

Kontrolowany samozapłon w silniku benzynowym



Politechnika Lubelska
Wydział Mechaniczny
ul. Nadbystrzycka 36
20-618 LUBLIN

Jacek Hunicz

Kontrolowany samozapłon w silniku benzynowym



Politechnika Lubelska
Lublin 2011

Recenzenci:

dr inż. Andrzej Sobiesiak, prof. University of Windsor
prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański

Redakcja i skład: Jacek Hunicz

Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska 2011

ISBN: 978-83-62596-20-1

Wydawca: Politechnika Lubelska

ul. Nadbystrzycka 38D, 20-618 Lublin

Realizacja: Biblioteka Politechniki Lubelskiej

Ośrodek ds. Wydawnictw i Biblioteki Cyfrowej

ul. Nadbystrzycka 36A, 20-618 Lublin

tel. (81) 538-46-59, email: wydawca@pollub.pl

www.biblioteka.pollub.pl

Druk: Wydawnictwo-Drukarnia „Liber Duo”

ul. Długa 5, 20-346 Lublin

Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL www.bc.pollub.pl

Nakład: 100 egz.

Spis treści

Streszczenia	8
Wykaz ważniejszych oznaczeń	10
1. Wstęp	13
2. System niskotemperaturowego spalania w silniku tłokowym	18
2.1. Koncepcja niskotemperaturowego spalania	18
2.2. Sposoby realizacji kontrolowanego samozapłonu	20
2.3. Rodzaje stosowanych paliw	28
2.4. Emisja spalin i sprawność silnika	30
3. Cel i zakres pracy	32
4. Silnik badawczy do realizacji kontrolowanego samozapłonu mieszanki benzynowo-powietrznej	36
4.1. Konstrukcja silnika	36
4.2. System spalania	38
4.2.1. Geometria komory spalania	38
4.2.2. Parametry strugi wtryskiwanego paliwa	39
4.3. Układ rozrządu	41
4.4. System sterowania	43
5. Wymiana ładunku w silniku o ujemnym współotwarciu zaworów	45
5.1. Przebieg procesu wymiany ładunku	45
5.2. Współczynnik wewnętrznej recyrkulacji spalin	46
5.3. Model wymiany ładunku	48
5.3.1. Założenia modelu i podstawowe zależności	48
5.3.2. Bilans masy	51
5.3.3. Bilans energii	54
5.3.4. Wymiana ciepła	55
5.3.5. Implementacja i ocena adekwatności modelu	56
5.4. Badania procesu wymiany ładunku	58
5.4.1. Metodyka badań	58
5.4.2. Przepływ czynnika przez zawory	61
5.4.3. Wyniki badań uzyskane przy zmiennych nastawach układu rozrządu	62
5.4.4. Wyniki badań uzyskane przy zmiennej prędkości obrotowej	66

5.4.5. Wyniki badań uzyskane przy zmiennej temperaturze i składzie spalin	68
5.4.6. Zmienność cykliczna procesu wymiany ładunku	71
5.5. Istota działania silnika o kontrolowanym samozapłonie	73
6. Tworzenie mieszanki w cylindrze	75
6.1. Korzyści wynikające z zastosowania bezpośredniego wtrysku paliwa	75
6.2. Fizykochemiczne aspekty procesu wtrysku paliwa i tworzenia mieszanki	77
6.2.1. Stan czynnika roboczego w komorze spalania	77
6.2.2. Reformowanie paliwa w komorze spalania	78
6.3. Badania procesu tworzenia mieszanki	80
6.3.1. Metodyka badań	80
6.3.2. Procesy termodynamiczne	81
6.3.3. Skład reformowanego paliwa	84
6.3.4. Skład spalin przy spalaniu reformowanego paliwa	86
6.4. Uwagi dotyczące sterowania procesem reformowania paliwa w cylindrze	88
7. Analiza parametryczna czynników wpływających na przebieg procesu roboczego	89
7.1. Czynniki wpływające na chwilę samozapłonu i kąt spalania	89
7.2. Zakres badań	90
7.3. Badania przy zmiennych fazach rozrządu	92
7.3.1. Metodyka badań	92
7.3.2. Wyniki badań	93
7.4. Badania przy zmiennym współczynniku nadmiaru powietrza	103
7.4.1. Metodyka badań	103
7.4.2. Wyniki badań	104
7.5. Ograniczenia zakresu obciążenia silnika	124
7.6. Regulacja obciążenia silnika	127
8. Sterowanie wtryskiem paliwa	129
8.1. Wymagania dotyczące sposobów tworzenia mieszanki	129
8.2. Cele sterowania kątem początku wtrysku paliwa	131
8.3. Badania sterowania kątem początku wtrysku paliwa w pojedynczej dawce	133
8.3.1. Metodyka badań	133
8.3.2. Wyniki badań	134

8.4. Badania sterowania kątem początku wtrysku z podziałem dawki paliwa	141
8.4.1. Metodyka badań	141
8.4.2. Wyniki badań uzyskane przy tworzeniu mieszanki ubogiej	143
8.4.3. Wyniki badań uzyskane przy tworzeniu mieszanki stechiometrycznej	152
8.4.4. Wyniki badań uzyskane przy tworzeniu ubogiej mieszanki zawierającej reformowane paliwo	157
8.5. Badania przy zmiennym ciśnieniu paliwa	163
8.6. Zalecenia dotyczące sposobu sterowania kątem początku wtrysku paliwa	165
9. Podsumowanie	168
Literatura	175
Załącznik 1. Stanowisko badawcze	187
Załącznik 2. Analiza procesu roboczego w oparciu o przebieg ciśnienia indykowanego w cylindrze	190
Załącznik 3. Obliczanie emisji spalin	193

Jacek Hunicz

Kontrolowany samozapłon w silniku benzynowym

Streszczenie

Kontrolowany samozapłon mieszanki paliwowo-powietrznej (CAI) jest obecnie dominującym kierunkiem rozwoju silników benzynowych. Zastosowanie tego nowego systemu spalania pozwala na znaczną redukcję emisji tlenków azotu z cylindra oraz podniesienie sprawności cieplnej.

W niniejszej pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych silnika o kontrolowanym samozapłonie. Był on zasilany bezpośrednim wtryskiem benzyny do cylindra. W celu dostarczenia energii potrzebnej do zapłonu mieszanki zastosowano wewnętrzną recyrkulację spalin uzyskaną dzięki ujemnemu współotwarcu zaworów.

Badania obejmowały procesy wymiany ładunku w cylindrze, tworzenia mieszanki oraz spalania. Analiza wymiany ładunku pozwoliła na sformułowanie wniosków dotyczących istoty działania silnika CAI i mechanizmów zapewniających stabilność cykliczną procesu roboczego. Na podstawie badań procesu tworzenia mieszanki w cylindrze określono zmiany składu frakcyjnego paliwa w wyniku jego reformowania. Dzięki częściowemu reformowaniu paliwa możliwe było rozszerzenie zakresu pracy silnika w kierunku mniejszych obciążeń przez spalanie uboższych mieszanek paliwowo-powietrznych. Zwrócono także uwagę na negatywne skutki tego procesu chemicznego, do których należą podwyższona emisja metanu oraz obniżenie sprawności cieplnej, ze względu na utlenianie paliwa w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów.

Wyznaczono zakres pracy silnika w polu określonym przez współczynnik wewnętrznej recyrkulacji spalin oraz współczynnik nadmiaru powietrza. Przedstawiono także sposób sterowania układem rozrządu oraz składem mieszanki przy zmiennych obciążeniach silnika. Dla każdego warunków pracy przebadano różne sposoby sterowania bezpośrednim wtryskiem paliwa, aby zminimalizować emisję toksycznych składników spalin i jednostkowe zużycie paliwa. Na tej podstawie sformułowano zalecenia dotyczące sposobów sterowania procesem tworzenia mieszanki.

Uzyskane własności obiektu badań zostały porównane z emisją spalin i sprawnością seryjnego silnika benzynowego z bezpośrednim wtryskiem paliwa do cylindra. W zakresie małych obciążeń zastosowanie kontrolowanego samozapłonu pozwoliło na osiągnięcie sprawności porównywalnej z silnikiem spalającym ładunek uwarstwiony oraz redukcję emisji tlenków azotu z cylindra w granicach 99%.

Jacek Hunicz

Controlled auto-ignition in a gasoline engine

Abstract

Controlled auto-ignition (CAI) of an air-fuel mixture is nowadays a leading trend in the development of gasoline internal combustion engines. The application of this novel combustion system will allow for a substantial reduction of cylinder-out nitrogen oxides emission as well as an increase in terms of thermal efficiency.

Experimental results of a direct injection controlled auto-ignition engine were presented in this study. The engine was fuelled with gasoline. In order to provide the sufficient amount of thermal energy to the in-cylinder load, internal exhaust gas recirculation utilizing a negative valve overlap technique was applied.

The scope of the research included gas exchange processes, mixture formation and combustion. The analysis of gas exchange allowed the author to investigate into the fundamental principle of CAI engine operation and the mechanisms providing cycle-to-cycle stability. In-cylinder fuel reforming and resulting changes of its fractional composition was examined on the basis of mixture formation analysis. Partial fuel reforming allowed combustion of highly diluted air-fuel mixtures, thus expanding the engine low load limit. However, the negative effects of reforming were also observed. Among them was increased methane content in the exhaust gases and a decrease of combustion efficiency due to fuel oxidation during the negative valve overlap interval.

