

Maciej Błogowski, Krzysztof Benkiewicz, Witold Niedziela, Piotr Wolański

Instytut Techniki Ciepłej

BADANIE EFEKTYWNOŚCI ZAPŁONU UBOGICH MIESZANIN PALNYCH

Przy badaniach procesów zapłonu ubogich mieszanin palnych istnieje konieczność stosowania bardzo czułych metod wizualizacyjnych ze względu na to, że początkowo obszar mieszaniny objęty zapłonem jest mały. Z tego powodu może być pomocne zastosowanie komputerowych metod akwizycji i analizy obrazu uzyskanego podczas wizualizacji procesu zapłonu. Badania obejmowały analizę rozwoju zapłonu od strumienia niskotemperaturowej plazmy oraz oddziaływania strumienia generowanego przez spalenie bogatej mieszaniny palnej w komorze wstępnej, na początkową fazę zapłonu mieszaniny ubogiej w komorze głównej. Jako stanowisko badawcze wykorzystano interferometr Michelsona oraz smugoskop. Zbudowano specjalny model komory wstępnej i przebadano go pod względem jakości spalania mieszaniny bogatej w zależności od geometrii tej komory, korzystając z wizualizacji interferometrycznej i pomiarów ciśnienia spalania.

WSTĘP

Podczas pracy silnika tłokowego, część ciepła wytwarzanego w trakcie spalania mieszaniny paliwowo-powietrznej jest zamieniana na pracę użyteczną wykorzystywaną np. do napędu pojazdu, w którym umieszczony jest silnik. Straty wynikające m.in. z oporów mechanicznych oraz wymiany ciepła powodują obniżenie sprawności silnika. Oprócz względów konstrukcyjnych, podstawowy wpływ na działanie silnika ma jakość spalania paliwa. Jednym z parametrów procesu jest stopień sprężania ϵ w komorze spalania silnika tłokowego. W przypadku zastosowania zbyt wysokiego stopnia sprężania dla danego paliwa może wystąpić zjawisko spalania stukowego, które poza tym, że jest niedopuszczalne w trakcie normalnej eksploatacji silnika, wywiera niekorzystny wpływ na jego trwałość.

Jedną z metod likwidacji tego zjawiska przy dużych ϵ jest obok zwiększenia liczby oktanowej paliwa, zubożenie mieszaniny paliwowo-powietrznej.

Efektom tego może być zwiększenie sprawności ogólnej silnika oraz zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa. Zubożenie mieszaniny niesie jednak ze sobą negatywne skutki w postaci trudności w zainicjowaniu zapłonu oraz spadku prędkości rozprzestrzeniania się płomienia (zwiększenie strat ciepła do ścianek komory), a co za tym idzie, wydłuża się czas spalania mieszaniny paliwowo-powietrznej. Eliminacja powyższych wad wymaga użycia specjalnego systemu zasilania, który był przedmiotem badań przedstawionych w niniejszej pracy.

1. CEL PRACY

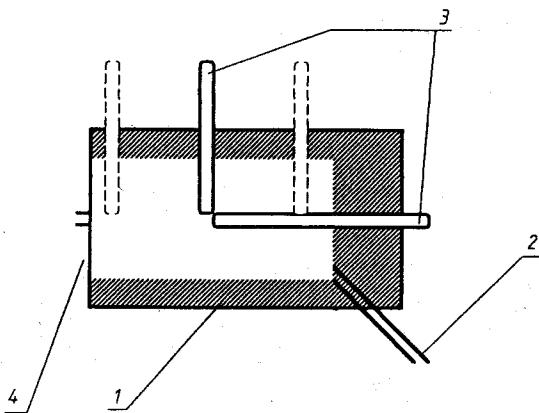
Praca ta jest częścią badań nowego systemu zapłonu strumieniowego w tłokowych silnikach spalinowych, które są prowadzone w Zakładzie Silników Lotniczych ITC PW [1÷5]. Zasada działania systemu jest następująca: bogata mieszanina palna zostaje zapalona w komorze wstępnej wtryskiwacza przez iskrę elektryczną, po czym produkty spalania wypływają przez dyszę do komory głównej zasilanej mieszaniną ubogą. Następnie gorąca, sturbulizowana struga, zawierająca dużą ilość aktywnych rodników zapala mieszaninę ubogą. Podstawowy wpływ na jakość spalania w komorze głównej ma przebieg procesu spalania w komorze wstępnej.

Celem badań było zgłębienie wiedzy nad poznaniem procesów zapłonu ubogich mieszanin palnych. W szczególności praca polegała na zbadaniu wpływu konstrukcji i warunków pracy wtryskiwacza na proces spalania mieszaniny bogatej w komorze wstępnej oraz spalania mieszaniny ubogiej w komorze głównej. Badano wpływ geometrii wtryskiwacza na jakość spalania a także wpływ składu mieszaniny (λ – współczynnik nadmiaru powietrza) na proces spalania w obu komorach.

