WPŁYW TEMPERATURY POCZĄTKOWEJ I SKŁADU MIESZANINY PALNEJ NA PRACĘ SILNIKA HCCI ZASILANEGO BIOGAZEM

Krzysztof Motyl, Aleksander Lisowski

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

Streszczenie. W pracy przedstawiono wyniki badań wpływu temperatury początkowej i składu mieszaniny palnej na pracę silnika działającego według koncepcji HCCI. Stwierdzono, że istnieje określona wartość temperatury początkowej mieszaniny (około 200°C), po osiągnięciu której dalszy jej wzrost nie powoduje wyraźnego zwiększania ciśnienia maksymalnego spalania, prędkości narastania ciśnienia i opóźnienia samozapłonu. Wartość tej temperatury zależy nieznacznie od składu mieszaniny palnej.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, HCCI, zapłon samoczynny, biogaz, paliwo alternatywne

Wprowadzenie

Pierwsze próby badawcze z silnikami HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) rozpoczęły się pod koniec lat 60. XX wieku i były związane z próbą wyjaśnienia przyczyn spalania stukowego, występującego w silnikach o zapłonie iskrowym zasilanych paliwami o niskiej liczbie oktanowej. Systematycznie prowadzone badania doprowadziły do wniosku, że równomierną pracę silnika na ładunku jednorodnym, o zapłonie samoczynnym, można uzyskać w przypadku dużego rozcieńczenia ładunku, tzn. przy bardzo wysokiej wartości współczynnika nadmiaru powietrza. Pierwszą koncepcją HCCI był system nazwany ATAC (spalanie w aktywnej termicznie atmosferze), opracowany przez zespół Onish'iego [1979]. System ten stosowany był w dwusuwowych silnikach firmy Honda oraz systemie MK (Modulated Kinetics Combustion) wykorzystywanym również w silnikach dwusuwowych firmy Nissan. Njat i Foster [1983] wykazali, że możliwe jest zrealizowanie spalania HCCI także w silnikach czterosuwowych. Wadą silników pracujących według koncepcji HCCI jest stosunkowo niska moc nominalna. W tym zakresie ciekawa koncepcje odnośnie uzyskiwania wyższych mocy silnika przedstawił Thring [1989]. Zastosował on silnik pracujący w technologii HCCI w zakresie niskich obciążeń, natomiast przy obciążeniach wyższych - konwencjonalny silnik o zapłonie iskrowym. Po raz pierwszy koncepcję HCCI w silniku produkowanym seryjnie zastosował Stockinger'a [1992] w silniku VW o pojemności 1,6 cm³. Główne kierunki prac badawczych dotyczących silnika HCCI to przede wszystkim: doskonalenie pracy silników przy zasilaniu różnorodnymi paliwami, sterowanie procesami zasilania i spalania oraz komputerowe modelowanie procesu spalania w komorze spalania.

Obserwując coraz większe zainteresowanie na świecie silnikami pracującymi w technologii HCCI podjęto próbę jej opracowania i zastosowania w Polsce. Dlatego celem pracy było wyjaśnienie wpływu temperatury początkowej powietrza na wlocie do silnika oraz składu mieszanki paliwowej na pracę silnika pracującego według koncepcji HCCI.

Stanowisko i obiekt badań

Dla tak postawionego celu badań zmodernizowano silnik badawczy i stanowisko badawcze, które schematycznie przedstawiono na rysunku 1.