The engine operating region, at variable air-excess ratio and variable exhaust gas recirculation rate, was identified. The method of load regulation, utilizing variable valves timings and engine fuelling, was proposed. Different in-cylinder mixture formation methods were examined at various operating conditions. It allowed the author to formulate the strategies of direct gasoline injection control, in order to reduce toxic exhaust components as well as specific fuel consumption.

The obtained engine combustion characteristics were compared with emissions and thermal efficiency of a mass-produced spray-guided gasoline engine. In the low load range, the controlled auto-ignition showed benefits versus spark ignition combustion. Thermal efficiencies of both combustion systems were at similar level, while controlled auto-ignition allowed for 99% reduction of cylinder-out nitrogen oxides emission.

Wykaz ważniejszych oznaczeń

Oznaczenia

a	przyspieszenie
A	pole powierzchni
c_p	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu
c_V	ciepło właściwe przy stałej objętości
D	średnica
g_i	jednostkowe indykowane zużycie paliwa
h	entalpia właściwa
H	entalpia
HC	węglowodory (niespalone)
l	długość, wznios (zaworu)
L_i	praca indykowana
L_t	teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania paliwa
m	masa
\dot{m}	strumień masy
M	masa molowa
n	prędkość obrotowa
NO _x	tlenki azotu
Nu	liczba Nusselta
p	ciśnienie
\bar{p}_i	średnie ciśnienie indykowane
Pr	liczba Prandtla
q	szybkość przejmowania ciepła przez czynnik roboczy
Q	ciepło
R	indywidualna stała gazowa
Re	liczba Reynoldsa
S	skok tłoka
t	czas
T	temperatura
U	energia wewnętrzna
U_{OPT}	napięcie wyjściowe przetwornika promieniowania optycznego
W	wartość opałowa
v	prędkość

$v(\bar{p}_i)$	współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego
\bar{v}_t	średnia prędkość tłoka
V	objętość
V_S	objętość skokowa cylindra
x	udział masowy, stopień wypalenia dawki paliwa
\tilde{x}	udział molowy
α	współczynnik przejmowania ciepła
α_{prz}	stopień otwarcia przepustnicy
β_{kr}	krytyczny stosunek ciśnień
γ	współczynnik recyrkulacji spalin
ε	stopień sprężania silnika (geometryczny)
η_V	współczynnik napełnienia cylindra
η_{spal}	sprawność spalania
κ	wykładnik adiabaty (c_p/c_v)
λ	współczynnik nadmiaru powietrza
λ_p	współczynnik przewodzenia ciepła
λ_r	współczynnik ekwiwalentnego nadmiaru powietrza
μ	współczynnik przepływu
ρ	gęstość
σ	odchylenie standardowe (próby)
φ	kąt obrotu wału korbowego
Ψ	współczynnik rozrzedzenia ładunku $[(m_{pow}+m_{spal})/m_{pal}]$

Indeksy

5, 95	wartości odpowiadające stopniowi wypalenia dawki paliwa w %
D	zawór dolotowy
dol	dolot (przewód dolotowy)
cyl	cylinder (silnika)
i	krok obliczeniowy
k	numer cyklu roboczego silnika
KS	koniec spalania
kr	wartość krytyczna
max	wartość maksymalna
O	warunki otoczenia

<i>OD</i>	otwarcie zaworu dolotowego
<i>OW</i>	otwarcie zaworu wylotowego
<i>P</i>	produkty
<i>pal</i>	paliwo
<i>par</i>	parowanie
<i>pow</i>	powietrze
<i>prz</i>	przepustnica
<i>PS</i>	początek spalania
<i>S</i>	substraty
<i>s</i>	ścianka (powierzchnia)
<i>spal</i>	spaliny
<i>str</i>	straty (ciepła)
<i>t</i>	tłok
<i>UWZ</i>	ujemne współotwarcie zaworów
<i>W</i>	zawór wylotowy
<i>wtr</i>	wtrysk (paliwa)
<i>wyl</i>	wylot (z cylindra)
<i>ZD</i>	zamknięcie zaworu dolotowego
<i>ZW</i>	zamknięcie zaworu wylotowego

Skróty

CAI	kontrolowany samozapłon (ang. <i>controlled auto-ignition</i>)
DMP	dolne zwrotne (martwe) położenie tłoka
GMP	górne zwrotne (martwe) położenie tłoka
HCCI	samozapłon mieszanek jednorodnych (ang. <i>homogeneous charge compression ignition</i>)
NEDC	nowy europejski cykl jezdny (ang. <i>new European driving cycle</i>)
OWK	obrót wału korbowego
ZI	zapłon iskrowy
ZS	zapłon samoczynny

1. Wstęp

W dotychczasowej historii badań i rozwoju tłokowych silników spalinowych główną rolę odgrywały dwie koncepcje, w których wykorzystywany jest zapłon iskrowy oraz zapłon samoczynny. W konwencjonalnym silniku o zapłonie iskrowym proces spalania inicjowany jest wyładowaniem elektrycznym. Od chwili, w której nastąpiło dostarczenie energii z zewnątrz, strefa reakcyjna przemieszcza się w postaci wycinka sfery ograniczonej ściankami komory spalania. Przyjmuje się przy tym, że strefa, w której zachodzi utlenianie paliwa zajmuje znacznie mniejszą objętość niż pozostałe dwie przestrzenie kontrolne komory spalania, w których znajduje się niespalona mieszanka oraz spaliny. W praktyce objętość strefy reakcyjnej jest pomijalnie mała. Przytoczony schematyczny zarys przebiegu procesu spalania stanowi założenia klasycznego dwustrefowego modelu wywiązywania się ciepła w cylindrze [46]. Podział ładunku wypełniającego przestrzeń roboczą silnika na strefy skutkuje tym, że lokalnie uzyskiwane są wysokie temperatury. Jeżeli ładunek nie jest rozrzedzony przez recyrkulowane spaliny, maksymalna temperatura w cylindrze osiąga wartości rzędu 2800 K [86]. Wysoka temperatura w strefie spalania jest przyczyną znacznej emisji tlenków azotu. Emisja pozostałych toksycznych składników spalin (tlenku węgla oraz niespalonych węglowodorów) w silnikach o zapłonie iskrowym jest znacznie wyższa niż w silnikach o zapłonie samoczynnym. Dzięki wykorzystaniu trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin, emisja końcowa tego typu silników jest jednak mniejsza niż silników o zapłonie samoczynnym. Zastosowanie tego urządzenia wymaga stechiometrycznego składu mieszanki i precyzyjnej regulacji masy podawanego paliwa. Nie stanowi to problemu technicznego, lecz w tym zakresie silnik o zapłonie iskrowym nie osiąga swojej maksymalnej sprawności cieplnej, która i tak jest znacznie niższa niż w silnikach o zapłonie samoczynnym.

W ostatnich latach pojawiło się rozwiązanie dla silników o zapłonie iskrowym, umożliwiające znaczne podniesienie ich sprawności cieplnej. Są to systemy spalania ładunku uwarstwionego z bezpośrednim wtryskiem benzyny do cylindra i tworzeniem

mieszanki za pomocą zamierzonego ukierunkowania strugi wtryskiwanego paliwa (ang. *spray-guided*). Oczywiście, bezpośredni wtrysk benzyny jest znany od wielu lat, lecz poprzednio stosowane systemy spalania nie zapewniały uzyskania zakładanych efektów. Wraz z upodobnieniem się systemów zasilania w silnikach o zapłonie iskrowym do silników o zapłonie samoczynnym, pojawił się dobrze znany w tych drugich problem emisji cząstek stałych.

W silnikach o zapłonie samoczynnym zapłon jest kontrolowany przez chwilę wtrysku paliwa do cylindra, w którym znajduje się powietrze, podgrzane na skutek sprężania. Mechanizm, który odpowiada za zwłokę samozapłonu mieszanki jest bardzo skomplikowany i obejmuje formowanie kropeł paliwa, parowanie, procesy dyfuzji oraz wstępne reakcje chemiczne. W tym systemie spalania również powstają strefy o wysokiej temperaturze, a także, ze względu na uwarstwienie ładunku, strefy o bogatej mieszance paliwowo-powietrznej. Zależnie od sposobu tworzenia mieszanki (większy udział spalania kinetycznego lub większy udział spalania dyfuzyjnego) prowadzi to do podwyższonej emisji tlenków azotu lub cząstek stałych. W ostatnich latach wiele prac było poświęconych redukcji emisji zarówno tlenków azotu jak i cząstek stałych, lecz ze względu na mechanizm spalania, obniżenie emisji z cylindra obu składników jednocześnie jest niemożliwe. Jak już wspomniano, zawartość tlenku węgla oraz niespalonych węglowodorów w spalinach silnika o zapłonie samoczynnym jest znacznie mniejsza niż dla silnika o zapłonie iskrowym. Niestety, ze względu na niską temperaturę spalin przy małych obciążeniach sprawność utleniających reaktorów katalitycznych nie jest wysoka.