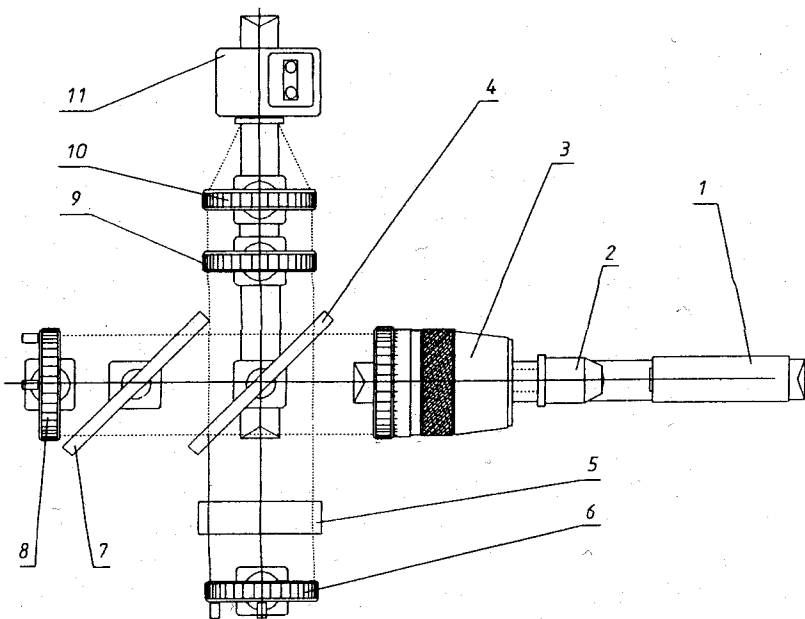
2. STANOWISKO BADAWCZE I METODA PROWADZENIA BADAŃ

W celu przeprowadzenia badań zostały zbudowane specjalne modele wtryskiwacza (rys. 1) o różnym umiejscowieniu źródła zapłonu oraz o wymiennych dyszach wylotowych (w tym jeden z dyszami płaskimi), wykorzystane do wizualizacji na interferometrze Michelsona (rys. 2). Do pomiaru ciśnienia spalania we wtryskiwaczu zbudowano odrębny model umożliwiający również zmianę miejsca źródła zapłonu i zastosowanie dysz wylotowych o różnych średnicach.

Do wizualizacji początkowej fazy zapłonu mieszaniny ubogiej zastosowano smugoskop (rys. 3) z diodą laserową o długości fali 680 nm, sterowaną im-



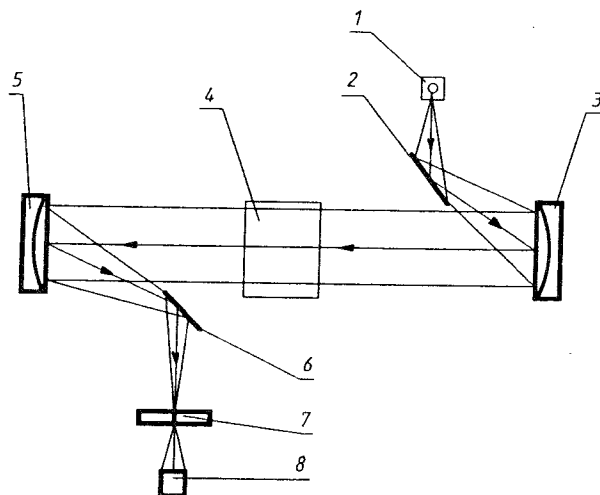
Rys. 1. Model wtryskiwacza; 1 – komora, 2 – doprowadzenie mieszaniny, 3 – elektrody, 4 – dysza



Rys. 2. Stanowisko pomiarowe I – interferometr Michelsona; 1 – źródło światła (laser He-Ne 4 mW), 2 – kolimator, 3 – obiektyw, 4 – płytka półprzepuszczalna, 5 – komora badawcza, 6 – zwierciadło I, 7 – płytka kompensacyjna, 8 – zwierciadło II, 9 – soczewka skupiająca, 10 – filtr, 11 – kamera

pulsowo oraz z rejestratorem, którym była kamera bębnowa na film 35 mm na podczerwień (ok. 670 nm) firmy Ilford. Jednocześnie z wizualizacją odbywał się pomiar ciśnienia spalania w komorze głównej z wykorzystaniem toru po-

miarowego zawierającego piezoelektryczny czujnik ciśnienia firmy Kistler, wzmacniacz sygnału tej samej firmy, optoizolację oraz komputer PC z kartą pomiarową ESAM (Electronic Signal Acquisition Module). Ten sam układ został wykorzystany przy pomiarze ciśnienia w modelu komory wstępnej.