Źródło: schemat autorów

- Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego silnika HCCI: 1 silnik badawczy, 2 butla z metanem, 3 - zbiornik cieczy chłodzącej i grzejnej, 4 - wtryskiwacz metanu, 5 - czujnik pomiarowy ciśnienia w komorze spalania, 6 - układ sterowania wtryskiem gazu, 7 - system pomiaru toksyczności spalin, 8 - zbiornik powietrza zasilającego silnik, 9 - układ sterowania i akwizycji wyników pomiarów, 10 - układ pomiaru natężenia przepływu, 11 - układ sterowania przepływem i grzaniem cieczy chłodzącej silnik, 12 - układ grzania powietrza o mocy 30 kW, 13 - układ pomiaru położenia wału korbowego
- Fig. 1. Diagram of a test stand for the HCCI engine: 1 test engine, 2 cylinder with methane, 3 tank for cooling and heating liquid, 4 methane injector, 5 combustion chamber pressure pick-up, 6 gas injection control system, 7 exhaust gas toxicity measuring system, 8 tank for air supplied to the engine, 9 control and acquisition system for measurement results, 10 flow rate measuring system, 11 control system for engine coolant flow and heating, 12 air heating system, power output 30 kW, 13 crankshaft position measuring system

Silnik badawczy był napędzany silnikiem elektrycznym ze stałą prędkością obrotową 800 obr·min⁻¹ przez przekładnię pasową. Ilość dostarczanego do cylindra gazu była regulowana czasem otwarcia wtryskiwacza. Utrzymanie parametrów czasu wtrysku i początku wtrysku zapewniał specjalny układ sterujący. Pomiar ilości dostarczanego gazu przeprowadzano specjalnie wyskalowaną kryzą. Parametry silnika badawczego przedstawiono w tabeli 1.

Na szczególną uwagę zasługuje układ zasilania silnika powietrzem, w którym wmontowano elektryczny wymiennik ciepła pozwalający na nagrzanie w ciągu jednej minuty powietrza zasilającego silnik do temperatury 250°C. Tak szybki wzrost temperatury zapewniały grzałki elektryczne o mocy 30 kW. Temperaturę powietrza utrzymywano z dokładnością ±0,1°C za pomocą elektronicznego regulatora typu R202K współpracującego z termoparami typu K. Natężenie przepływającego powietrza było mierzone przepływomierzem turbinowym typu AMX 403. Zasilanie powietrzem odbywało się z sieci sprężonego powietrza, przy czym ciśnienie na wlocie było dobierane w taki sposób, aby ciśnienie końca sprężania silnika w temperaturze 30°C wynosiło 3 MPa, a współczynnik napełnienia cylindra wahał się w granicach 0,92-0,95. W przypadku pracy silnika jako jednostki wolnossącej współczynnik napełnienia wynosił 0,3. Układ zasilania silnika gazem ziemnym o ciśnieniu 150 MPa składał się z butli ciśnieniowej o pojemności 20 dm³, reduktora ciśnienia, zaworu odcinającego oraz wtryskiwacza gazu firmy Servojet Inc. Ciśnienie wtrysku gazu wynosiło 2 MPa a jego ilość określano na podstawie spadku ciśnienia na kryzie pomiarowej, dostosowując do tego czas wtrysku.

Średnica cylindra [mm]	102
Skok tłoka [mm]	120
Pojemność skokowa [cm ³]	980
Objętość komory spalania [cm ³]	75
Stopień sprężania	14,1:1
Długość korbowodu [mm]	217

Tabela I.	Dane silnika badawczego
Table 1.	Experimental engine data

..

Źródło: obliczenia własne autorów

Badania przeprowadzono przy różnych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza λ : 1,0; 1,5; 1,7; 2,0. Ciśnienie spalania mierzono czujnikiem piezoelektrycznym typu 6053A firmy Kistler. Sygnał z czujnika wzmacniano przy wykorzystaniu wzmacniacza typu 5011A, a położenie wału korbowego rejestrowano czujnikiem PFI 60 zamocowanym do wału rozrządu. Do akwizycji wyników badań zastosowano systemem Indiskope 427 firmy AVL. Pomiary toksyczności spalin w zakresie CO, HC, NO, O₂ i CO₂ wykonano analizatorem Arcon – Oliver, typ K – 4500, a w zakresie NO_x – analizatorem firmy Beckman typ 951A, co pozwoliło na porównanie wyników badań dwoma różnymi metodami.

Wyniki badań i ich analiza

Wyniki badań pozwoliły na określenie wpływu temperatury początkowej i składu mieszanki na ciśnienie maksymalne, prędkość narastania ciśnienia i opóźnienie samozapłonu. Wartości pomiarowe rejestrowano po ustaleniu temperatury początkowej powietrza na wlocie do silnika, temperatury cieczy chłodzącej tuleję cylindrową oraz prędkości obrotowej silnika.

