

Diagnostics of stratified charge combustion in the conditions of multiple gasoline injection

Abstract: The paper presents an analysis of the results of investigations into the combustion process of charges of different air excess coefficients during multiple injection of gasoline. The author presented the optical investigations and indicator tests realized of a rapid compression machine. The investigations were carried out using a high-speed camera and an engine indicator system. The author indicated the possibilities of diagnostics of the combustion process using both research methods. The distributions of the flame temperature were determined using dual optics enabling a simultaneous recording of the flame image with optical filters. The flame development was presented and the differences in the velocity of the flame development were indicated depending on different direct injection strategies.

Keywords: *direct fuel injection, fuel dose division, fuel combustion*

Diagnostyka spalania ładunku uwarstwionego podczas wieloczęściowego bezpośredniego wtrysku benzyny

Streszczenie: W artykule dokonano analizy wyników badań procesu spalania ładunków o różnych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza podczas wieloczęściowego bezpośredniego wtrysku benzyny. Zestawiono ze sobą badania optyczne i indykatorowe wykonane z wykorzystaniem maszyny do pojedynczego cyklu pracy. Badania przeprowadzono z wykorzystaniem kamery do zdjęć szybkich oraz układu do indykowania procesu roboczego silnika. Wskazano na możliwości diagnostyki procesu spalania z wykorzystaniem obu metod badawczych. Rozkłady temperatury płomienia wyznaczono z wykorzystaniem zdwojonej optyki umożliwiającej jednoczesny zapis obrazu płomienia z uwzględnieniem filtrów optycznych. Przedstawiono rozwój płomienia oraz wskazano na zróżnicowanie tych szybkości podczas różnych strategii bezpośredniego wtrysku benzyny.

Słowa kluczowe: *bepośredni wtrysk benzyny, podział dawki paliwa, spalanie paliw*

1. Wprowadzenie

Współczesny rozwój silników spalinowych wiąże się z koniecznością uwzględniania często sprzecznych wymagań dotyczących – z jednej strony – ochrony środowiska przez ograniczenie emisji szkodliwych składników spalin i zmniejszenie zużycia paliwa, a z drugiej – dążenia do uzyskiwania maksymalnych wskaźników pracy silnika spalinowego.

Stosowane we współczesnych pojazdach samochodowych silniki o zapłonie iskrowym nie stanowią tak jednolitej grupy pod względem rozwiązań systemu wtrysku i spalania, jak silniki o zapłonie samoczynnym. Konstrukcje systemów spalania silników ZI dzielą się na układy wtrysku pośredniego do kanału dolotowego – niskociśnieniowe i bezpośredniego do cylindra – średnociśnieniowe. Liczne konstrukcje systemu wtrysku bezpośredniego benzyny wskazują na brak zadowalających rozwiązań tego typu spalania zarówno pod względem uzyskiwanych parametrów pracy, jak i emisji szkodliwych składników spalin. Wtrysk paliwa do cylindra powinien umożliwiać spalanie ładunku homogenicznego (wykorzystywane w układach wtrysku pośredniego, który powoduje jednak znaczne straty ładunku przed dostarczeniem go do zamkniętej objętości cylindra), a także – co obecnie jest

głównym kierunkiem prac badawczych i rozwojowych – uzyskiwanie ładunku niejednorodnego (uwarstwionego), pozwalającego na spalanie mieszanek ubogich. Pod tym względem systemy spalania silników o zapłonie iskrowym upodobniają się do systemów spalania stosowanych w silnikach o zapłonie samoczynnym. Potwierdzeniem ciągłego rozwoju i badań silników z bezpośrednim wtryskiem benzyny i centralnie umieszczonym wtryskiwaczem są aktualnie prace prowadzone m.in. przez koncerny GM [3, 4, 5], BMW i Bosch [9] oraz innych [1]. Układy średnociśnieniowego, bezpośredniego, wieloczęściowego wtrysku benzyny są obecnie głównym przedmiotem badań w tych silnikach, gdyż wtrysk ten pozwala na dowolne ilościowe i jakościowe kształtowanie charakteru ładunku i wpływa na sposób jego późniejszego spalania. Niniejsze badania i ich wyniki są kontynuacją prac zespołu pod kierunkiem prof. K. Wiślockiego dotyczących zastosowania metod optycznych do analizy wtrysku [19], rozpylenia paliwa [14] oraz spalania paliw ciekłych [12, 13, 17] i gazowych [18].

2. Cel i zakres badań

Zagadnienia związane z bezpośrednim, wieloczęściowym wtryskiem paliwa koncentrują się

głównie na sposobie rozpylenia paliwa umożliwiającym niezawodny zapłon mieszanki, a jednocześnie pozwalającym na spalanie mieszanek stechiometrycznych i ubogich, przygotowywanych jako ładunek homogeniczny lub uwarstwiony. Głównym celem badań związanym z wykorzystaniem wtryskiwaczy piezoelektrycznych o zewnętrznym otwarciu iglicy w układach bezpośredniego wieloczęściowego wtrysku paliwa była ocena możliwości przygotowania i spalania mieszanek stechiometrycznych i ubogich, powstałych jako ładunek homogeniczny lub uwarstwiony.

Głównym pytaniem badawczym było określenie możliwości spalania ładunków homogenicznych i uwarstwionych w układzie wtrysku bezpośredniego.