Rys. 3. Stanowisko pomiarowe II – smugoskop (Schlieren); 1 – dioda, 2 – zwierciadło I, 3 – zwierciadło wklęsłe I, 4 – przestrzeń pomiarowa, 5 – zwierciadło wklęsłe II, 6 – zwierciadło II, 7 – nóż optyczny, 8 – kamera

Badania przeprowadzono w dwóch etapach. Etap pierwszy polegał na interferometrycznej wizualizacji procesu zapłonu i spalania bogatej mieszaniny metanowo-powietrznej ($\lambda = 0,6$, $\lambda = 0,8$, $\lambda = 1,0$) w modelu komory wstępnej przy różnym położeniu elektrod (przy wylocie, w środku i w tylnej części wtryskiwacza) oraz dla różnych średnic dysz wylotowych ($\phi = 1,6$ mm, $\phi = 2,5$ mm, $\phi = 4,0$ mm). Następnie przeniesiono uzyskane obrazy za pomocą karty Frame Grabber na komputer i poddano obróbce graficznej. Kolejnym krokiem było przeprowadzenie pomiarów ciśnienia spalania w modelu komory wstępnej dla tych samych parametrów. Efektem tej części badań miał być dobór najbardziej optymalnych warunków pracy wtryskiwacza.

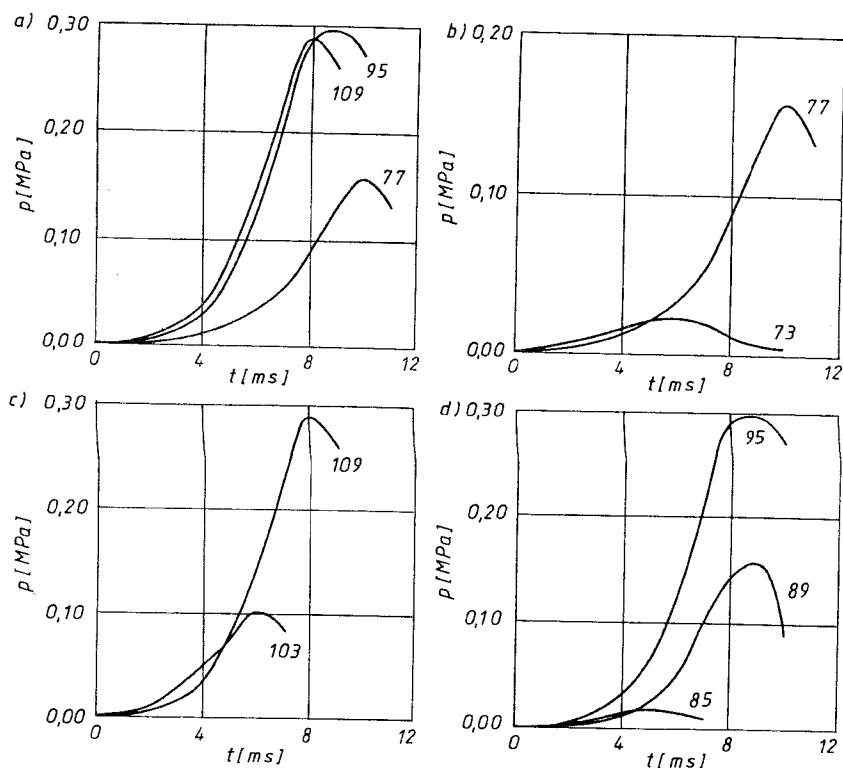
Etap drugi polegał na wizualizacji procesu zapłonu i spalania ubogiej mieszaniny metanowo-powietrznej ($\lambda = 1,4$, $\lambda = 1,6$) w komorze głównej i na pomiarze ciśnienia spalania. W tym celu model wtryskiwacza został zastąpiony zmodyfikowaną świecą zapłonową umożliwiającą wtrysk zapalanej mieszaniny bogatej do komory głównej. Badania te przeprowadzono dla następujących parametrów:

- umiejscowienie źródła zapłonu przy wylocie z dyszy oraz w części centralnej wtryskiwacza (ze względu na ograniczenia konstrukcyjne posiadanej świecy),
- zakres ciśnień początkowych: 0,1 MPa, 0,3 MPa, 0,5 MPa (nadciśnienie wtrysku mieszaniny ubogiej).

Wszystkie nastawy czasowe potrzebne do realizacji procesu, tj. czas otwarcia elektrozaworu, opóźnienie wtryskiwacza Bosha, opóźnienie przerywacza cewki, czas pracy wtryskiwacza i trwania iskry elektrycznej przyjęto na podstawie wcześniejszych badań prowadzonych na tym stanowisku [3]. Wynikiem tego etapu miał być dobór parametrów wtryskiwacza przy jego współpracy z komorą główną.

