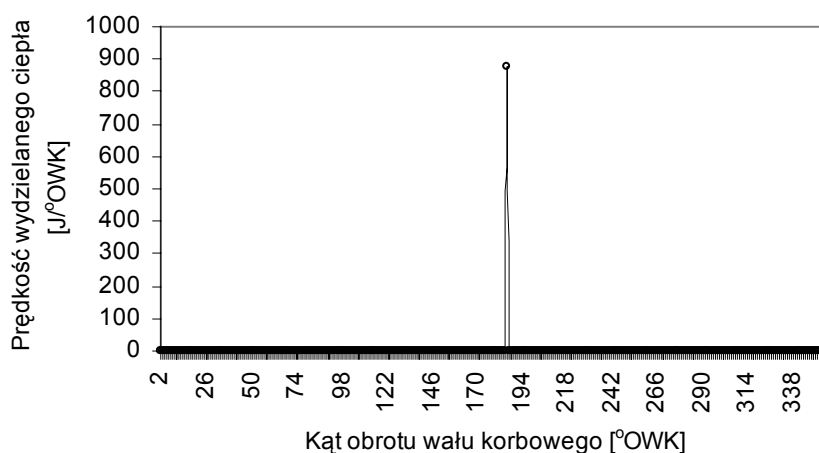
Źródło: wyniki badań autorów

Rys. 1. Porównanie zależności maksymalnych wartości temperatur spalania od temperatury początkowej ładunku dla różnych λ

Fig. 1. Comparison of relation between maximum values of combustion temperatures and initial load temperature for various λ values

Przy tej samej wartości temperatury początkowej ładunku zaobserwowano duże różnice temperatury maksymalnej spalania dla różnych wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ , ale nie były one wprost proporcjonalne. Dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda=1$ maksymalne wartości temperatury spalania były w pobliżu wartości 1600K, natomiast dla $\lambda=2$ oscylowały wokół wartości 1070K. Ponadto im wyższa była wartość współczynnika λ , tym przy wyższej wartości temperatury początkowej powietrza następowało wyrównanie się temperatury maksymalnej ładunku.

Wykorzystując wykresy zmian wartości temperatury w komorze spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego oraz zależności zmiany ciepła właściwego mieszaniny i spalin w komorze spalania w funkcji temperatury określono prędkość i ilość wydzielanego ciepła w funkcji kąta OWK. Na rysunku 2 przedstawiono przykładowy wykres przebiegu wydzielania ciepła określony dla $\lambda=1$ i temperatury początkowej 140°C . Widać tu bardzo szybki przebieg prędkości wydzielania ciepła, co jest charakterystyczne dla silników, w których spalanie zachodzi według koncepcji HCCI. Całkowity czas spalania trwał bardzo krótko, a wyrażony kątem obrotu wału korbowego wynosił $1,56^{\circ}\text{OWK}$, podczas gdy w porównywalnych warunkach w silniku klasycznym wynosi około 40°OWK .

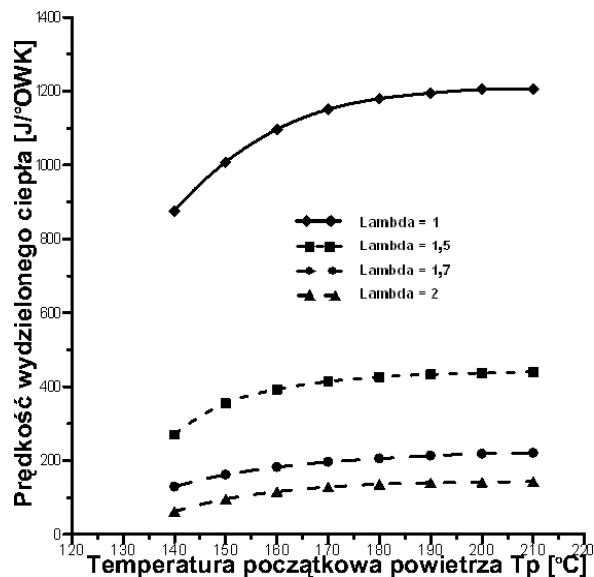


Źródło: wyniki badań autorów

Rys. 2. Przebieg prędkości wydzielania ciepła w cyklu pracy silnika dla $\lambda=1$ i $T_p=140^{\circ}\text{C}$