Bezpośredni wtrysk benzyny realizuje się wykorzystując boczne lub centralne usytuowanie wtryskiwacza (rozwiązanie niezbyt często stosowane ze względu na techniczne trudności realizacji). Boczne usytuowanie wtryskiwacza pozwala na uzyskanie odpowiedniego czasu na przygotowanie ładunku do spalania, gdyż wtrysk jest możliwy zanim tłok osiągnie górne martwe położenie (GMP). Czas ten jest wykorzystany na odpowiednie odparowanie paliwa i jego przygotowanie do spalania.

Znacznie korzystniejsze pod tym względem jest centralne umieszczenie wtryskiwacza w komorze spalania. Problemem wtedy jest jednak skrócenie czasu przygotowania ładunku (wymieszanie i odparowanie kropeł paliwa) oraz sposób umieszczenia świecy zapłonowej. Trudno jest również uzyskać ładunek homogeniczny, szczególnie przy dużym obciążeniu (wtrysk dużej dawki paliwa bez jej podziału).

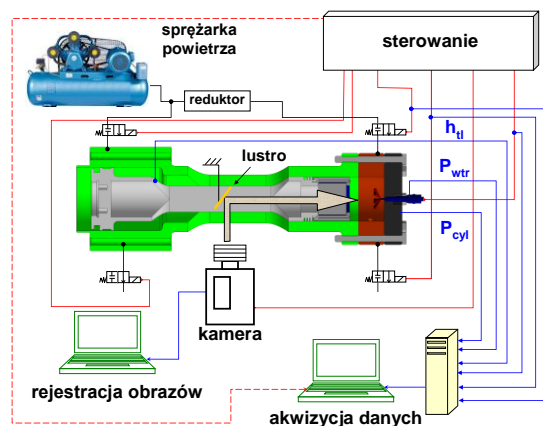
Brak jest obecnie w literaturze pełnego wyjaśnienia fizycznych aspektów rozpylenia i spalania w układach bezpośredniego wtrysku benzyny. Niewystarczające analizy ilościowe i jakościowe tych procesów skłaniają do syntetycznego opracowania sposobów przygotowania ładunku, jego podziału i spalania w aspekcie możliwości sterowania lokalnymi i globalnymi procesami silnikowymi.

3. Metodyka badań

W badaniach spalania wykorzystano maszynę do pojedynczego cyklu spalania (MPC) z optycznym dostępem do przestrzeni roboczej od strony tłoka (rys. 1). Maszyny takie ze względu na znaczne możliwości badawcze są obecnie często stosowane do analizy procesu wtrysku i spalania, gdyż pozwalają ograniczyć koszty i zwiększyć szybkość badań w porównaniu z badaniami, w których wykorzystuje się silniki transparentne. Średnica szkła kwarcowego umiejscowionego w denku tłoka wynosi 80 mm.

Do sterowania pracą maszyny wykorzystano układ generujący sygnały napięciowe przekształcane do postaci pozwalającej na sterowanie elemen-

tami wykonawczymi (zaworami elektromagnetycznymi). Umożliwia to wysterowanie elementów wykonawczych układu: otwarcie i zamknięcie dolotu powietrza sterującego (pod tłok), otwarcie i zamknięcie zaworów dolotu powietrza i wylotu spalin nad tłokiem, sterowanie wtryskiwaczem paliwa, wyzwolenie impulsu elektrycznego na świecy zapłonowej i początek procesu filmowania.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego

W badaniach prowadzonych na MPC wykorzystano aparaturę pomiarową składającą się z:

- wyposażenia dodatkowego w postaci:
 - czujnika ciśnienia powietrza zasilającego – Keller PA21 SR,
 - tensometrycznego czujnika ciśnienia paliwa – AVL SL31D-2000,
 - piezoelektrycznego czujnika ciśnienia spalania – AVL GM11D,
 - czujnika drogi tłoka – bezstykowego potencjometrycznego czujnika przemieszczenia – Megatron LSR 150 ST R5k,
- kamery do zdjęć szybkich firmy LaVision, wykonującej sekwencję zdjęć z częstotliwością co najmniej 10 kHz;
- systemu do pomiarów szybkozmiennych – AVL IndiModul (z wykorzystaniem wzmacniaczy ładunku MicroIFEM), które następnie poddano obróbce w programie AVL Concerto V4.3.

Obserwacje optyczne prowadzono z wykorzystaniem kamery do zdjęć szybkich, co umożliwiło filmowanie sekwencji obrazów z prędkością 10 kHz przy zachowaniu rozdzielczości 512 x 512 pikseli. Takie warunki są wystarczające zarówno do prowadzenia obserwacji wtrysku paliwa, jak i analizy procesu spalania.

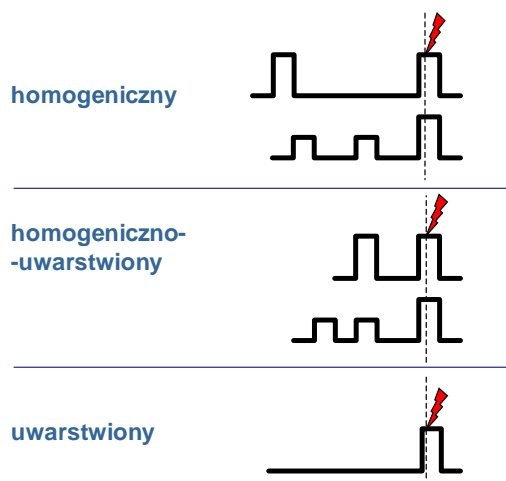
Zarejestrowane obrazy analizowano z wykorzystaniem oprogramowania DaVis 7.2 firmy LaVision [2]. Procedury języka Command Language CL posłużyły do opracowania autorskich podprogramów umożliwiających określenie podanych niżej wielkości:

- pola powierzchni płomienia oraz szybkości jego zmian;

– rozkładu temperatury w komorze spalania, który określono z wykorzystaniem metody dwubarwowej (polega ona na wyznaczeniu temperatury promiennika na podstawie pomiarów promieniowania przy dwóch długościach fal świetlnych i porównania zmierzonych wartości luminancji [6, 7, 11, 15, 16]);

Analiza materiału zdjęciowego pozwoliła na określenie zarówno początku, jak i końca spalania. Za początek spalania umownie przyjęto zarejestrowane świecenie płomienia, świadczące o pojawieniu się tzw. „gorących płomieni”. W takim podejściu nie uwzględnia się okresu zimnych płomieni (według Lindströma [10] i Heywooda [8] są to płomienie powstające podczas reakcji utleniania w temperaturze poniżej 623 K) i niebieskich płomieni (zakres temperatury od 623 K do 1023 K). Wykorzystana w badaniach dwubarwowa metoda wyznaczania temperatury jest skuteczna w przedziale od około 1000 K do 2800 K. Za koniec spalania uznano koniec rejestrowanego obszaru świecenia płomienia. Na tej podstawie ustalono lokalne temperatury w cylindrze (ze względu na brak możliwości rejestracji nie uwzględniono promieniowania w zakresie podczerwonym).

Jednocześnieowy wtrysk paliwa (bez wtrysku wstępnego) krótko przed zapłonem, powoduje powstanie ładunku uwarstwionego. Na rysunku 2 przedstawiono strategię wtrysku paliwa realizowane podczas badań omawianych w artykule. Były one realizowane jako ładunki homogeniczne, homogeniczno-uwarstwione oraz uwarstwione.



Rys. 2. Typy ładunków i metody wtrysku

Przedstawiona na rys. 2 poglądowa systematyka sposobów tworzenia ładunków wskazuje na możliwość podziału dawki paliwa w celu uzyskania pożądanego jej typu. W badaniach przyjmowano różne warianty czasu wtrysku poszczególnych części paliwa. Zapłon paliwa następował zawsze w czasie wtrysku dawki zasadniczej. Chwilę zapłonu ustalano osobno dla każdej wartości ciśnienia wtrysku

skali paliwa, tak aby występował, gdy struga paliwa dawki zasadniczej dociera do elektrody świecy zapłonowej.

Z przedstawionego na rys. 2 zestawienia wynikają możliwe metody sterowania wtryskiem paliwa. Poglądowo pokazano również informacje o procentowych udziałach dawek w postaci wysokości poszczególnych impulsów. Przy podziale dawki paliwa na dwie części udział dawek był jednakowy, natomiast przy podziale na trzy części – dwie pierwsze stanowiły razem połowę dawki zasadniczej. Oznacza to, że na dawkę wstępną i kolejną przypadało 25% dawki całkowitej. Jedynie wtedy, gdy współczynnik nadmiaru powietrza wynosił $\lambda = 2$, wartości te ulegały zmianie i wynosiły odpowiednio: 30%, 30% oraz 40%. Zmianę współczynnika λ z 1,2 do 2 uzyskiwano przez zmniejszenie masy paliwa, skracając czas wtrysku dawki zasadniczej zachowując jednakową ilość powietrza w cylindrze.

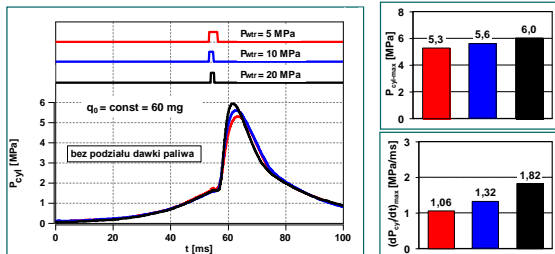
4. Badania spalania mieszanek stechiometrycznych

Wtrysk dawki paliwa bez jej podziału w okolicy GMP skutkuje powstaniem ładunku uwarstwionego. Niekorzystnym skutkiem zapłonu w wyniku takiego sposobu wtrysku jest powstawanie cząstek stałych, gdyż następuje kontakt z płomieniem ciepłego paliwa, które nie zdążyło całkowicie odparować. Korzystne jest więc stosowanie wtrysku wieloczęściowego, aby dawką zapalającą była ostatnia dawka paliwa.

Ładunek uwarstwiony w okolicach GMP tłoka, bez podziału dawki paliwa, jest możliwy do uzyskania przy zastosowaniu różnych wartości ciśnienia paliwa i czasu wtrysku. Zmienne parametry wtrysku pozwalają osiągnąć zróżnicowane wartości wskaźników termodynamicznych procesu spalania (rys. 3). Zmiana ciśnienia wtrysku paliwa prowadzi do zmiany wskaźników jego rozpylenia i tym samym do odmiennego sposobu spalania i rozwoju płomienia. Zwiększenie ciśnienia wtrysku paliwa i związane z tym zwiększenie zasięgu strugi i jej rozpylenia wpływają na zwiększenie maksymalnej wartości ciśnienia spalania. Wartości te przedstawiono na rys. 3 i kształtują się one następująco: 5,3 MPa, gdy ciśnienie wtrysku paliwa $P_{wtr} = 5$ MPa, 5,6 MPa, gdy $P_{wtr} = 10$ MPa i 6,0 MPa, gdy $P_{wtr} = 20$ MPa. Należy również zauważyć, że wraz ze wzrostem P_{wtr} szybciej jest osiąganе maksimum ciśnienia spalania, co się wiąże z szybkością narastania ciśnienia po zapłonie. Wartość wskaźnika dP_{cy}/dt zwiększa się w tym przypadku z 1,06 MPa/ms do 1,82 MPa/ms.