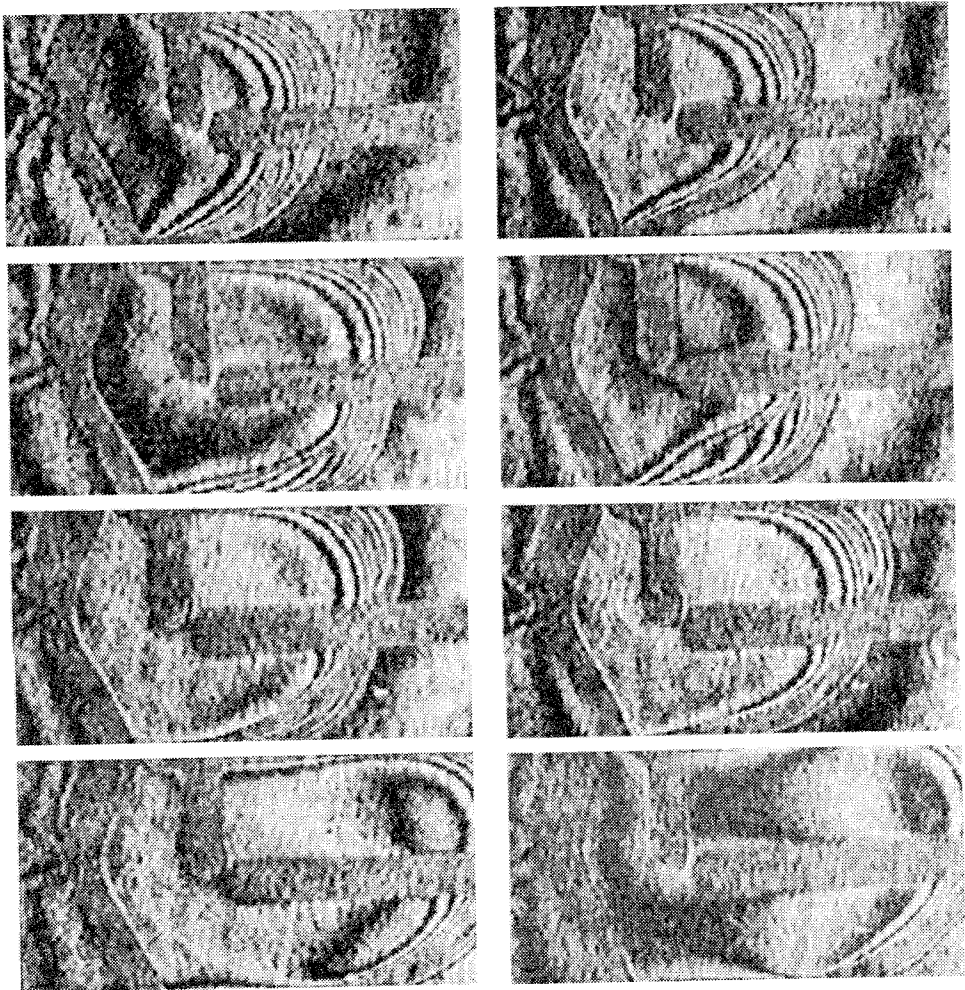
3. WYNIKI BADAŃ

Rezultaty badań przedstawiono w formie przykładowych zdjęć uzyskanych podczas wizualizacji metodą interferometryczną i smugową, oraz na wykresach ciśnień w funkcji czasu dla różnych parametrów, takich jak: miejsce zapłonu, średnica dysz wylotowych oraz ciśnienie początkowe.



Rys. 4. Wykresy ciśnień w komorze wstępnej ($\lambda = 0,8$): a) wpływ umiejscowienia źródła zapłonu, b) wpływ średnicy dyszy wylotowej w przypadku zapłonu przy wylocie z dyszy, c) wpływ średnicy dyszy wylotowej w przypadku zapłonu w centrum wtryskiwacza, d) wpływ średnicy dyszy wylotowej w przypadku zapłonu na początku wtryskiwacza; 73 – zapłon przy wylocie z dyszy, ϕ 2,5 mm, 77 – zapłon przy wylocie z dyszy, ϕ 1,6 mm, 85 – zapłon na początku wtryskiwacza, ϕ 4 mm, 89 – zapłon na początku wtryskiwacza, ϕ 2,5 mm, 95 – zapłon na początku wtryskiwacza, ϕ 1,6 mm, 103 – zapłon w centrum, ϕ 2,5 mm, 109 – zapłon w centrum, ϕ 1,6 mm