Fig. 2. Trajectory of heat release rate in engine work cycle for $\lambda=1$ and $T_p=140^{\circ}\text{C}$

Na rysunku 3 przedstawiono zbiorcze wykresy ilustrujące maksymalne prędkości wydzielania ciepła w funkcji temperatury początkowej powietrza zasilającego silnik dla różnych wartości współczynnika λ . Prędkość wydzielania ciepła malała wraz ze zwiększeniem się wartości współczynnika nadmiaru powietrza i zmniejszeniem temperatury początkowej powietrza zasilającego silnik. Istnieje bardzo duża różnica prędkości wydzielania ciepła, przy tej samej temperaturze początkowej ładunku dla różnych wartości współczynnika λ , zwłaszcza w odniesieniu do $\lambda=1$. Prędkości wydzielania ciepła podczas pracy silnika przy mieszaninie o najwyższej wartości współczynnika $\lambda=2$ była 8,5-krotnie mniejsze niż przy mieszaninie o najniższej wartości współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda=1$, a dla wartości $\lambda=1$ i $\lambda=1,5$ stosunek ten wynosił około 2,6. Różnice w prędkości wydzielania ciepła są spowodowane odmienną kinetyką przebiegu procesów chemicznych w ładunku palnym oraz zmianą odległości między cząsteczkami paliwa w reagującej mieszaninie.

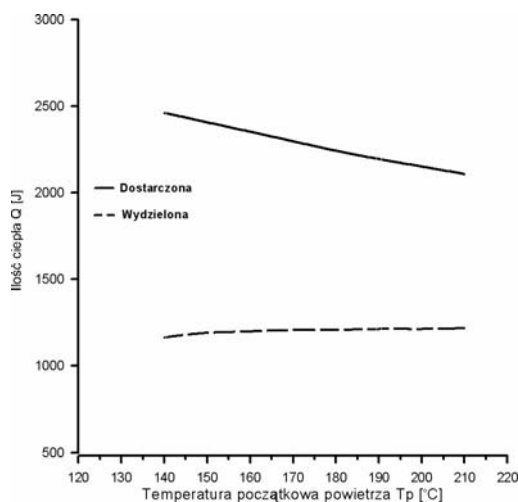


Źródło: wyniki badań autorów

Rys. 3. Porównanie przebiegów maksymalnej prędkości wydzielenia ciepła w cyklu pracy silnika w funkcji temperatury początkowej dla różnych λ
 Fig. 3. Comparison of trajectories of maximum heat release rate in engine work cycle in function of initial temperature for various λ values

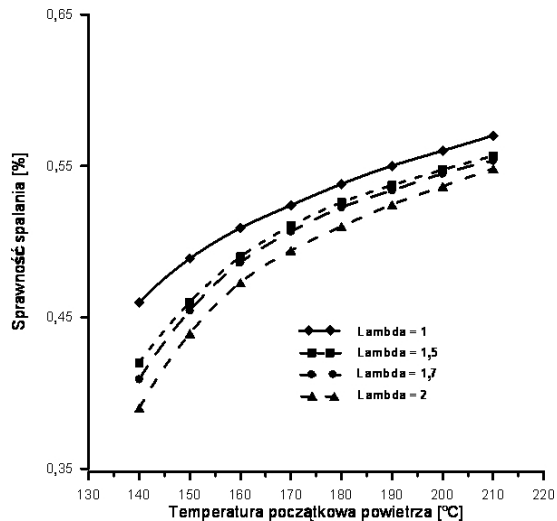
Na podstawie przykładowego (rys. 4) przebiegu ilości wydzielenego ciepła i ilości ciepła dostarczonego w funkcji temperatury początkowej powietrza zasilającego silnik dla mieszaniny o współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda=1,5$ można stwierdzić, że mimo zmniejszania się ilości dostarczanego ciepła w miarę wzrostu temperatury początkowej powietrza, ilość wydzielanego ciepła nie tylko nie ulegała zmniejszeniu ale odwrotnie - wzrosła, a więc sprawność spalania zwiększała się, co należy wiązać ze zwiększeniem energii ładunku wraz ze wzrostem temperatury początkowej i lepszym spalaniem paliwa.