Zwiększenie ciśnienia wtrysku paliwa przy zachowaniu jego stałej masy prowadzi do zwiększania maksymalnego ciśnienia spalania z jednocześnie zwiększeniem przyrostu ciśnienia po zapłonie. Czterokrotne zwiększenie ciśnienia wtrysku

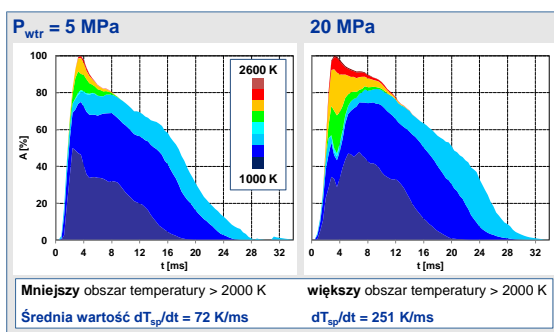
paliwa prowadzi do 13-procentowego zwiększenia maksymalnego ciśnienia spalania oraz do 72-procentowego zwiększenia maksymalnej szybkości przyrostu ciśnienia po zapłonie. Wynika z tego, że zmiana ciśnienia wtrysku paliwa w większym stopniu wpływa na szybkość przyrostu ciśnienia po zapłonie, niż na maksymalne wartości ciśnienia spalania.



Rys. 3. Charakterystyki i wskaźniki spalania ładunku uwarstwionego bez podziału dawki wtryskiwanego paliwa przy różnych ciśnieniach wtrysku benzyny ($\lambda = 1,2$)

Maksymalne wartości uśrednionej temperatury ładunku w obszarze komory spalania (określonej na podstawie analizy ciśnienia w cylindrze) osiągają duże wartości, około 1800 K, ze względu na spalanie paliwa podawanego do cylindra w postaci jednej dawki. Zmiana ciśnienia wtryskiwanego paliwa przy braku podziału na dawki sprawia, że zmienia się jego rozpylenie oraz zależne od niego wskaźniki: zasięg, pole powierzchni i objętość zajmowana przez utworzony stożek – stanowiąca o jakości odparowania paliwa.

W wyniku analizy temperatury płomienia określono wpływ ciśnienia wtrysku paliwa na jej rozkład i czas występowania maksymalnych obszarów objętych płomieniem. Różnice rozkładu temperatury płomienia oraz wartości wskaźników opisujących rozprzestrzenianie płomienia w komorze spalania przedstawiono na rys. 4. Rozkład temperatury płomienia przedstawiono na nim jako udział procentowy powierzchni o danym przedziale temperatury w całym obszarze komory spalania w danym czasie.

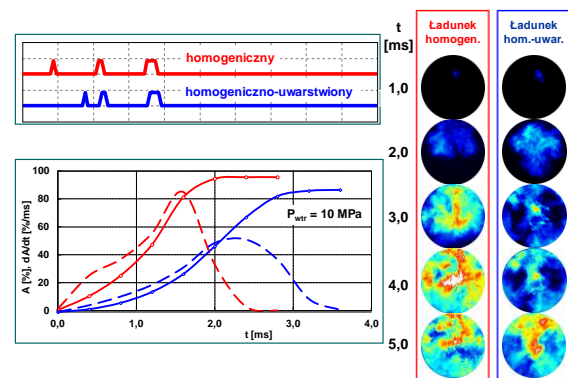


Rys. 4. Rozkłady temperatury w komorze spalania bez podziału dawki wtryskiwanego paliwa, o różnych ciśnieniach wtrysku ($\lambda = 1,2$)

Każda zmiana ciśnienia wtrysku paliwa wywołuje zmianę średniej szybkości przyrostu powierzchni płomienia o temperaturze z danego przedziału oraz czasu uzyskania przez niego maksymalnej powierzchni. Zwiększenie ciśnienia wtrysku powoduje zwiększenie obszaru występowania temperatury powyżej 2000 K, a więc spalanie pozwalające na uzyskanie większych wartości ciśnienia. Czas występowania temperatury 2000÷2600 K wynosi od 4 ms przy wtrysku paliwa o ciśnieniu 5 MPa do około 12 ms przy wtrysku paliwa $P_{wtr} = 20$ MPa. Charakterystyczne podczas badań było to, że obszary niskotemperaturowe wymagały najdłuższego czasu osiągnięcia maksymalnej powierzchni. Wynika z tego, że w początkowej fazie spalania obszary te nie są dominujące. Jeżeli czas uzyskania maksymalnej powierzchni przez płomień jest krótki (do 5÷10 ms), oznacza to, że ten przedział temperatury jest osiągany w początkowej fazie spalania. Uwaga ta dotyczy głównie przedziałów wysokotemperaturowych (przedział 2000÷2600 K). Świadczy to o dominującej roli wysokotemperaturowego spalania w początkowym okresie rozwoju płomienia. Jego udział zwiększa się wraz ze wzrostem ciśnienia wtrysku paliwa.