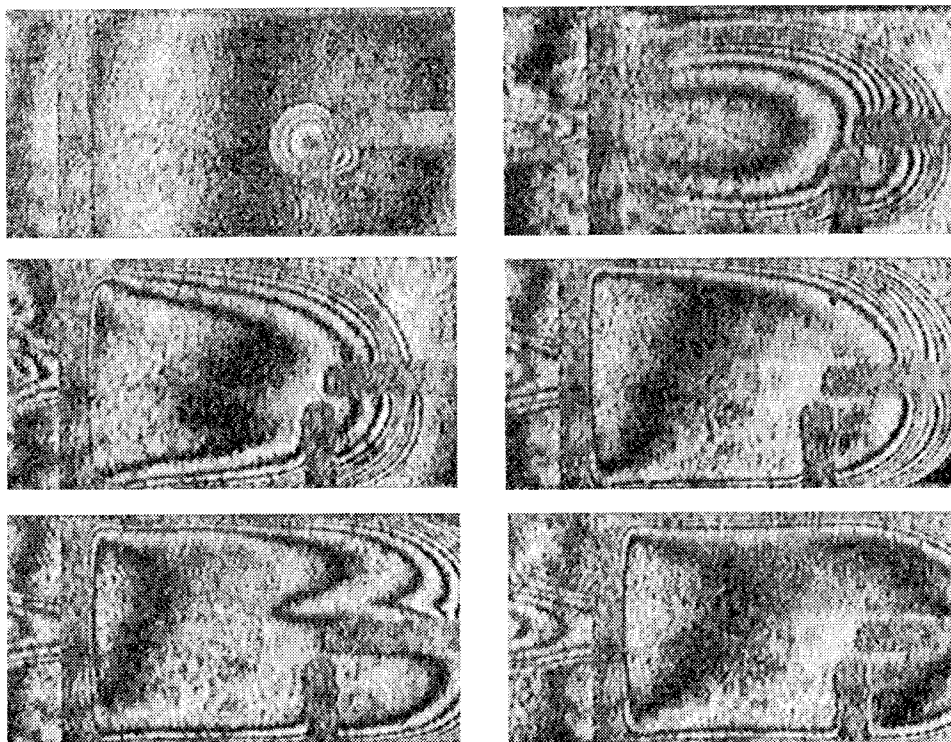
Brano również pod uwagę stopień turbulizacji ładunku w komorze głównej, tzn. regulowano opóźnienie zapłonu w stosunku do momentu zamknięcia zaworu elektromagnetycznego wtryskującego mieszaninę ubogą. Na podstawie wcześniejszych badań na tym stanowisku [3] opóźnienie to regulowano poprzez nastawy czasowe procesu przyjmując, że wygaszenie turbulencji następowało po około 175 ms od zamknięcia zaworu (mieszanina bez turbulencji). Dla czasów mniejszych od 100 ms uznano, że występuje turbulencja (mieszanina sturbulizowana).



Rys. 5. Przykładowe zdjęcia interferometryczne procesu spalania w komorze wstępnej (średnica dyszy wylotowej ϕ 2,5 mm): a) elektrody przy wylocie z komory, $\lambda = 0,8$; b) elektrody przy wylocie z komory, $\lambda = 1,0$

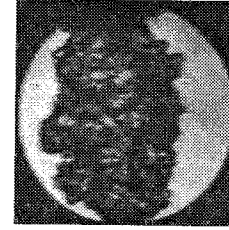
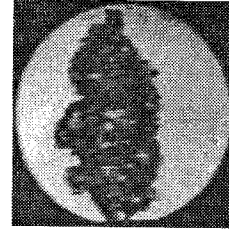
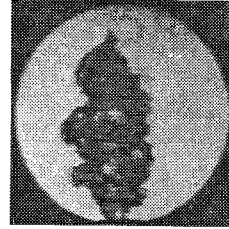
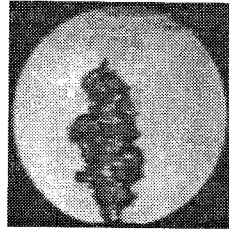
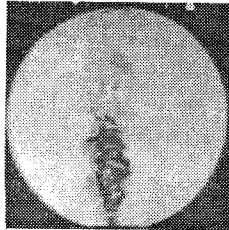
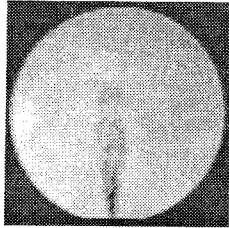
Analizując uzyskane wyniki należy stwierdzić, że geometria wtryskiwacza, tzn. umiejscowienie źródła zapłonu oraz średnice dysz wylotowych, ma istotny wpływ na parametry spalania. Największe przyrosty ciśnienia uzyskano dla małych średnic dysz wylotowych (rys. 4b, c, d). Jednak ze względu na nadmierne rozprężanie i ochładzanie się gazu w przypadku zastosowania dyszy ϕ 1,6 mm, co prowadzi do rekombinacji wolnych rodników i powoduje spadek skuteczności tego systemu zapłonu, najbardziej optymalna z badanych okazała się średnica ϕ 2,5 mm (rys. 5, 6). Najdłuższy czas spalania uzyskany został dla zapłonu przy wylocie z komory wstępnej, przy jednoczesnym najdłuższym wypływie zapalanej mieszaniny bogatej z dyszy (rys. 7), co daje optymalne warunki spalania i inicjacji zapłonu w komorze głównej ze względu na dużą ilość aktywnych rodników w strudze wylotowej (efektywny zapłon mieszaniny ubogiej) i minimalne straty ciepła. Reasumując, jako optymalne rozwiązanie wtryskiwacza można przyjąć średnicę dyszy wylotowej ϕ 2,5 mm oraz umiejscowienie zapłonu przy wylocie z komory wstępnej.