Wraz ze wzrostem temperatury początkowej zwiększała się sprawność spalania i malały różnice w sprawności spalania przy różnych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza (rys. 5). W miarę wzrostu temperatury początkowej powietrza malała ilość powietrza w komorze spalania (wagowo), a więc dla zachowania określonej wartości współczynnika nadmiaru powietrza konieczne było zmniejszenie ilości gazu w mieszaninie. Zmniejszenie ilości gazu miało wpływ na wartość ciśnienia maksymalnego spalania, a jednoczesny wzrost sprawności spalania powodował, że wartość ciśnienia maksymalnego utrzymywała się na stałym poziomie.



Źródło: wyniki badań autorów

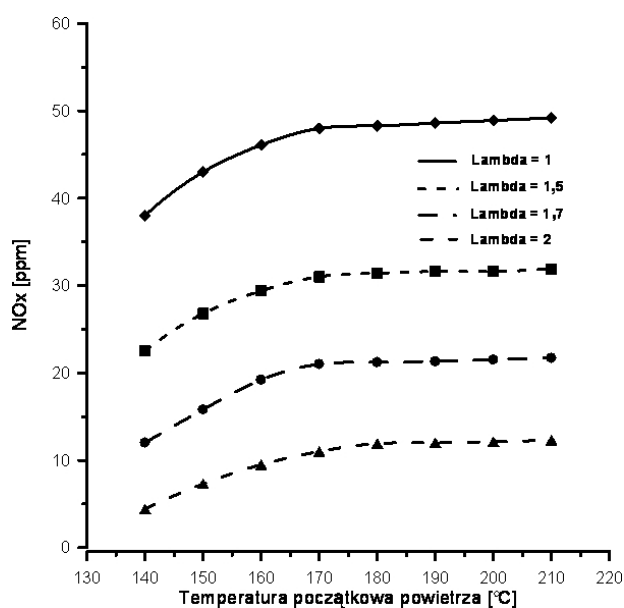
Rys. 4. Porównanie zależności ilości ciepła dostarczonego i w funkcji temperatury początkowej powietrza dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda=1,5$
 Fig. 4. Comparison of relation between supplied heat volume in function initial air temperature for excess air number $\lambda=1.5$



Źródło: wyniki badań autorów

Rys. 5. Sprawność wykorzystania ciepła w funkcji temperatury powietrza zasilającego silnik dla różnych wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ
 Fig. 5. Heat utilization efficiency in function of temperature of air supplied to the engine for various values of the excess air number λ

Na rysunku 6 przedstawiono przebieg emisji tlenków azotu, które należą do składników najtrudniejszych do neutralizacji, i na których emisje spalania HCCI ma wpływ największy. Uzyskano bardzo niskie wartości emisji NO_x , niespotykane w trakcie pracy konwencjonalnych silników o zapłonie samoczynnym i iskrowym. Charakter zmiany emisji w funkcji temperatury początkowej powietrza zasilającego silnik oraz współczynnika nadmiaru powietrza wskazują, że temperatura ładunku miała najistotniejszy wpływ na tworzenie NO_x .