Wykresy indykatorowe (rys. 2, 3) wskazują pewną prawidłowość. W miarę zwiększania temperatury początkowej powietrza dolotowego zmniejszało się opóźnienie samozapłonu a zwiększało ciśnienie maksymalne spalania i prędkość narastania ciśnienia, ale wartości bezwzględne ciśnienia przy współczynniku nadmiaru powietrza λ =1 były znacznie większe niż przy λ =2. Na wykresach, zwłaszcza dla λ =1, widać bardzo szybki wzrost ciśnienia po wystąpieniu samozapłonu, co wynika z bardzo krótkiego czasu spalania (spalanie objętościowe).





Przy niższej temperaturze mieszanki i bardziej ubogiej (λ =2), wzrost ciśnienia spalania był niewielki i znajdował się na granicy stabilnego spalania. Różnice w wartościach bezwzględnych ciśnienia maksymalnego spalania (P_{max}) dla λ =1 i λ =2 w funkcji temperatury początkowej ładunku paliwo – powietrze są bardzo duże (rys. 4).

W początkowym zakresie wzrostu temperatury powietrza ciśnienie maksymalne spalania zwiększało się proporcjonalnie, przy czym dynamika przyrostu była większa podczas pracy silnika przy mniejszych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza. Po przekroczeniu pewnego progu temperatury początkowej mieszaniny ciśnienie maksymalne spalania stabilizowało się na określonym poziomie, który był zależny jedynie od wartości λ . Im wcześniej, przed GMP następował samozapłon tym mniejsze obserwowano różnice w wartości ciśnienia maksymalnego spalania.

Przebiegi prędkości narastania ciśnienia spalania w funkcji temperatury początkowej powietrza zasilającego silnik, dla różnych wartości współczynnika nadmiaru powietrza zasilającego silnik (rys. 5) miały podobny charakter jak przebiegi ciśnienia maksymalnego spalania. Maksymalne wartości prędkości narastania ciśnienia uzyskano podczas pracy silnika przy λ =1 i wynosiły około 1,56 MPa·°OWK⁻¹.

Przy mieszankach paliwa o składzie $\lambda=1$ i $\lambda=2$ stwierdzono jednak znacznie większe różnice w odniesieniu do prędkości narastania ciśnienia niż w odniesieniu do ciśnienia maksymalnego. Stosunek wartości predkości narastania ciśnienia dla $\lambda=1$ i $\lambda=2$ wynosił 5, a stosunek wartości ciśnienia maksymalnego - 3,5. Przy współczynniku nadmiaru powietrza w zakresie od $\lambda=1$ do $\lambda=1,7$ i stałej temperaturze początkowej różnice w charakterystykach prędkości narastania ciśnienia były znacznie mniejsze, niż różnice dla odpowiednich przebiegów ciśnienia maksymalnego. Oznacza to, że współczynnik nadmiaru powietrza mieszanki ma większy wpływ na prędkość narastania ciśnienia niż na wartość ciśnienia maksymalnego.



- Rys. 4. Porównanie wartości ciśnienia maksymalnego P_{max} w funkcji temperatury początkowej powietrza dla różnych wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ
- Fig. 4. Comparison of maximum pressure Fig. 5. values P_{max} versus air intake initial temperature for different mixture composition coefficient λ

- Rys. 5. Porównanie przebiegów prędkości narastania ciśnienia spalania w funkcji temperatury początkowej powietrza dla różnych wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ
 - Effects of different initial air temperature and relative air/fuel ratio on maximum pressure growth rate after selfignition

Ważnym parametrem charakteryzującym pracę silnika jest opóźnienie samozapłonu, które w silnikach pracujących na mieszaninie jednorodnej jest wyznaczane od początku suwu sprężania, gdyż mieszanka ma na tylne wysoką temperaturę, że przebiegają w niej reakcje przedpłomienne. Ponadto nie ma innego charakterystycznego punktu pracy silnika, względem którego można byłoby określić wartość opóźnienia samozapłonu. Przykładowo, w silnikach o zapłonie iskrowym jest to moment pojawienia się iskry między elektrodami świecy zapłonowej a w silnikach wysokoprężnych początek wtrysku paliwa.