Trzydziestoprocentowy podział dawki paliwa powoduje zwiększenie jego homogenizacji oraz sprzyja uzyskiwaniu wyższych wartości ciśnienia spalania po wydłużeniu przerw między wtryskiwanymi dawkami.

Z analizy sfilmowanego procesu wynika, że płomień po około 3 ms osiąga wartości wysokotemperaturowe (rys. 5). Spalanie ładunku homogenicznego wywołuje gwałtowne zwiększenie się obszaru dużej temperatury. Podczas spalania ładunku homogeniczno-uwarstwionego szybkość zmian jest znacznie mniejsza.



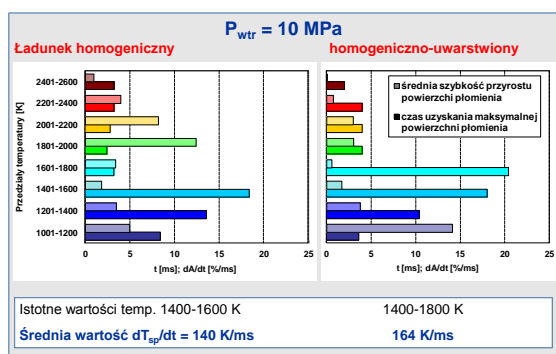
Rys. 5. Analiza lokalnych rozkładów płomienia w komorze spalania oraz uzyskana na tej podstawie powierzchnia płomienia i szybkość jej zmian

Analiza obrazów spalania i rozkładów temperatury wskazuje na większą szybkość spalania ładunku homogenicznego (rys. 6). Maksymalna szybkość zmiany powierzchni płomienia wynosi 80% po./ms. Oznacza to, że szybkość zmian obszaru i jej

wartość są zbliżone do spalania paliwa bez podziału dawki paliwa przy ciśnieniu wtryskiwanego paliwa 20 MPa. Wartości maksymalnej szybkości tych zmian przypadają na około 1÷1,5 ms po rozpoczęciu spalania. Znacznie większa szybkość spalania przyczynia się m.in. do powstawania tlenków azotu, a to oznacza, że ładunek uwarstwiony jest korzystniejszy w pierwszej fazie spalania (o mniejszej szybkości). Wiadome jest, że całkowita ilość tlenków azotu podczas spalania nie zależy tylko od początkowej fazy spalania, ale głównie w tej fazie występują obszary wysokotemperaturowe – do około 10 ms po rozpoczęciu spalania.

Wieloczęściowy wtrysk paliwa (w porównaniu do jednej dawki) skutkuje dłuższym czasem przygotowania ładunku do spalania, co daje jego lepszą homogenizację i zwiększa szybkość spalania.

Potwierdzenie tych procesów uzyskano również w przedziałowej analizie wartości temperatury (rys. 6). Obszar zajmowany przez płomień w znacznym stopniu zależy od przyjętej metody wtrysku: gdy dawka jest podzielona na trzy części, płomień nie obejmuje całej komory spalania – około 90% komory zajmuje płomień podczas spalania obu typów ładunków.



Rys. 6. Przedziałowa analiza temperatury podczas spalania ładunku homogenicznego i homogeniczno-uwarstwowionego ($\lambda = 1,2$)

Ze względu na zwiększenie okresu wysokotemperaturowego spalania ładunku homogenicznego, wydłużył się czas uzyskania maksymalnej powierzchni płomienia o wysokotemperaturowych przedziałach wartości (powyżej 2000 K) o około 80÷100% w stosunku do ładunku homogeniczno-uwarstwowionego. Czas spalania obu typów ładunków – mimo częściowo innego przebiegu – wynosi około 24 ms. Dla obu rodzajów spalania zaobserwowano wydłużenie czasu osiągnięcia maksymalnych obszarów niskotemperaturowych, z tendencją do zwiększania średniej szybkości przyrostu powierzchni płomienia w zakresie wysokotemperaturowym. Tendencja ta jest szczególnie widoczna podczas spalania ładunku homogenicznego, gdyż istnieją wówczas dostateczne warunki do rozpylenia i częściowego odparowania strugi paliwa podczas wtrysku pierwszej dawki paliwa (zwiększony

odstęp czasu zmniejsza interakcje tej części wtrysniętej dawki paliwa z kolejną).

Zwiększenie liczby dawek wtryskiwanego paliwa prowadzi do spalania, w którym płomień nie obejmuje całej komory spalania. Wynika to z tego, że wieloczęściowy wtrysk paliwa charakteryzuje się krótkim czasem wtrysku. Prowadzi to do uzyskania ładunku skupionego w objętości komory spalania, głównie w okolicy świecy zapłonowej. Niewielkie przerwy czasowe między kolejnymi dawkami wtryskiwanego paliwa nie zwiększają zasięgu strugi, lecz zwiększają jej koncentrację, co prowadzi do zwiększenia uwarstwienia ładunku. Spalanie ładunku w komorze, w której istnieją obszary (objętości) bogate w powietrze utrudniają dotarcie płomienia i dlatego nie obejmuje on całej przestrzeni spalania. Przypuszcza się, że wykorzystanie mieszanek ubogich ze względu na znaczny nadmiar powietrza również się przyczyni do takiej tendencji.