Stwierdzono również, że wzrost ciśnienia początkowego powoduje wzrost ciśnienia spalania oraz że przy zwiększaniu współczynnika nadmiaru powietrza

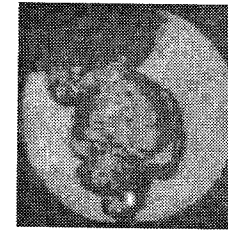
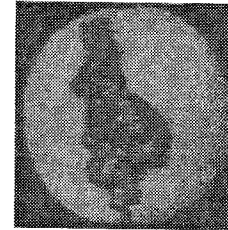
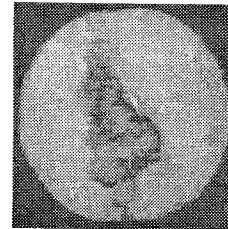
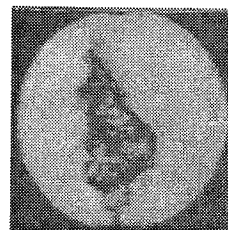
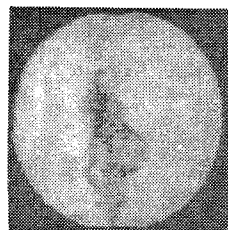
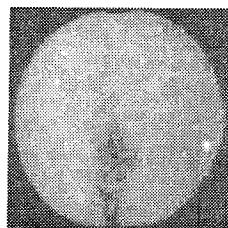


Rys. 6. Przykładowe zdjęcia interferometryczne procesu spalania w komorze wstępnej (średnica dyszy wylotowej ϕ 2,5 mm, dysza płaska, $\lambda = 0,8$, elektrody na początku wtryskiwacza)

a)



b)



Rys. 7. Przykładowe zdjęcia z wizualizacji metodą Schlierena procesu spalania w komorze głównej (wtryskiwacz $\lambda = 0,8$, $\phi 2,5$ mm, komora główna $\lambda = 1,4$, ciśnienie wtrysku $p = 0,3$ MPa): a) — zapłon przy wylocie z dyszy, b) — zapłon w centrum wtryskiwacza

(mieszaniny bardziej ubogie) następuje spadek ciśnienia spalania oraz wydłuża się czas spalania (rys. 8). Na rysunku 8 przedstawiono również wpływ turbulizacji ładunku na proces spalania w komorze głównej. Należy zaznaczyć, że nie było możliwości jednoczesnego pomiaru przyrostu ciśnienia spalania oraz stopnia turbulencji, stąd występujące w opisie rysunku terminy „mieszanina sturbulizowana” i „bez turbulencji” określające dwa stany ładunku w komorze.

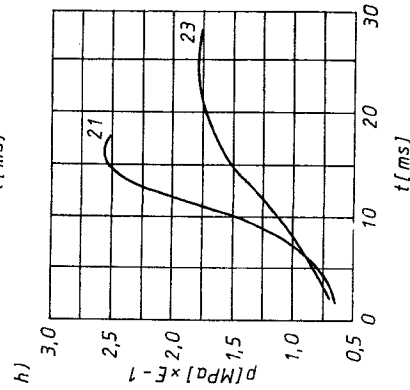
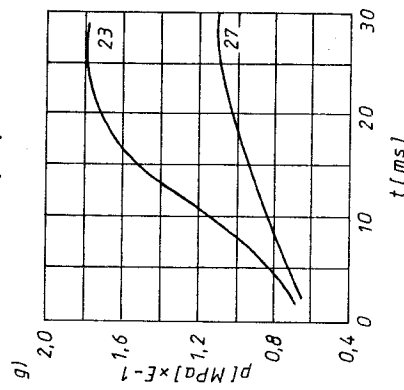
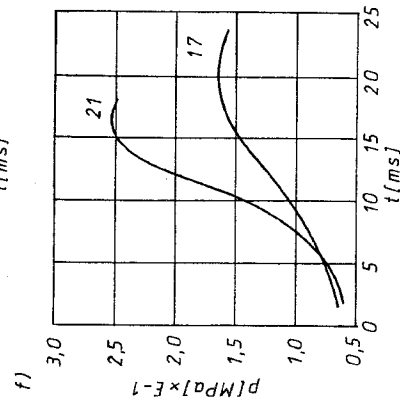
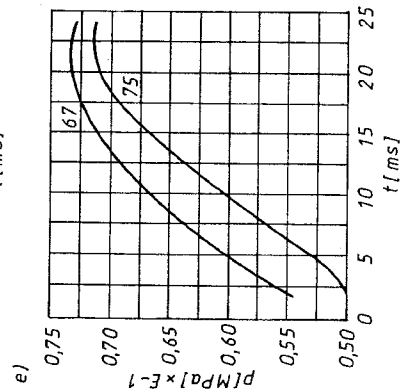
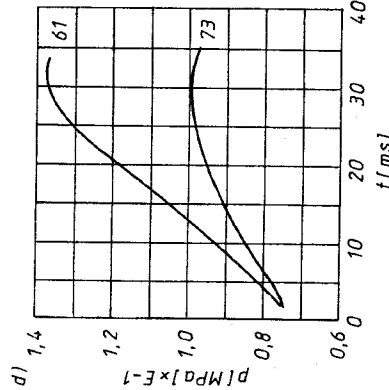
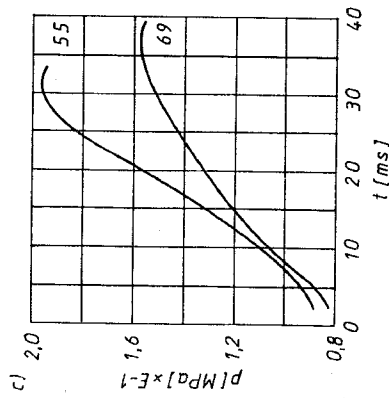
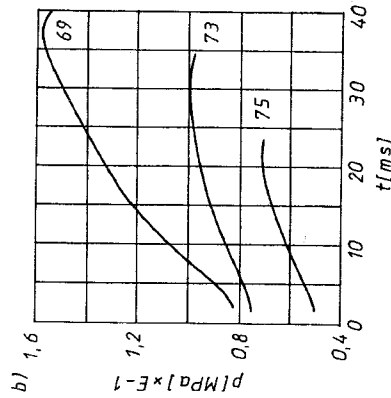
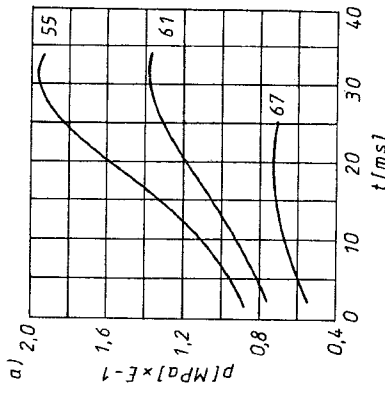
PODSUMOWANIE