Niemożność jednoczesnej redukcji wszystkich grup toksycznych składników spalin w klasycznych silnikach spowodowała zainteresowanie systemami spalania wykorzystującymi kontrolowany samozapłon homogenicznej mieszanki paliwowo-powietrznej (ang. HCCI – *homogeneous charge compression ignition*). Realizacja kontrolowanego samozapłonu pozwala osiągnąć cele, które w klasycznych systemach spalania pozostają ze sobą w sprzeczności. Spalanie homogenicznej mieszanki przy niemal stałej objętości przestrzeni roboczej umożliwia uzyskanie wysokiej sprawności cieplnej (realizacja niemal idealnego obiegu Otta) w połączeniu z minimalną emisją cząstek stałych oraz nieosiągalną dotychczas redukcją emisji tlenków azotu.

Dzięki tej bezkompromisowej poprawie własności ekonomicznych i ekologicznych, w ciągu dwóch ostatnich dziesięcioleci ten system spalania stał się dominującym kierunkiem rozwoju źródeł napędu pojazdów. Biorąc pod uwagę ciągle zwiększającą się dbałość o środowisko naturalne, przewiduje się, że w najbliższej przyszłości to rozwiązanie wyprze z rynku znaczną część klasycznych silników o zapłonie iskrowym oraz silników o zapłonie samoczynnym.

HCCI jest systemem spalania objętościowego. Zapłon mieszanki występuje jednocześnie w wielu miejscach komory spalania, stąd nie można wyróżnić objętości kontrol-

nych, charakterystycznych dla pozostałych dwóch systemów spalania. W związku z tym nie występują strefy o wysokiej temperaturze, będące źródłem emisji tlenków azotu. Za znaczną szybkość wywiązywania się ciepła odpowiedzialne są mechanizmy kinetyki chemicznej, a nie termodynamiczne (dyfuzja, wymiana ciepła, ruch ładunku w cylindrze) jak w silnikach ZI i silnikach ZS.

System spalania wykorzystujący kontrolowany samozapłon jednorodnej mieszanki paliwowo-powietrznej został po raz pierwszy zaprezentowany przez Onishi'ego i in. [103], a następnie przez Noguchi'ego i in. [94], którzy dzięki badaniom optycznym odkryli, że zapłon następuje w wielu miejscach komory spalania jednocześnie. Prace eksperymentalne były prowadzone na 2-suwowych silnikach, gdyż przy małych obciążeniach ilość spalin pozostająca w cylindrze była wystarczająca do zainicjowania samozapłonu mieszanki benzynowo-powietrznej. Już na wczesnym etapie rozwoju tego systemu spalania zaobserwowano, że osiągalny zakres pracy silnika w trybie HCCI ograniczony jest przez zbyt niskie temperatury w komorze spalania przy małych obciążeniach oraz przez spalanie stukowe przy dużych obciążeniach. Jeżeli taki system spalania miałby trafić do samochodowych układów napędowych konieczne jest skonstruowanie silnika, który przy średnich obciążeniach będzie realizował proces HCCI, a w pozostałym zakresie będzie działał jak klasyczny silnik ZI [133].

Najt i Foster jako pierwsi zrealizowali proces kontrolowanego samozapłonu w silniku 4-suwowym [93]. Prace eksperymentalne wykazały, że samozapłon mieszanki benzyny i powietrza odbywa się przy niskich temperaturach (poniżej 950 K). Ten mechanizm utleniania węglowodorów został poznany podczas badań nad spalaniem stukowym [1, 40].

Warto także wspomnieć, że proces ten mógł zostać zaobserwowany w Polsce już we wczesnych latach siedemdziesiątych XX. w. Większość użytkowników samochodów Polski Fiat 126 p prawdopodobnie zauważyła, że po wyłączeniu zapłonu przegrzany silnik był w stanie pracować jeszcze przez kilka sekund. Niestety nie zostało to dostrzeżone jako przyszły kierunek rozwoju systemów spalania.

Wyniki pionierskich prac i przedstawione potencjalne korzyści wynikające z zastosowania nowego sposobu realizacji procesów spalania w silnikach tłokowych spowodowały ogromne zainteresowanie badaczy. W połowie lat dziewięćdziesiątych XX. w. dostrzeżono kontrolowany samozapłon jako alternatywę także dla silników o zapłonie samoczynnym, i obecnie takie rozwiązania znajdują się już w produkcji [44]. W silniku o zapłonie samoczynnym realizacja kontrolowanego samozapłonu nie jest jednak wielkim wyzwaniem, gdyż wysoki stopień sprężania gwarantuje uzyskanie odpowiednich parametrów termodynamicznych czynnika roboczego (temperatury samozapłonu). Jedyną komplikacją polega na właściwym sposobie sterowania procesem tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej.

Przy wykorzystaniu paliw o dużej liczbie oktanowej (takich jak benzyna), w celu osiągnięcia samozapłonu, konieczne jest doprowadzenie do ładunku w cylindrze większej ilości energii, niż ta dostarczana na skutek sprężania. Należy zauważyć, że zasilanie silnika benzyną kojarzy się ze stopniami sprężania do 12. Konieczność zmiany trybu pracy z HCCI na ZI przy większych obciążeniach [150] wymaga zastosowania umiarkowanego stopnia sprężania lub zmiennej geometrii układu korbowo-tłokowego, co jest trudne z technicznego punktu widzenia, a przynajmniej może być ekonomicznie nieuzasadnione [97]. Dlatego też liczne badania, realizowane w ostatnich latach, dotyczyły sposobów doprowadzania energii do czynnika roboczego aby zapewnić warunki do samozapłonu na odpowiednim etapie procesu sprężania.

W przeważającej większości wczesnych eksperymentów nad benzynowymi silnikami HCCI wykorzystywane było ogrzewanie powietrza w trakcie dolotowym [93, 97]. Jest to ciekawe rozwiązanie, lecz mało realne w praktycznych zastosowaniach. Badania te miały natomiast ogromne znaczenie poznawcze. Na późniejszym etapie rozwoju systemów spalania o kontrolowanym samozapłonie w silnikach benzynowych o stopniach sprężania typowych dla zapłonu iskrowego, pojawiła się koncepcja dostarczania do obiegu ciepła z wykorzystaniem energii termicznej spalin [6, 73]. Wypełnienie części przestrzeni roboczej spalinami nie zmniejsza zakresu maksymalnych obciążeń silnika, gdyż wynika on z obciążeń mechanicznych i cieplnych elementów tworzących komorę spalania [144] oraz występującego zjawiska spalania stukowego [97]. Aby podnieść energię wewnętrzną czynnika roboczego do odpowiedniego poziomu, spaliny nie mogą być doprowadzane zewnętrznie przy użyciu typowych układów recyrkulacji. Dlatego też uznano, że jedynym rozwiązaniem, które nadaje się do praktycznej realizacji jest wewnętrzna recyrkulacja spalin z wykorzystaniem ujemnego współotwarcia zaworów [14]. Uzyskiwane jest to przez wczesne zamknięcie zaworu wylotowego, co powoduje zatrzymanie w cylindrze pewnej ilości spalin oraz opóźnione otwarcie zaworu dolotowego. Ta technika sterowania układem rozrządu została zademonstrowana przez Kontarakisa i in. [63].

W ostatnich latach dostrzeżono korzyści wynikające z bezpośredniego wtrysku paliwa w silnikach HCCI. Okazało się, że mimo tworzenia mieszanki niemal homogenicznej, chwila wtrysku paliwa do cylindra w znacznym stopniu wpływa na chwilę początku spalania [28, 149]. Największy potencjał tkwi w reformowaniu paliwa w cylindrze w wyniku jego wtrysku w okresie ujemnego współotwarcia zaworów. Reformowanie paliwa jest dobrze znanym procesem [56], lecz dotychczas ta chemiczna modyfikacja paliwa mogła odbywać się wyłącznie poza cylindrem. Reformowanie paliwa znacznie zwiększa skłonność benzyny do samozapłonu [65], lecz niestety proces ten obniża sprawność cieplną silnika [136]. Aby zoptymalizować przebieg spalania konieczne jest sterowanie stopniem reformowania paliwa [19].

Rozwój silników HCCI ma już swoją historię, w związku z tym pojawiło się kilka opracowań podsumowujących dotychczasowy stan badań oraz wyznaczających kierunki dalszych prac. Doskonałego przeglądu ostatnich osiągnięć w zakresie kontrolowanego samozapłonu dokonali Zhao [155] oraz Yao i in. [151]. Z zakreślonych kierunków dalszych badań wynika, że stan rozwoju silników spalinowych w pewnym sensie powrócił do swoich początków. Autorzy postulują lepsze poznanie procesów chemicznych towarzyszących samozapłonowi złożonych paliw, wpływu ruchu ładunku w cylindrze i procesów mieszania na przebieg wywiązywania się ciepła oraz szersze zastosowanie optycznych metod pomiarowych do diagnostyki procesów roboczych. Wydaje się, że organizacja systemów spalania typu HCCI będzie jednym z bardziej interesujących kierunków badań w najbliższej przyszłości. Postulowane są prace nad optymalizacją silników HCCI pod kątem ich sprawności cieplnej i emisji toksycznych składników spalin w całym osiągalnym zakresie pracy.