5. Badania spalania mieszanek ubogich

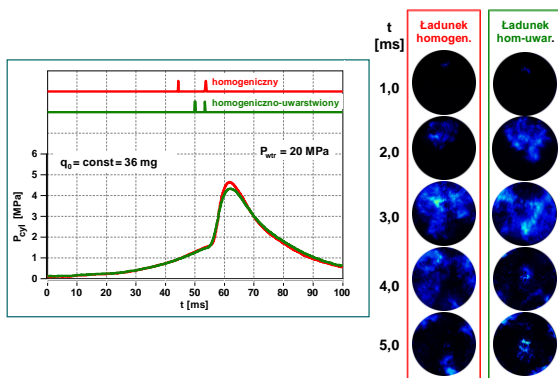
Wprowadzenie wtrysku bezpośredniego benzyny umożliwiło spalanie mieszanek ubogich. Mieszanki ubogie mogą być spalane w wyniku kształtowania ładunku homogenicznego, uwarstwowionego lub ładunku utworzonego z kombinacji dwóch powyższych (ich definicje podano w p. 3). Ładunek o globalnym współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 2$ może ulec spalaniu, gdy lokalnie, w pobliżu świecy zapłonowej będą istniały odpowiednie do tego warunki – wymagana jest tu mieszanka okołostechiometryczna. Wynika z tego również, że ładunek homogeniczny o współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda_g = 2$ nie ulegnie spalaniu, gdyż koncentracja substratów w pobliżu świecy zapłonowej nie zapewnia zapalności ładunku. Z tego względu w badaniach stosowano metody wtrysku pozwalające na uzyskanie mieszanki ubogiej (globalna wartość w całej komorze spalania) z dawką zapalającą podawaną w okolicach świecy zapłonowej (lokalny współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1$).

Do badań dwuczęściowego wtrysku paliwa podczas spalania mieszanki ubogiej przyjęto ładunek homogeniczny i homogeniczno-uwarstwowiony (rys. 7). W trybie homogenicznym maksymalne ciśnienie spalania było większe o około 7%. Wynika to z lepszego przygotowania ładunku do spalania, tym bardziej że ciśnienie wtrysku paliwa było duże ($P_{wtr} = 20$ MPa). Również maksymalna szybkość spalania po zapłonie była większa dla ładunku homogenicznego – o około 18%. Podobne tendencje zmiany szybkości narastania ciśnienia po zapłonie obserwowano podczas spalania mieszanki okołostechiometrycznej z dwuczęściowym podziałem dawki paliwa.

Większe wartości maksymalnego ciśnienia spalania ładunku homogenicznego wpływają na wyższą średnią temperaturę w cylindrze – ponad 1200

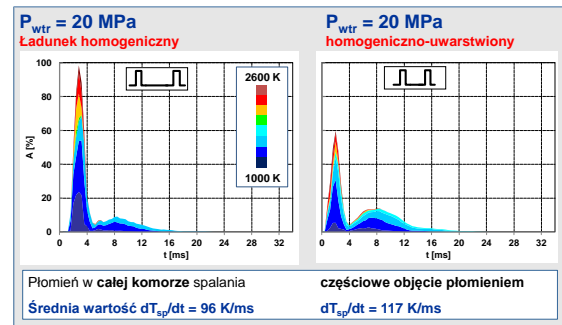
K w stosunku do 1100 K podczas spalania ładunku homogeniczno-uwarstwowionego. Ciśnienie spalania wpływało również na szybkość narastania temperatury po zapłonie. Przy spalaniu ładunku homogenicznego szybkość ta wynosiła 117 K/ms, a przy spalaniu ładunku homogeniczno-uwarstwowionego – 96 K/ms (spadek o 18%). Większa średnia szybkość narastania ciśnienia po zapłonie nie jest jednoznaczna z krótszym czasem uzyskania maksymalnej temperatury w cylindrze – czasy te są do siebie zbliżone.

Z analizy obrazów spalania (rys. 7) wynika, że płomień gwałtownie zanika i nie wypełnia całkowicie komory spalania. Po około 4 ms od rozpoczęcia spalania nie ma oznak występowania „gorącego” płomienia w komorze spalania. Wyniki tych obserwacji potwierdza analiza temperatury płomienia (rys. 8). Gdy kolejne dawki paliwa są podawane z dłuższymi przerwami, płomień obejmuje całą komorę spalania w krótkim czasie. Maksymalna temperatura w cylindrze w obu analizowanych przypadkach osiąga wartości z przedziału 2400÷2600 K, ale obszar jej występowania jest niewielki. Po około 4 ms od początku spalania obszar objęty płomieniem wynosi mniej niż 10% w obu analizowanych przypadkach. Świadczy to o znacznej dynamice spalania, a tym samym o dobrej jakości rozpylanego paliwa przy dużej wartości ciśnienia wtrysku $P_{wtr} = 20$ MPa.



Rys. 7. Przebieg ciśnienia w cylindrze oraz obrazy płomienia podczas spalania mieszanki ubogiej tworzone przez ładunek homogeniczny i homogeniczno-uwarstwowiony przy podziale dawki na dwie części ($\lambda = 2$)

Spalanie mieszanek ubogich ze zróżnicowanym dwuczęściowym podziałem dawki paliwa prowadzi do znaczących zmian w przebiegu spalania i rozkładzie temperatury w cylindrze przy ciśnieniu wtrysku $P_{wtr} = 20$ MPa. Zmiany te są jednak widoczne, gdy analizuje się lokalne, w danym obszarze komory spalania i w danej chwili, termodynamiczne wartości i wskaźniki spalania. Analiza uśrednionych wartości uzyskanych z analizy wykresu indykatorowego nie wykazuje istotnych zmian tych wskaźników.