Uwzględniając zakres kąta obrotu wału korbowego z obszaru suwu sprężania można stwierdzić, że dla tej samej wartości temperatury początkowej powietrza wraz ze wzrostem wartości współczynnika nadmiaru powietrza mieszaniny zwiększało się opóźnienie samozapłonu (rys. 6).

Opóźnienie samozapłonu zmniejszało się w funkcji temperatury początkowej powietrza na wlocie do silnika, przy czym dynamika spadku była zmienna i powyżej temperatury 200°C opóźnienie samozapłonu stabilizowało się. Z poprzednich charakterystyk wynika, że powyżej tej temperatury nie zwiększało się również ani ciśnienie maksymalne spalania, ani prędkości narastania ciśnienia po samozapłonie. Jest to wniosek mający istotne znaczenie praktyczne, gdyż wskazuje, że zwiększanie temperatury początkowej ładunku powyżej 200° C jest nie celowe, gdyż nie powoduje istotnych zmian w parametrach pracy silnika.



Źródło: wyniki badań autorów

Rys. 6. Porównanie zależności opóźnienia samozapłonu od temperatury początkowej powietrza dla różnych λ

Fig. 6. Comparison of relation between self-ignition delay and initial air temperature for various λ

Podsumowanie

Przeprowadzone badania eksperymentalne na silniku spalinowym przystosowanym do pracy według koncepcji spalania HCCI wykazały, że możliwa jest praca silnika HCCI przy zasilaniu biogazem o zawartości 95% metanu. Uzyskano również bardzo cenne wyniki poznawcze dotyczące wpływu temperatury początkowej powietrza zasilającego silnik

Wpływ temperatury początkowej...

i składu mieszanki na spalanie w silnikach HCCI. Stwierdzono, że temperatura początkowa i skład mieszanki mają istotny wpływ na: ciśnienie maksymalne spalania, prędkość narastania ciśnienia po samozapłonie i opóźnienie samozapłonu. Dla każdego składu mieszanki (λ) wykazano graniczną wartość temperatury początkowej (200° C), po przekroczeniu której nie obserwowano dalszego wzrostu ciśnienia maksymalnego i prędkości narastania ciśnienia. Stwierdzono, iż temperatura początkowa i skład mieszanki mogą być parametrami regulacyjnymi przy praktycznym sterowaniu pracą silnika HCCI.

Bibliografia

- Najt P.M., Foster D.E. 1983. Compression-ignited homogeneous charge combustion. SAE Technical Paper 830264. s. 11.
- Onishi S., Hong Jo S., Shoda K., Do Jo P., Kato S. 1979. Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) A New Combustion Process for Internal Combustion Engines. SAE Paper 790501. s. 9.
 Stockinger M., Schäpertöns H., Kuhlmann P. 1992. Versuche an einem gemischansungenden
- Verbrennungsmotor mit Selbstzündnung. MTZ. Motertechnisches Zeitschrift. Vol. 53. s. 80-85.
- Thiring R.H. 1989. Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. SAE Paper 892068. s. 10.

THE IMPACT OF INITIAL TEMPERATURE AND COM-BUSTIBLE MIXTURE COMPOSITION ON WORK OF BIOGAS-OPERATED HCCI ENGINE

Abstract. The paper presents results of the research carried out on the impact of initial temperature and combustible mixture composition on work of engine based on the HCCI principle. The researchers found that there is a specific value of the mixture initial temperature (approximately 200°C). When it is reached, further temperature rise does not cause any distinct increase of combustion process maximum pressure, pressure buildup rate and self-ignition delay. This initial temperature value slightly depends on combustible mixture composition.

Key words: combustion engine, HCCI, spontaneous ignition, biogas, alternative fuel

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