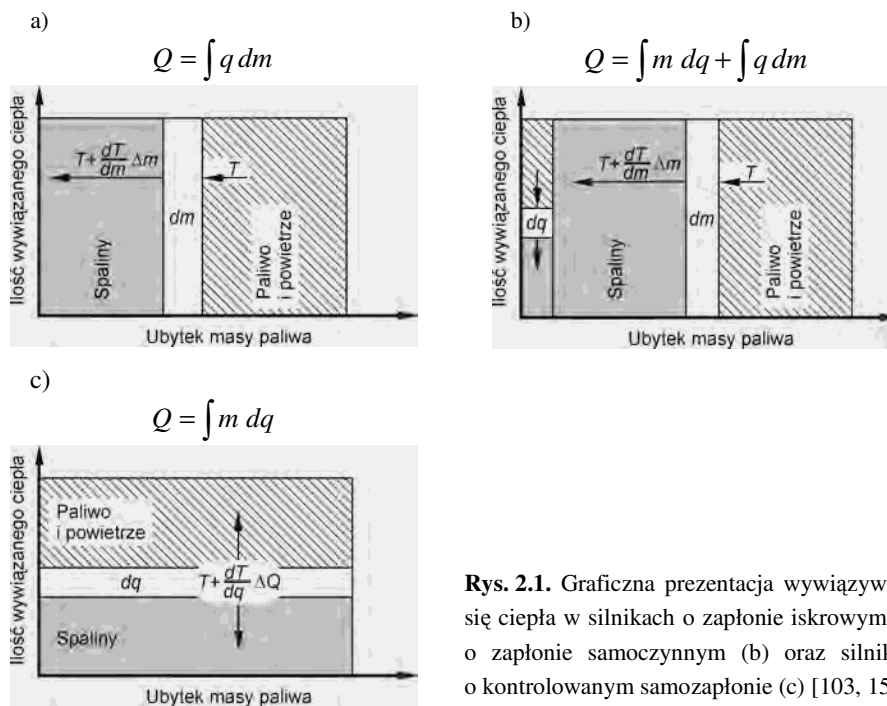
Należy również wspomnieć o dosyć bogatej historii nomenklatury związanej z kontrolowanym samozapłonem. W pierwszej pracy Onishi'ego [103] ten nowatorski system spalania został określony mianem ATAC (ang. *active thermo-atmosphere combustion*). Najt i Foster [93] wprowadzili skrót CIHC (ang. *compression-ignited homogeneous charge*). Wkrótce pojawiła się najczęściej spotykana nazwa – HCCI (ang. *homogeneous charge compression ignition*). Ponieważ mieszanka idealnie homogeniczna nie istnieje, a poza tym niekiedy korzystne jest częściowe uwarstwienie ładunku, dla uściślenia nazwy wprowadzono określenie PCCI (ang. *premixed-charge compression ignition*). Aby opisać procesy robocze, w których występuje większe uwarstwienie ładunku, zaproponowano kolejny akronim – SCCI (ang. *stratified-charge compression ignition*). Spośród określeń, które pojawiły się na przestrzeni lat, najbardziej uniwersalnym jest skrót CAI (ang. *controlled auto-ignition*), powszechnie przyjęty wśród prekursorów prac rozwojowych w tym kierunku. W polskiej nomenklaturze nie istnieje odpowiednik nazwy tego systemu spalania, dlatego też autor będzie posługiwał się dokładnym tłumaczeniem anglojęzycznego określenia – kontrolowany samozapłon, oraz skrótem CAI.

W niniejszej pracy zaprezentowano wyniki badań eksperymentalnych uzyskane na specjalnie przygotowanym silniku jednocylindrowym. Istotny jest fakt, że pierwotnie był to typowy silnik o zapłonie iskrowym z tworzeniem mieszanki w cylindrze, a zmodyfikowano jedynie układ rozrządu. Do podniesienia energii czynnika roboczego zastosowano wewnętrzną recyrkulację spalin uzyskaną z wykorzystaniem ujemnego współotwarcia zaworów. Według światowych liderów w dziedzinie badań i rozwoju tego systemu spalania jest to jedyny sposób realizacji kontrolowanego samozapłonu, jaki ma szansę na wprowadzenie w najbliższych latach do produkcji seryjnej [14, 43, 44].

2. System niskotemperaturowego spalania w silniku tłokowym

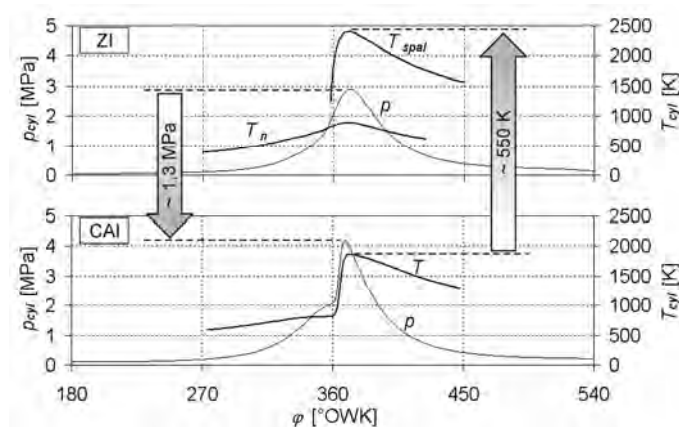
2.1. Koncepcja niskotemperaturowego spalania

Kontrolowany samozapłon jest systemem spalania objętościowego i niskotemperaturowego. Obniżenie maksymalnych temperatur w przestrzeni roboczej wynika z braku występowania lokalnych stref o wysokiej temperaturze, charakterystycznych dla klasycznych silników zarówno o zapłonie iskrowym, jak i samoczynnym.



Rys. 2.1. Graficzna prezentacja wywiązania się ciepła w silnikach o zapłonie iskrowym (a), o zapłonie samoczynnym (b) oraz silnikach o kontrolowanym samozapłonie (c) [103, 155]

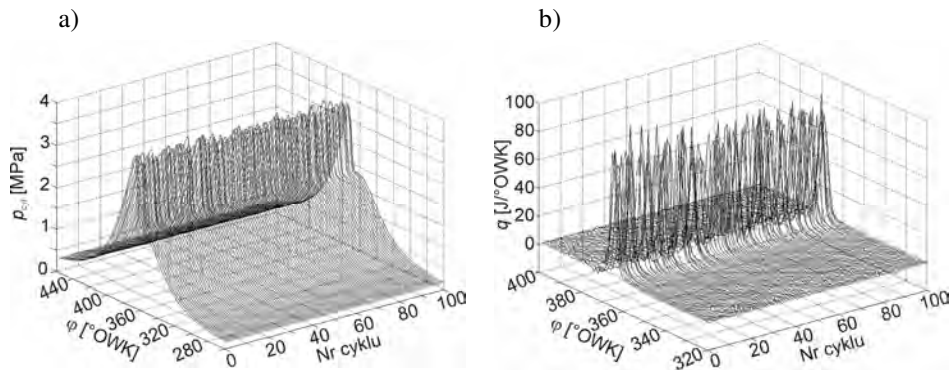
Różnice pomiędzy mechanizmami procesu wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika o zapłonie iskrowym i o zapłonie samoczynnym, a silnikiem o kontrolowanym samozapłonie można wyjaśnić na podstawie rysunku 2.1. W przypadku zapłonu iskrowego względnie cienka warstwa reakcyjna, w której występuje wywiązywanie się ciepła przemieszcza się w cylindrze oddzielając od siebie strefy niespalonej mieszanki oraz spalin. W silniku o zapłonie samoczynnym proces ten jest nieco bardziej skomplikowany, gdyż w początkowej fazie, w przygotowanej mieszance zachodzi proces spalania podobny do tego jaki odbywa się w silniku CAI, lecz ilość wydzielonego ciepła jest niewielka. Większa część paliwa utlenia się w wyniku spalania dyfuzyjnego, za którego przebieg odpowiedzialny jest mechanizm mieszania się paliwa i utleniacza.



Rys. 2.2. Porównanie przebiegów ciśnienia i temperatury w cylindrze podczas pracy silnika w trybie zapłonu iskrowego oraz kontrolowanego samozapłonu

W silniku CAI spalanie rozpoczyna się w wielu miejscach przestrzeni roboczej, więc powierzchnia wymiany ciepła pomiędzy świeżym ładunkiem i spalinami jest znacznie bardziej rozwinięta, niż w dwóch poprzednich systemach spalania. W związku z tym występuje wyrównywanie się temperatury w całej objętości komory spalania (rys. 2.1 c). W konsekwencji, w umownym przypadku samozapłonu mieszanki w całej objętości temperatura w cylindrze jest wartością uśrednioną w przestrzeni. Na rysunku 2.2 przedstawiono porównanie maksymalnej temperatury w strefie spalin w silniku o zapłonie iskrowym (obliczonej na podstawie dwustrefowego modelu spalania [46]) oraz uśrednionej temperatury w cylindrze silnika CAI przy jednakowym średnim ciśnieniu indykowanym wynoszącym około 0,4 MPa i mieszance stechiometrycznej. Wydzielanie stref w komorze spalania skutkuje wzrostem temperatury o około 550 K, podczas

gdy maksymalne ciśnienie w cylindrze silnika CAI jest większe o około 1,3 MPa. Gdyby przy tej samej masie ładunku ciśnienie w cylindrze silnika ZI osiągnęło wartość jaką uzyskano przy kontrolowanym samozapłonie, różnica temperatur, będąca tylko i wyłącznie efektem adiabatycznego sprężania, byłaby większa o kolejnych 400 K.