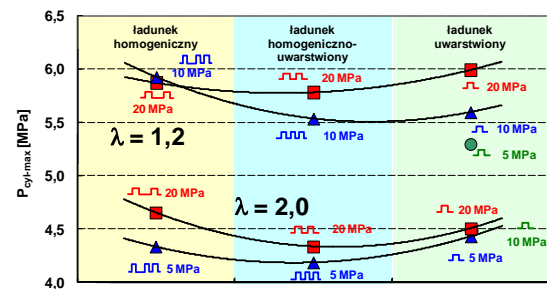


Rys. 8. Analiza lokalnych wartości rozkładu płomienia w komorze spalania podczas spalania mieszanki ubogiej

6. Podsumowanie

Zwiększenie ciśnienia wtrysku paliwa wywołuje większe zmiany wskaźników spalania podczas spalania mieszanki ze współczynnikiem nadmiaru powietrza $\lambda = 1,2$ niż $\lambda = 2$. Oznacza to, że spalanie paliwa z $\lambda = 1,2$ jest bardziej wrażliwe na zmiany ciśnienia zasilania paliwem, a przez to stwarza większe możliwości oddziaływania na proces spalania – zmiana ciśnienia wtrysku paliwa powoduje liniowe zmiany (proporcjonalne) wskaźników spalania, jakimi są (w kolejności wrażliwości): średnia temperatura po zapłonie, średnia wartość przyrostu ciśnienia po zapłonie oraz maksymalne ciśnienie spalania.

Podział dawki paliwa wymaga uwzględnienia sposobu tworzenia ładunku do spalania (proces spalania odbywał się z ładunkiem homogenicznym oraz homogeniczno-uwarstwowionym). Podczas spalania ładunku o współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1,2$ wyznaczone wartości $P_{cyl-max}$ kształtują się w charakterystyczny sposób, co pokazano na rys. 9.



Rys. 9. Spalanie mieszanek okołostechiometrycznych i ubogich w aspekcie maksymalnych ciśnień w cylindrze

Z jego analizy wynika, że spalanie paliwa wtrysniętego przy ciśnieniu $P_{wtr} = 20$ MPa i podzielonego na dwie dawki daje większe wartości śledzonych wskaźników niż spalanie paliwa z podziałem dawki paliwa na trzy części i wtrysniętego przy niższym ciśnieniu. Wskaźniki spalania osiągają maksymalne wartości przy braku podziału dawki paliwa, natomiast najmniejsze wartości uzyskują podczas spalania ładunku homogeniczno-uwarstwowionego, przy dwu- lub trzyczęściowym podziale dawki paliwa.

Charakterystycznym zjawiskiem jest większa podatność układu (większe zmiany wskaźników spalania) na zmianę typu spalanego ładunku, gdy ciśnienie wtryskiwanego paliwa jest większe.

Powyższa analiza wskazuje na istnienie prawidłowości dotyczącej poprawy procesu spalania w wyniku wtrysku paliwa przy większej wartości ciśnienia. Zwiększenie ciśnienia wtrysku pozwala na zwiększenie zasięgu strugi oraz lepsze rozpylenie paliwa. Jednocześnie większe odległości czasowe między dawkami powodują lepsze przygotowanie ładunku do spalania zwiększając jednorodność ładunku.

Wnioski

W wyniku analizy możliwości realizacji spalania niskotemperaturowego przez sterowanie strategią wtrysku paliwa sformułowano następujące wnioski:

a) w zakresie spalania mieszanki okołostochiometrycznej:

- spalanie ładunku uwarstwionego bez podziału dawki paliwa ogranicza możliwości uzyskania spalania niskotemperaturowego: zwiększenie ciśnienia wtrysku paliwa zwiększa czas występowania obszarów o wysokiej temperaturze w komorze spalania (powyżej 2000 K); średnie wartości temperatury określone na podstawie ciśnienia ładunku w cylindrze nie pozwalają na uzyskanie tak jednoznacznych informacji,

- podział dawki paliwa przy ciśnieniu wtrysku paliwa $P_{wtr} = 20$ MPa skraca okres spalania i jednocześnie ogranicza czas występowania spalania wysokotemperaturowego; udział czasu wysokotemperaturowego spalania jest ograniczony do 30% przy podziale dawki na dwie części oraz do około 35% czasu spalania przy podziale dawki na trzy części,

- stosowanie ładunków homogeniczno-uwarstwionych przy podziale dawki paliwa na części, polegającym na wtrysku dwóch dawek w

niewielkich odległościach czasowych, prowadzi do ograniczenia czasu spalania wysokotemperaturowego,

- uśredniona chwilowa temperatura procesu spalania podczas podziału dawki paliwa na dwie części uzyskuje maksymalne wartości 1400 K, przy podziale na trzy – 1300÷1800 K; świadczy to o znacznym udziale spalania niskotemperaturowego w całej objętości komory spalania;

b) w zakresie spalania mieszanek ubogich:

- maksymalna lokalna temperatura podczas spalania mieszanki ubogiej bez podziału na dawki silnie zależy od ciśnienia wtryskiwanego paliwa: wraz z jego zwiększaniem od 5 do 20 MPa ograniczeniu ulega obszar wysokotemperaturowego spalania – dotyczy to zarówno udziału czasu wysokotemperaturowego spalania (ograniczenie z 40 do 16%), jak i czasu całego procesu o 20%,

- podział dawki paliwa przy zastosowaniu dużych ciśnień wtrysku paliwa (20 MPa) skuteczniej oddziałuje na możliwość spalania niskotemperaturowego: wartości czasów spalania wysokotemperaturowego uzyskują około 10÷15% całego procesu; maksymalne uśrednione wartości temperatury (na podstawie ciśnienia w komorze spalania) uzyskano na poziomie 1200 K,

- małe wartości ciśnienia wtrysku paliwa, ze względu na nieskuteczne rozpylenie paliwa i nakładanie się kolejnych dawek paliwa, powodują przewlekły proces spalania i uzyskiwanie dużych wartości temperatury – w tym przypadku nie uzyskano spalania niskotemperaturowego, co potwierdzono wartościami uśrednionych i lokalnych wartości temperatury.