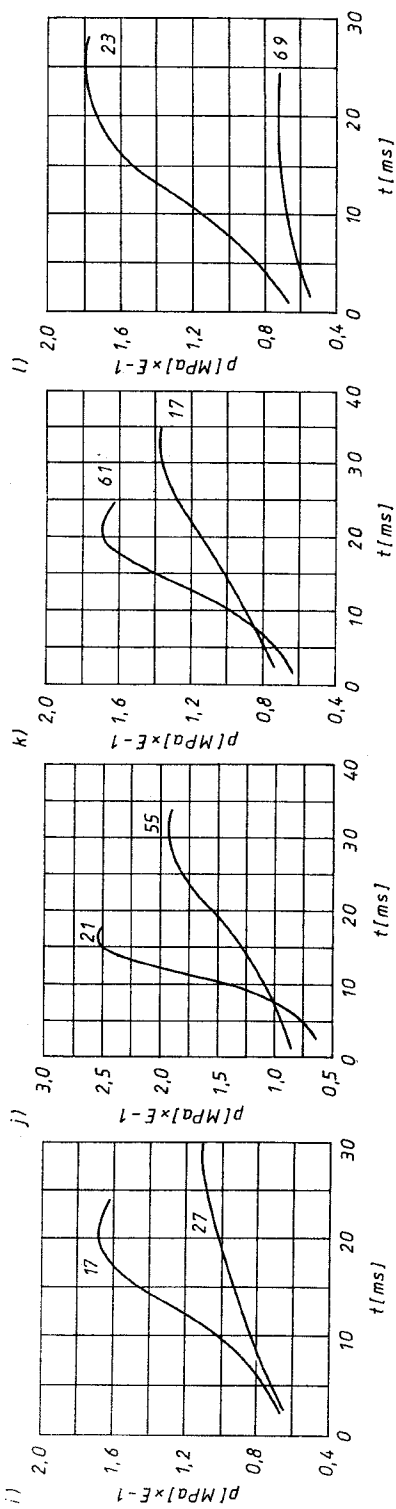
Na podstawie przeprowadzonych badań i analizy otrzymanych wyników należy stwierdzić, że usytuowanie źródła zapłonu przy wylocie z komory wstępnej daje w efekcie najszybszą inicjację zapłonu w komorze głównej. Chociaż całkowity czas spalania w komorze wstępnej jest w tym przypadku najdłuższy, to ze względu na minimalne straty ciepła oraz dużą ilość aktywnych rodników w wypływającej strudze (czas wypływu porównywalny z czasem spalania mieszaniny ubogiej w komorze głównej) takie rozwiązanie można przyjąć za optymalne. Wpływ składu mieszaniny palnej w komorze głównej oraz panującego w niej ciśnienia początkowego jest oczywisty: wraz ze wzrostem ciśnienia początkowego oraz w przypadku stosowania mieszanin mniej ubogich ($\lambda = 1,4$) rośnie ciśnienie spalania w komorze głównej.

Jeżeli chodzi o zastosowanie komputerowej metody akwizycji i analizy obrazów uzyskanych w trakcie wizualizacji procesów spalania, należy stwierdzić, że posiadany sprzęt jest niewystarczający pod względem szybkości transmisji obrazów. Ze względu na krótki czas trwania procesu spalania (minimalnie 8 ms) nie można sfilmować jego pełnego przebiegu. Ograniczenie to jest spowodowane czasem potrzebnym kamerze CCD na naświetlenie i przesłanie do karty Frame Grabber pojedynczych sekwencji obrazu. Wyeliminowanie tych niedogodności jest możliwe poprzez zastosowanie kamery wyższej jakości lub zestawu z możliwością sekwencyjnego naświetlania i transmisji obrazów do komputera, co jednak wiąże się z dużymi nakładami finansowymi.