Rys. 2.3. Przebiegi ciśnienia indykowanego w cylindrze (a) oraz szybkości przejmowania ciepła przez czynnik roboczy (b) dla 100 cykli roboczych silnika o kontrolowanym samozapłonie

Od początku prac nad tym systemem spalania, głównym celem badań było sterowanie chwilą samozapłonu. Ponieważ silnik HCCI pozbawiony jest zewnętrznego źródła zapłonu, przebiegiem spalania można sterować jedynie w sposób pośredni. Jest oczywiste, że chwila samozapłonu zależna jest od przebiegu krzywej temperatury podczas sprężania ładunku w cylindrze oraz zdolności paliwa do samozapłonu [29]. Dlatego też największym wyzwaniem dla badaczy jest kontrola chwili początku spalania oraz szybkości wywiązywania się ciepła w cylindrze w zróżnicowanych warunkach pracy silnika [5]. Pomimo braku zewnętrznego źródła zapłonu silniki o kontrolowanym samozapłonie charakteryzują się znacznie większą powtarzalnością kolejnych cykli pracy niż silniki o zapłonie iskrowym [4, 49]. Na rysunku 2.3 przedstawiono przykładowe przebiegi ciśnienia i szybkości wywiązywania się ciepła w cylindrze dla 100 kolejnych cykli pracy silnika.

2.2. Sposoby realizacji kontrolowanego samozapłonu

Aby umożliwić kontrolowany samozapłon jednorodnej mieszanki benzynowo-powietrznej konieczne jest osiągnięcie w cylindrze odpowiednio wysokiej temperatury. Uzyskanie takich warunków przy stopniach sprężania typowych dla silników o zapłonie iskrowym i zasysaniu powietrza z otoczenia nie jest możliwe. W związku z tym, aby podnieść do odpowiedniego poziomu temperaturę końca sprężania, konieczne jest

dostarczenie dodatkowej energii do czynnika roboczego. Zwiększenie energii wewnętrznej czynnika może odbywać się na kilka sposobów:

- ogrzewanie powietrza na dolocie do silnika,
- zwiększenie stopnia sprężania,
- wykorzystanie energii wewnętrznej spalin (wewnętrzna recyrkulacja spalin),
- doładowanie silnika.

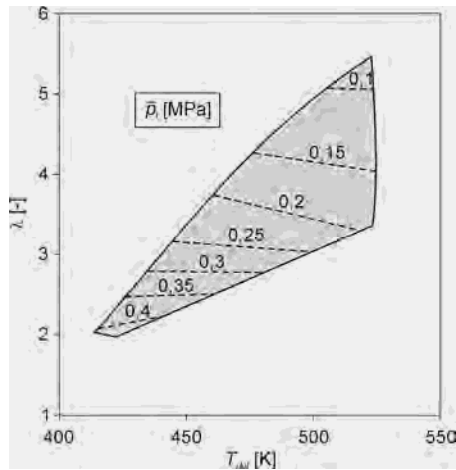
Do realizacji kontrolowanego samozapłonu można zastosować kombinację wszystkich czterech wymienionych powyżej metod. W przypadku benzyny (w pracach badawczych jako paliwo zastosowano benzynę o badawczej liczbie oktanowej 95) temperatura w cylindrze w chwili samozapłonu mieszanki może zmieniać się w granicach od 750 do 1050 K, zależnie od sposobu organizacji procesu wymiany ładunku w silniku [24, 76, 144, 156]. Różne metody dostarczania energii wywołują odmienne relacje pomiędzy krzywymi temperatury i ciśnienia sprężania. Stosowanie wysokich stopni sprężania powoduje, że przy tych samych temperaturach końca sprężania uzyskiwane są także dużo większe ciśnienia. Należy pamiętać o tym, że wzrost temperatury skraca zwłokę samozapłonu w większym stopniu niż wzrost ciśnienia, a współczynnik nadmiaru powietrza ją wydłuża [15]. Najniższe temperatury samozapłonu uzyskiwane są przy ogrzewaniu ładunku poprzez rozrzedzenie go gorącymi spalinami. Reaktywne składniki znajdujące się w spalinach przyspieszają samozapłon [55, 72].

We wczesnych pracach nad kontrolowanym samozapłonem wykorzystywano ogrzewanie powietrza na dolocie do silnika. Jest to efektywny sposób tworzenia w cylindrze silnika warunków do samozapłonu. Wspomniane już pierwsze badania Najta i Fostera [93] na silniku 4-suwowym były zrealizowane właśnie przy pomocy ogrzewania powietrza na dolocie. Thring [133] dokonał analizy zakresu pracy silnika z ogrzewaniem powietrza przy zmiennym współczynniku nadmiaru powietrza, współczynniku (zewnętrznej) recyrkulacji spalin oraz stopniu sprężania.

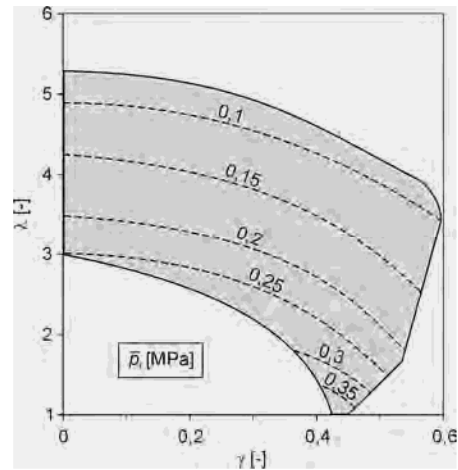
W większości eksperymentów, w których wykorzystywano ogrzewanie powietrza na dolocie, stosowano także podwyższone stopnie sprężania (przyjęto, że podwyższony stopień sprężania, to większy od 12). Canakci [17] prowadził badania na silniku o stopniu sprężania 16,1 zasilanym indolenem, przy temperaturze powietrza na dolocie wynoszącej 119 °C. Porównał on także sprawność cieplną silnika wolnossącego i doładowanego, uzyskując znaczną redukcję zużycia paliwa przy zwiększeniu ciśnienia powietrza. Należy jednak zauważyć, że autor zastosował zewnętrzny układ doładowania, nie uwzględniając przy tym energii pochłanianej przez sprężarkę.

Ponieważ zakres temperatury powietrza przy zmiennym składzie mieszanki paliwowo-powietrznej, w którym można realizować proces roboczy CAI jest dość wąski, temperatura powietrza na dolocie musiałaby podążać za zmianami obciążenia silnika,

regulowanego głównie współczynnikiem nadmiaru powietrza. Na rysunku 2.4 przedstawiono zakres realizacji kontrolowanego samozapłonu przy zmiennej temperaturze powietrza i składzie mieszanki.



Rys. 2.4. Zakres stabilnej pracy benzynowego silnika CAI z podgrzewaniem powietrza na dolocie; $n = 1200$ obr/min, $\varepsilon = 15$ [47]. Warstwice oznaczają wartości średniego ciśnienia indykowanego



Rys. 2.5. Zakres stabilnej pracy benzynowego silnika CAI przy stałej temperaturze powietrza na dolocie ($T_{dol} = 593$ K) i zewnętrznej recyrkulacji spalin; $n = 1500$ obr/min, $\varepsilon = 11,5$ [97]. Warstwice oznaczają wartości średniego ciśnienia indykowanego

Oakley i in. [97] uzyskali kontrolowany samozapłon w silniku benzynowym przy stopniu sprężania równym 11,5. Powietrze ogrzewane było do temperatury 320 °C, która utrzymywana była na stałym poziomie, natomiast w celu regulacji obciążenia zmieniano współczynnik nadmiaru powietrza oraz współczynnik zewnętrznej recyrkulacji spalin. Uzyskany zakres pracy przedstawiono na rysunku 2.5. Badacze ci, przy zastosowaniu różnych paliw, doszli do ciekawych wniosków, że do opisanego skłonności lub odporności paliw na samozapłon w systemie spalania CAI nie ma zastosowania powszechnie wykorzystywany wskaźnik, jakim jest liczba oktanowa [98]. Obserwacje te zostały wielokrotnie potwierdzone [15, 59, 137]. Bhave i in. [13] stwierdzili, że w celu uzyskania kontrolowanego samozapłonu, przy stopniach sprężania typowych dla silników ZI, należy utrzymywać temperaturę w chwili zamknięcia zaworu dolotowego na poziomie od 200 do 220 °C.