Podziękowania

Autor pragnie podziękować prof. K. Wisłocickiemu oraz dr. J. Czajce z Politechniki Poznańskiej za udział w badaniach oraz za krytyczne, lecz cenne wskazówki dotyczące analizy badań optycznych wtrysku i spalania paliwa.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

A flame area/*powierzchnia płomienia*
dT_{sp}/dt rate of flame temperature/*szybkość przyrostu temperatury płomienia*
GMP top dead center/*górne martwe położenie tłoka*
P_{cyl} cylinder pressure/*ciśnienie w cylindrze*

P_{wtr} fuel injection pressure /*ciśnienie wtrysku paliwa*
λ air excess ratio/*współczynnik nadmiaru powietrza*
T temperature/*temperatura*
t time/*czas*

Bibliography/Literatura

[1] Bae C.S., Oh H.C.: Split injections in spray-guided DISI engine under the lean-stratified operation. W: 10th International Symposium on Combustion Diagnostic, Baden-Baden 2012.

[2] Davis 7.2. LaVision, Göttingen 2008.
[3] Drake M.C., Fansler T.D., Dahms R.N.: Visualization and simulation of ignition and early flame kernel growth in SG-SIDI engines. W:

- 10th International Symposium on Combustion Diagnostic, Baden-Baden 2012.
- [4] Drake M.C., Fansler T.D., Peterson K.H.: Stratified ignition processes in spray-guided SIDI engines. W: 9th International Symposium on Combustion Diagnostic, Baden-Baden 2010.
- [5] Fansler T.D., Drake M.C., Böhm B.: High-speed Mie-scattering diagnostics for spray-guided gasoline engine development. W: 8th International Symposium on Combustion Diagnostic, Baden-Baden 2008.
- [6] Gill K., Zhao H.: In-cylinder studies of fuel injection and combustion from a narrow cone fuel injector in a high speed single cylinder optical engine. SAE Technical Paper 2008-01-1789, 2008.
- [7] Guibert P., Keromnes A., Legros G.: Development of a turbulence controlled rapid compression machine for HCCI combustion. SAE Technical Paper 2007-01-1869, 2007.
- [8] Heywood J.B.: Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill, New York 1988.
- [9] Jochmann P., Köpple F., Storch A., Kufferath A. i in.: Optimisation of particulate emission from DISI engines with central mounted injector by use of advanced injector technology and a combined CFD and engine test rig approach. W: 10th International Symposium on Combustion Diagnostic, Baden-Baden 2012.
- [10] Lindström B., Karlsson J.A.J., Ekdunge P., De Verdier L. i in.: Diesel fuel reformer for automotive fuel cell applications. International Journal of Hydrogen Energy, No. 34 (8), 2009.
- [11] Musculus M., Singh S., Reitz R.D.: Gradient effects on two-color soot optical pyrometry in a heavy-duty DI diesel engine. Combustion and Flame, No. 153, 2008.
- [12] Pielecha I.: Studium bezpośredniego wieloczęściowego wtrysku i spalania benzyny. Seria Rozprawy nr 473, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, ss. 156, Poznań 2012.
- [13] Pielecha I., Wisłocki K., Czajka J., Maslennikov D.: Determination of the self-ignition delay for different types of diesel fuels. W2P014, 34th International Symposium on Combustion, Warszawa 29.07-3.08.2012.
- [14] Pielecha I., Wisłocki K., Czajka J., Maslennikov D.: Investigations into spray formation for different types diesel fuels. W2P132, 34th International Symposium on Combustion, Warszawa 29.07-3.08.2012
- [15] Raimann J., Arndt S., Grzeszik R., Ruthenberg I. i in.: Optical investigations in stratified gasoline combustion systems with central injector position leading to optimized spark locations for different injector designs. SAE Technical Paper 2003-01-3152, 2003.
- [16] Stumpf M., Velji A., Spicher U., Jungfleisch B. i in.: Investigations on soot emission behavior of a common-rail diesel engine during steady and non-steady operating conditions by means of several measuring Techniques. SAE Technical Paper 2005-01-2154, 2005.
- [17] Wisłocki K., Pielecha I., Czajka J., Maslennikov D.: Optical diagnostics of combustion in gasoline engines fitted with a multi-phase fuel injection. Engine Combustion Processes. Munich 24-25.03.2011, Germany.
- [18] Wisłocki K., Pielecha I., Czajka J., Maslennikov D.: The influence of heavy swirled charge on the combustion process. Engine Combustion Processes. Munich 24-25.03.2011, Germany.
- [19] Wisłocki K., Pielecha I., Czajka J., Stobnicki P.: Experimental and numerical investigations into diesel high-pressure spray wall interaction under various ambient conditions. SAE 2012 International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting, SAE Paper No. 2012-01-1662, 2012.

Mr Ireneusz Pielecha, DSc., DEng. – Doctor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

Dr hab. inż. Ireneusz Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