Kolejnym etapem badań nowego systemu zapłonu strumieniowego w tłokowych silnikach spalinowych powinno być przetestowanie takiego modelu zapłonu na rzeczywistym silniku. Możliwa byłaby również komputerowa akwizycja i analiza obrazu z kamer cyfrowych wyższej klasy w przypadku konieczności wizualizacji procesu spalania w silniku.

Przeprowadzone badania zostały sfinansowane ze środków na badania własne. Numer pracy własnej: 503/091/439/1-E7.





Rys. 8. Wykresy ciśnień spalania w komorze głównej (wtryskiwacz ϕ 2,5 mm, $\lambda = 0,8$) w zależności od ciśnienia początkowego (p), turbulizacji mieszaniny ubogiej oraz jej składu;

- 55 - $p = 0,5$ MPa, mieszanina sturbulizowana, $\lambda = 1,6$
- 61 - $p = 0,3$ MPa, mieszanina sturbulizowana, $\lambda = 1,6$
- 67 - $p = 0,1$ MPa, mieszanina sturbulizowana, $\lambda = 1,6$
- 69 - $p = 0,5$ MPa, bez turbulencji, $\lambda = 1,6$
- 73 - $p = 0,3$ MPa, bez turbulencji, $\lambda = 1,6$
- 75 - $p = 0,1$ MPa, bez turbulencji, $\lambda = 1,6$
- 21 - $p = 0,5$ MPa, mieszanina sturbulizowana, $\lambda = 1,4$
- 17 - $p = 0,3$ MPa, mieszanina sturbulizowana, $\lambda = 1,4$
- 23 - $p = 0,5$ MPa, bez turbulencji, $\lambda = 1,4$
- 27 - $p = 0,3$ MPa, bez turbulencji, $\lambda = 1,4$

LITERATURA

- [1] S.J. Abdel-Magad, T. Leżański, T. Rychter, A. Teodorczyk, P. Wolański: *Combustion Jet Ignition of a Turbulent Charge – a Constant Volume Bomb Study*. Warszawa, Archivum Combustionis, vol. 11, 1991.
- [2] K. Benkiewicz, M. Błogowski, P. Wolański: *Experimental and Theoretical Optimization of the PJC*. XIII-th International Symposium of Combustion Processes, Kraków, październik 1993.
- [3] K. Benkiewicz, M. Błogowski, P. Malawko, P. Wolański: *Experimental and Numerical Modelling of the PJC Generator*. Second Joint Polish-Japanese Seminar on „Advanced Modelling and Simulation in Engineering”, Pułtusk, maj 1994.
- [4] A.K. Hayashi: *Numerical Study on Hexane Spray Jet Combustion*. Second Joint Polish-Japanese Seminar on „Advanced Modelling and Simulation in Engineering”, Pułtusk, maj 1994.
- [5] T.J. Rychter, A. Teodorczyk, P. Wolański: *Two-dimensional simulation of Combustion in Enclosure*. Japanese-Polish Joint Seminar on „Advanced Computer Simulation”, Tokyo, 1993.

INVESTIGATION OF THE IGNITION PROCESS IN LEAN MIXTURES

Summary

Experimental studies of the new ignition system performance were carried out. A special model of a combustor, equipped with optical quality windows, was build to allow interferometric and Schlieren visualization of combustion front propagation under a different location of electrodes, a different size of nozzle and a different mixture composition. Also pressure variations inside the combustor's chamber, under a different modes of ignitions, were measured.

In the system, ignition of the lean charge is initiated by chemically active radicals and the combustion is executed in vortices. Chemically active radicals are produced in the combustor, where combustion of a rich charge occurs. Combustion products, rich in radicals, are ejected through a nozzle into the main chamber, where they mix with the lean mixture. The strong jet of radicals produces intensive mixing of partially burned rich mixture from the combustor with a fresh lean charge. This mixing occurs in created vortices and leads to volumetric ignition and makes the combustion similar to that in well stirred reactors.

Two different models of combustor were used in the course of the research. The electrodes could be positioned at three different locations, e.g. at the chamber center, close to the nozzle or at the close end of the chamber. Nozzles of 1,6 mm, 2,5 mm or 4 mm diameter could be separately installed at one end of the chamber. The first chamber was equipped with optical quality windows for visualization and the second one was equipped with Kistler pressure transducer for pressure measurement. Combustion process inside the modelling chamber was visualized and recorded by the CCD camera, or pressure variations in the chamber were measured. Experiments were conducted for methane-air mixture of different air excess coefficients λ , (1, 0,8 and 0,6). For these three mixtures, experiments were conducted for three different locations of electrodes and for three different nozzle diameters.