Doskonałej analizy zależności pomiędzy współczynnikiem recyrkulacji spalin a wymaganą temperaturą powietrza na dolocie dokonali Dec i in. [30]. Badania przeprowadzone zostały na silniku o stopniu sprężania 14 zasilanym benzyną. Autorzy zwró-

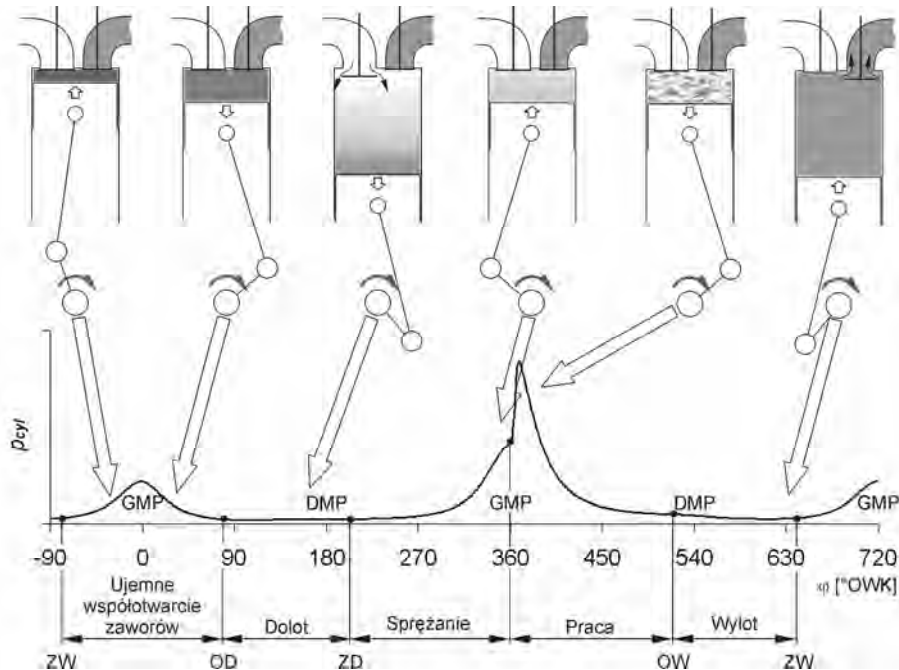
cili uwagę na wzajemne zależności pomiędzy nadmiarem powietrza, ilością recyrkulowanych spalin oraz napełnieniem silnika. Aby wyizolować wpływ poszczególnych czynników na wymagane temperatury dolotu, silnik pracował ze stałym współczynnikiem rozrzedzenia ładunku (stosunkiem masy powietrza i spalin w cylindrze do masy paliwa). W celu utrzymania niezmiennego kąta samozapłonu, przy zmianie współczynnika recyrkulacji spalin od 0 do 0,6, temperatura na dolocie musiała zmieniać się w zakresie od 190 do 133 °C.

Badania nad kontrolowanym samozapłonem metanu z wykorzystaniem ogrzewania powietrza na dolocie zrealizowano także w Polsce przez Motyla i in. [90, 91]. Wspomniani badacze ogrzewali powietrze w zakresie temperatur od 140 do 210 °C przy stopniu sprężania równym 14,1 [91]. Badania miały na celu określenie wpływu temperatury powietrza na dolocie oraz współczynnika nadmiaru powietrza na chwilę samozapłonu. Istotną obserwacją było to, że w miarę zwiększania temperatury powietrza maleje jej wpływ na zwłokę samozapłonu.

Pomimo, iż podgrzewanie powietrza jest skuteczną metodą realizacji kontrolowanego samozapłonu, jej zastosowanie w pojazdach nie jest możliwe. Prekursorzy zaawansowanych badań na systemem spalania CAI, którzy w swoich pracach stosowali tą metodę stwierdzili, że nie nadaje się ona do praktycznego wykorzystania ze względu na zwłokę działania układów ogrzewania powietrza [156]. Wymagany zakres regulacji temperatury powietrza wiąże się z koniecznością zastosowania ogrzewania elektrycznego, co skutkowałoby ogromnym zużyciem energii [5, 125].

Ogrzewanie powietrza doskonale sprawdza się w warunkach laboratoryjnych, lecz aby opracować system spalania możliwy do zastosowania w silnikach trakcyjnych konieczne było znalezienie innego sposobu zwiększania energii wewnętrznej czynnika w cylindrze przed rozpoczęciem sprężania. W ostatnich latach zaczęto stosować ogrzewanie ładunku przez rozcieńczenie go wewnątrz recyrkulowanymi gorącymi spalinami. Ten system spalania pozwala na realizację kontrolowanego samozapłonu paliw takich jak benzyna przy stopniach sprężania typowych dla silników o zapłonie iskrowym. Jest to technika polegająca na zatrzymywaniu spalin w cylindrze w trakcie procesu wylotu przez zamknięcie zaworu wylotowego przed GMP w suwie wylotu. Spaliny pozostałe w cylindrze są sprężane, a następnie, po GMP rozprężane. Aby ciśnienie w cylindrze nie doprowadziło do nadmiernych przepływów zwrotnych do kanału dolotowego, otwarcie zaworu dolotowego powinno być odpowiednio opóźnione. Sposób sterowania fazami rozrządu umożliwiający pozostawienie spalin w cylindrze określane jest mianem ujemnego współotwarcia zaworów. Kąt ujemnego współotwarcia zaworów jest to kąt obrotu wału korbowego pomiędzy zamknięciem zaworu wylotowego, a otwarciem zaworu dolotowego. Na rysunku 2.6 przedstawiono sposób realizacji cyklu roboczego silnika CAI pracującego z ujemnym współotwarcieniem zaworów i wewnętrzną

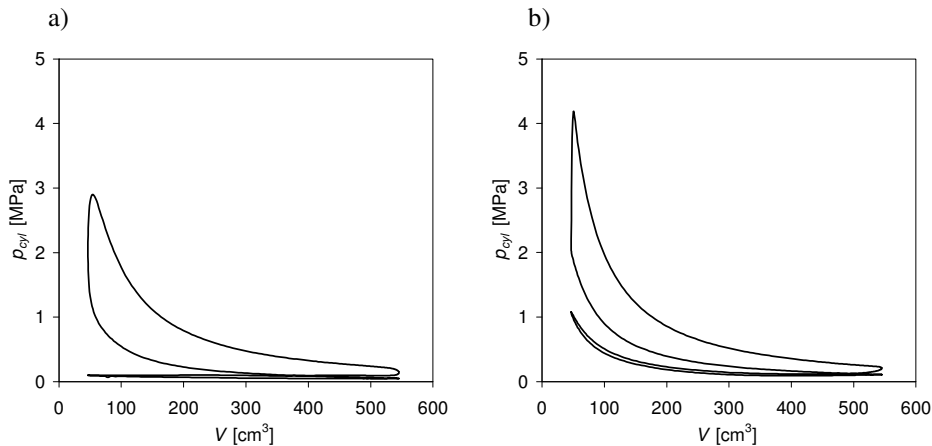
recyrkulacją spalin. Oznaczono tam także charakterystyczne kąty otwarcia i zamknięcia zaworów. Rysunek 2.7 przedstawia typowy obieg silnika CAI oraz silnika ZI przy takiej samej wartości średniego ciśnienia indykowanego. Pomiary ciśnienia w cylindrze przeprowadzono na obiekcie wykorzystywanym podczas badań eksperymentalnych.



Rys. 2.6. Zasada działania silnika CAI z ujemnym współotwarcieniem zaworów i wewnętrzną recyrkulacją spalin

Lavy i in. [74] przeprowadzili badania, których wyniki dowiodły, że ogrzewanie powietrza przez wewnętrznym recyrkulowane spaliny pozwala na znaczne obniżenie wymaganych temperatur dolotu. Zhao i in. [156] zastosowali zmodyfikowany układ rozrządu w celu uzyskania ujemnego współotwarcia zaworów w seryjnym silniku samochodowym. Znaczny współczynnik recyrkulacji spalin (od 0,4 do 0,8) i związany z tym ograniczony współczynnik napełnienia cylindra umożliwiły pracę silnika bez spalania stukowego przy stechiometrycznej mieszance paliwowo-powietrznej w zakresie do 0,4 MPa średniego ciśnienia efektywnego. Uzyskanie łagodnego przebiegu spalania było możliwe dzięki rozrzedzeniu ładunku przez recyrkulowane spaliny. Regulacja obciążenia zrealizowana została za pomocą zmian faz rozrządu, jednakże przy mieszance stechiometrycznej nie było możliwe uzyskiwanie małych obciążeń. Dostrzeżono także, że napełnienie cylindra zależy w znacznie mniejszym stopniu od faz zaworu dolotowego,

niż faz zaworu wylotowego. Oznacza to, że proces napełniania cylindra zdeterminowany jest przez ilość spalin pozostałych w cylindrze.



Rys. 2.7. Obiegi silnika ZI (a) oraz silnika CAI (b) z wewnętrzną recyrkulacją spalin i ujemnym współtwarciem zaworów przy jednakowym średnim ciśnieniu indykowanym wynoszącym 0,4 MPa; $n = 1500$ obr/min, $\lambda = 1$

W wielu późniejszych pracach stosowana była ta technika dostarczania ciepła, często także w połączeniu z ogrzewaniem powietrza na dolocie, jak również przy podwyższonych stopniach sprężania. Yamaoka i in. [149] realizowali kontrolowany samozapłon bez ogrzewania powietrza przy stopniu sprężania równym 17,2 i niewielkim kącie ujemnego współtwarcia zaworów. Zamykanie zaworu wylotowego następowało 60 °OWK przed GMP. Aby umożliwić zmniejszenie stopnia sprężania do 12 należało zamykać zawór wylotowy 91 °OWK przed GMP.