Źródło: wyniki badań autorów

Rys. 6. Przebieg emisji NO_x w funkcji temperatury początkowej powietrza, w odniesieniu do różnych wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ

Fig. 6. NO_x emission trajectory in function of initial air temperature, with reference to various values of the excess air number λ

Podsumowanie

Analiza przekształconych wykresów indykatorowych uzyskanych w wyniku badań silnikowych umożliwiła ocenę przebiegów temperatury w komorze spalania silnika oraz procesu wydzielania ciepła i sprawności silnika zasilanego gazem ziemnym o zawartości 95% metanu, w którym realizowano koncepcję HCCI.

Stwierdzono bardzo szybkie wydzielanie się ciepła, gdyż proces ten trwał od $0,92^\circ \text{OWK}$, w przypadku mieszaniny o najbogatszym składzie $\lambda=1$ i najwyższej tempera-

turze początkowej powietrza $T_p=210^\circ\text{C}$ do 4° OWK, w przypadku mieszaniny o najuboższym składzie ($\lambda=2$) i najniższej temperaturze początkowej powietrza $T_p=140^\circ\text{C}$. Proces spalania był bardzo szybki, co jest cechą charakterystyczną spalania objętościowego. Ilość wydzielonego ciepła zależała od składu mieszaniny i od temperatury początkowej powietrza dolotowego i zwiększała się wraz ze zwiększaniem się temperatury i zmniejszaniem się współczynnika nadmiaru powietrza. Charakterystyczną cechą tego procesu jest to, iż zwiększanie się tego ciepła następuje tylko do pewnej wartości temperatury początkowej powietrza zasilającego silnik a następnie ulega stabilizacji i dalszy wzrost temperatury nie powoduje już zwiększenia prędkości wydzielania ciepła. Wraz ze zwiększaniem się temperatury początkowej powietrza zwiększała się sprawność spalania i zmniejszała się różnica między wartościami sprawności przy różnych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza λ . Osiągnięty zakres sprawności spalania od 40% do 55% należy uznać za bardzo wysoki, świadczący o dużych korzyściach ekonomicznych (zużycie paliwa), jakie mogą być uzyskane podczas pracy silnika HCCI.

Wartości toksyczności spalin w zakresie emisji NO_x były bardzo małe i przy największym współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda=2$ i największej temperaturze powietrza nie przekraczały 10 ppm, a przy najniższej temperaturze (140°C) wartość tej emisji wynosiła około 4 ppm. Przy niskiej wartości współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda=1$ i wysokich wartościach temperatury początkowej powietrza $T_p=210^\circ\text{C}$ emisja była znacznie mniejsza (około 48 ppm), niż w przypadku konwencjonalnych silników o zapłonie iskrowym i zapłonie samoczynnym. Spowodowane jest to bardzo krótkim czasem trwania procesu spalania a w przypadku spalania o charakterze objętościowym bez propagacji płomienia czas odgrywa decydującą rolę w tworzeniu się NO_x .

Bibliografia

- Motyl K., Klimkiewicz D., Rychter T.J. 2004. Preliminary Investigation of the Combustion System in a Rapid Compression Machine. Journal of KONES, Internal Combustion Engines. Vol. 11. Part II. No 3-4. s. 83-89.

PERFORMANCE CHARACTERISTICS FOR BIOGAS-OPERATED HCCI ENGINE

Abstract. Transformation of indicator diagrams provided grounds to determine trajectories of temperature changes in combustion chamber, speed and cumulated volume of released heat, and combustion efficiency. The researchers compared released heat volume with supplied heat volume, and presented measurement results for emissions of NO_x - toxic exhaust gas component. This emission level for HCCI engines is much lower than for conventional engines, both spark ignition and spontaneous ignition.

Key words: combustion engine, HCCI, spontaneous ignition, indicator diagram

Adres do korespondencji:

Aleksander Lisowski; e-mail: aleksander_lisowski@sggw.pl
Katedra Maszyn Rolniczych i Leśnych
Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie
ul. Nowoursynowska 164
02-787 Warszawa