Yap i in. [152] przeprowadzili badania przy zmiennym stopniu sprężania oraz przy zmiennym kącie ujemnego współtwarcia zaworów (paliwem był propan a mieszanka stechiometryczna). Jednakże przy umiarkowanym stopniu sprężania ($\varepsilon = 12,5$) w dalszym ciągu konieczne było ogrzewanie powietrza do temperatury powyżej 100 °C. Przy wzrastającym kącie ujemnego współtwarcia zaworów malała wymagana temperatura na dolocie do silnika. Caton [21] stwierdził ponadto, że obok temperatury początku sprężania, na chwilę samozapłonu także silnie wpływa zawartość spalin w mieszaninie.

Inną skuteczną metodą doprowadzania spalin do cylindra jest ich zasysanie z układu wylotowego przez otwieranie zaworu wylotowego w trakcie suwu dolotu. Chang i in. [23, 24] zastosowali sterowanie układu rozrządu typowe dla silnika o zapłonie iskrowym. Dodatkowo, podczas dolotu otwierane były zawory wylotowe. Wznios został zredukowany do 40% otwarcia podczas wylotu spalin, a kąt otwarcia wynosił

137 °OWK. Podczas zasysania spalin z powrotem do cylindra kąt maksymalnego otwarcia zarówno zaworów dolotowych jak i wylotowych był jednakowy.

Przy stałym współczynniku nadmiaru powietrza i zastosowaniu wewnętrznej recyrkulacji spalin osiągalny zakres zmian współczynnika napełnienia nie jest zbyt duży. W związku z tym możliwości regulacji momentu obrotowego silnika są bardzo ograniczone. Aby silnik mógł pracować w szerszym zakresie, regulacja obciążenia musi odbywać się z wykorzystaniem zmian zarówno napełnienia cylindra jak i współczynnika nadmiaru powietrza. Zastosowanie wewnętrznej recyrkulacji spalin bez ogrzewania powietrza nie pozwala na uzyskiwanie dużych wartości współczynnika nadmiaru powietrza. Zwykle jest to zakres typowy dla silników o zapłonie iskrowym spalających ładunek homogeniczny. Stwarza to ograniczenie dla uzyskiwania małych obciążeń silnika [22].

W większości przytaczanych dotychczas badaniach stosowano tworzenie mieszanki zbliżonej homogenicznej, najczęściej poza cylindrem. Tendencją rozwojową silników o zapłonie iskrowym jest jednak stosowanie bezpośredniego wtrysku benzyny i spalanie ładunku uwarstwionego. W ostatnich latach zaczęto prowadzić intensywne badania nad silnikami CAI bazującymi na systemach spalania z tworzeniem mieszanki w cylindrze. Zastosowanie bezpośredniego wtrysku paliwa umożliwiło rozszerzenie zakresu obciążenia silnika. Ponieważ kąt wtrysku wpływa na szybkość wywiązywania się ciepła, można spowolnić przebieg procesu spalania, a przez to uniknąć spalania stukowego, co uniemożliwia uzyskiwanie większych obciążeń. Wtrysk bezpośredni pozwala również na uzyskiwanie małych obciążeń w silnikach z ujemnym współotwarciem zaworów. W trakcie rekompresji spalin w cylindrze występują warunki sprzyjające reformowaniu paliwa. Dzięki temu zwiększa się jego skłonność do samozapłonu i możliwe jest stosowanie większych współczynników nadmiaru powietrza. Koopmans i in. [65] stwierdzili, że przy uboższych mieszankach chłodzący efekt wtrysku paliwa obniża temperaturę samozapłonu. W rzeczywistości, nadmiar tlenu intensyfikuje proces reformowania paliwa i dzięki temu uzyskiwane są mniejsze temperatury samozapłonu.

Warto także zwrócić uwagę na fakt, że niezależnie od tego, czy zachodzi proces reformowania, w silnikach z bezpośrednim wtryskiem paliwa uzyskiwane są znacznie mniejsze temperatury samozapłonu niż w silnikach z tworzeniem mieszanki poza cylindrem [76]. Dzieje się tak, ponieważ niejednorodność ładunku skutkuje pojawieniem się w komorze spalania przestrzeni o wyższych temperaturach niż temperatura uśredniona w objętości [120] i w ten sposób ułatwia samozapłon, szczególnie mieszanek ubogich [2, 3, 20, 61, 75]. Herold i in. [45] stwierdzili, że niejednorodność rozkładu paliwa w cylindrze wpływa na szybkość wywiązywania się ciepła w znacznie mniejszym stopniu niż niejednorodność mieszaniny powietrza i spalin.

Dzięki zastosowaniu bezpośredniego wtrysku benzyny w silnikach CAI pojawiło się dodatkowe narzędzie umożliwiające kontrolę przebiegu wywiązywania się ciepła. Sterowanie kątem wtrysku paliwa stało się w ostatnich latach przedmiotem wielu prac. Urushihara i in. [136] przeprowadzili badania przy pojedynczej dawce wtrysku paliwa do cylindra oraz przy podziale dawki na dwie części. Reformowanie paliwa (wtrysk całej dawki 30 °OWK przed GMP w czasie ujemnego współotwarcia zaworów) pozwoliło na uzyskiwanie większych wartości współczynnika nadmiaru powietrza, lecz prowadziło do znacznego spadku sprawności cieplnej. Przy zastosowaniu dwukrotnego wtrysku paliwa możliwe było dalsze rozszerzenie dolnej granicy obciążenia a także podwyższenie sprawności cieplnej. Pierwsza dawka wtryskiwana była 30 °OWK przed GMP w czasie sprężania spalin, a druga w czasie suwu dolotu. Ilość paliwa, która była reformowana w cylindrze w niewielkim stopniu wpływała na sprawność i zakres współczynnika nadmiaru powietrza. Autorzy zwrócili uwagę na fakt, że wraz z malejącym obciążeniem silnika szybko wzrasta jednostkowe indykowane zużycie paliwa. Wzrost ten został przypisany nieodpowiedniemu kątowi samozapłonu.

Doładowanie silnika CAI pozwala na uzyskiwanie większych obciążeń, jeżeli ograniczenie stanowi ilość powietrza, jaka napływa do cylindra [115]. Zwiększenie ciśnienia dolotu umożliwia stosowanie mniejszych współczynników recyrkulacji spalin przy zachowaniu odpowiedniego przebiegu krzywej sprężania. Za pomocą ciśnienia doładowania można także zmieniać ilość spalin w cylindrze bez konieczności stosowania zmian faz rozrządu [37]. Wszyński i Xu [147] przedstawili podsumowanie swoich prac, gdzie między innymi zajmowali się zagadnieniem wpływu doładowania na proces roboczy silnika. Stwierdzili oni, że zmniejszenie ilości recyrkulowanych spalin i podniesienie ciśnienia dolotu umożliwia osiągnięcie znacznej redukcji emisji tlenków azotu. W tych badaniach wykorzystano silnik z tworzeniem mieszanki poza cylindrem, a ciśnienie doładowania i współczynnik nadmiaru powietrza były głównymi instrumentami umożliwiającymi kontrolę chwili samozapłonu [153].

Ciekawy sposób tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej w silniku CAI przedstawili Gnanam i in. [39]. W celu uzyskania reformowania etanolu w silniku bez ujemnego współotwarcia zaworów (stopień sprężania wynosił 16, a temperatura powietrza na dolocie do silnika – 150 °C) zastosowano dodatkową komorę otwieraną przez ciśnienie w cylindrze. Komora ta połączona była z główną komorą spalania, podobnie jak komora wirowa w silniku o zapłonie samoczynnym. Jednakże przestrzenie te były oddzielone zaworem, który otwierał się przy odpowiednich wartościach ciśnienia w cylindrze. Produkty spalania były uwięzione w komorze pod koniec spalania i w okresie dalszej części rozprężania, wylotu spalin, dolotu oraz w początkowym etapie sprężania tam pozostawały. W tym czasie następował wtrysk paliwa do komory, w której panowały odpowiednie warunki do zajścia procesu reformowania. Na skutek sprężania zawór

łączy komory ponownie się otwierał, uwalniając do głównej komory spalania reformowane paliwo. Regulacja kąta otwarcia i zamknięcia dodatkowej komory oraz ilości paliwa jaka była do niej wtryskiwana (pozostała część paliwa była podawana do kolektora dolotowego) pozwoliła na precyzyjne sterowanie chwilą samozapłonu.

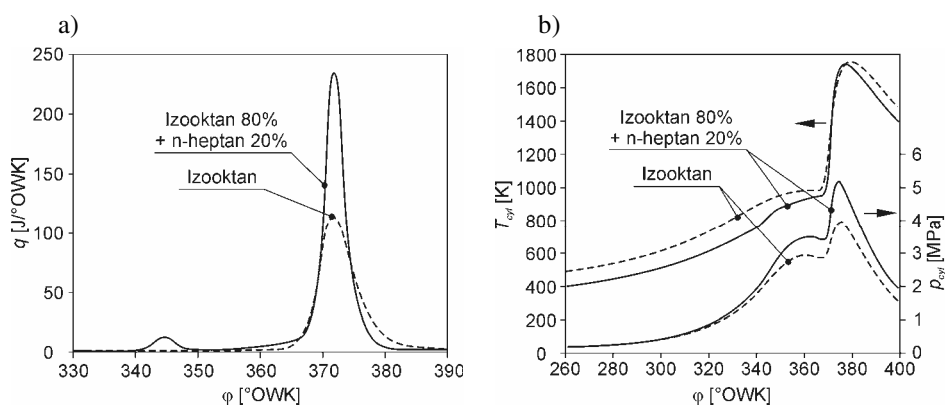
2.3. Rodzaje stosowanych paliw

Kontrolowany samozapłon może być realizowany dla wszystkich wykorzystywanych paliw silnikowych. W przypadku oleju napędowego ta technika spalania znalazła się już w produkcji [44], ale jak już wspomniano we wstępie, osiągnięcie to związane jest tylko i wyłącznie ze zmianą sposobu tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej [82, 157]. Badania nad zastosowaniem paliw o dużej liczbie oktanowej, takich jak benzyna, znajdują się na etapie intensywnego rozwoju. Ze względu na rosnące zainteresowanie paliwami odnawialnymi warto zwrócić uwagę na prace prowadzone w tym zakresie.

Mechanizmy samozapłonu są odmienne dla różnych paliw, jednak generalnie można podzielić je na dwie grupy; o zapłonie jednostopniowym i zapłonie dwustopniowym. Dla paliw o jednostopniowym mechanizmie samozapłonu (np. benzyny, etanolu, gazu ziemnego) reakcje spalania rozpoczynają się po osiągnięciu temperatury w cylindrze na poziomie 950–1050 K [118] (należy pamiętać, że w badaniach eksperymentalnych nierzadko uzyskiwane są średnie temperatury w cylindrze nawet o 200 K mniejsze). W przypadku paliw o dwustopniowym mechanizmie samozapłonu około 10–20 °OWK przed rozpoczęciem szybkiego wywiązywania się ciepła pojawiają się tzw. zimne płomienie. Dla takich paliw temperatura rozpoczęcia reakcji wynosi ok. 760–880 K [119]. Dwustopniowe spalanie jest typowe dla oleju napędowego, a także lżejszych paliw (o mniejszych średnich masach molowych), takich jak np. nafta [53, 125]. W badaniach podstawowych, mających na celu poznanie mechanizmów utleniania, najczęściej stosowane są paliwa referencyjne będące mieszaniną prostych węglowodorów. Na rysunku 2.8 przedstawiono przebiegi szybkości wywiązywania się ciepła, temperatury i ciśnienia w cylindrze podczas spalania izooktanu oraz mieszaniny izooktanu i n-heptanu, która charakteryzuje się dwustopniowym mechanizmem spalania.

Aby uzyskać jednakowy kąt samozapłonu (początku wysokotemperaturowego wywiązywania się ciepła), przy jednakowym stopniu sprężania i współczynniku nadmiaru powietrza zmieniano temperaturę na dolocie do silnika. Wymagane podniesienie temperatury na początku sprężania w przypadku izooktanu było mniejsze niż 100 K. Ponieważ zmieniał się także współczynnik napełnienia, w konsekwencji, w przypadku mieszaniny węglowodorów masa paliwa w cylindrze także była większa. Warto zwrócić uwagę na fakt, że temperatura początku reakcji wysokotemperaturowych w przypadku

obu paliw jest niemal jednakowa. Początkowa różnica jest niwelowana przez ciepło wywiązane w wyniku reakcji niskotemperaturowych.



Rys. 2.8. Przebiegi wywiązywania się ciepła (a) oraz temperatury i ciśnienia (b) podczas spalania izooktanu oraz mieszaniny izooktanu i n-heptanu o badawczej liczbie oktanowej 80 [118]

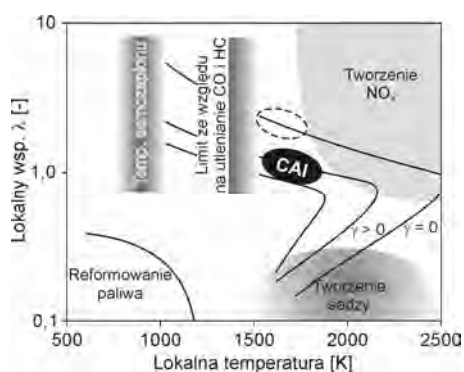
Wykorzystanie do zasilania silników CAI etanolu [39, 57], metanolu [158], gazu ziemnego [58, 91], wodoru [127], propanu [78, 152], eteru dimetylowego [123, 158] oraz ich różnych mieszanin było przedmiotem licznych prac [113, 147]. W zasadzie wszystkie badania ukierunkowane są na sterowanie przebiegiem wywiązywania się ciepła. Jedyne różnice w sposobach realizacji kontrolowanego samozapłonu polegają na doborze stopnia sprężania, temperatury powietrza na dolocie do silnika lub odpowiedniego sterowania ujemnym współotwrciem zaworów.

Ciekawe wyniki uzyskuje się także stosując mieszaniny paliw o różnych skłonnościach do samozapłonu. Zasilanie silnika benzyną z dodatkiem oleju napędowego pozwala na uzyskiwanie mniejszych obciążeń silnika przy mniejszych temperaturach dolotu [159]. Ogawa i in. [100] przeprowadzili badania na paliwach o małych liczbach oktanowych (nafcie i n-heptanie), dodając różnych inhibitorów w celu obniżenia szybkości narastania ciśnienia w cylindrze. Przy zastosowaniu wtrysku wody doszli oni do wniosku, że ten dodatek do paliwa nie skutkuje zmniejszeniem szybkości wywiązywania się ciepła. Megaritis i in. [88] uzyskali podobne wyniki przy zasilaniu silnika mieszaninami bioetanolu i wody, której dodanie nie spowalnia procesu spalania, ale znacznie ogranicza możliwość stosowania ubogich mieszanek. Dodawanie natomiast do paliw o małych liczbach oktanowych alkoholi, opóźnia reakcje wysokotemperaturowe bez wpływu na chwilę początku reakcji niskotemperaturowych [99].

2.4. Emisja spalin i sprawność silnika

Największą zaletą kontrolowanego samozapłonu na tle silników o zapłonie iskrowym oraz klasycznych silników o zapłonie samoczynnym (w których występuje faza spalania dyfuzyjnego) jest znaczna redukcja emisji tlenków azotu. Zastosowanie tego systemu spalania pozwala na obniżenie emisji tlenków azotu (głównie NO) z cylindra nawet o 98% [84]. Jest to możliwe, ponieważ w cylindrze silnika nie występują lokalne strefy o wysokich temperaturach. Większa jednorodność mieszanki paliwowo-powietrznej niż w silnikach Diesla i silnikach o zapłonie iskrowym spalających ładunek uwarstwiony powoduje także znaczące obniżenie emisji cząstek stałych.

Ponieważ regulacja obciążenia silnika CAI z ujemnym współtwarciem zaworów odbywa się głównie przez zmiany współczynnika recyrkulacji spalin oraz współczynnika nadmiaru powietrza, przy małych obciążeniach uzyskiwane są również małe temperatury w cylindrze. Wiąże się to ze wzrostem emisji tlenku węgla oraz niespalonych węglowodorów w porównaniu do konwencjonalnych systemów spalania [132]. Wzrost emisji CO wynika głównie ze spadku szybkości utleniania CO na CO₂. Utlenianie CO jest zdominowane przez reakcję $CO + OH \rightarrow CO_2 + H$, która odpowiada za 97% masy dwutlenku węgla, który powstaje pod koniec procesu spalania, a obniżanie temperatury znacznie zmniejsza stężenie rodników OH. Najniższe dopuszczalne z punktu widzenia emisji CO temperatury w przestrzeni roboczej nie zależą też od rodzaju stosowanego paliwa, gdyż w końcowej fazie spalania przebieg reakcji utleniania jest taki sam dla wszystkich paliw węglowodorowych [117]. Wzrost emisji niespalonych węglowodorów wynika głównie z wpływu efektu przyściennego przy niskich temperaturach i jednorodnym ładunku w komorze spalania.



Rys. 2.9. Graficzna prezentacja zakresu pracy silnika CAI [60, 108]. Linia kreskową oznaczono obszar pracy uzyskiwany w silnikach z ogrzewaniem powietrza na dolocie bez recyrkulacji spalin

Na rysunku 2.9 przedstawiono zakres pracy silnika CAI, który został pierwotnie określony dla silników Diesla z częściową homogenizacją ładunku, lecz ma on także zastosowanie w benzynowych silnikach CAI z tworzeniem mieszanki w cylindrze.

Zakres maksymalnej temperatury uzyskiwanej w cyklu roboczym, jaki pozwala na utlenienie tlenku węgla w wystarczającym stopniu oraz nie powoduje nadmiernej emisji tlenków azotu, jest bardzo wąski. W silniku z ujemnym współtwarciem zaworów i wewnętrzną recyrkulacją spalin temperatura w cylindrze jest ograniczona ze względu na dużą ilość spalin z poprzedniego cyklu. W zasadzie, nawet przy mieszankach zbliżonych do stechiometrycznej uzyskiwane są względnie małe temperatury. Przy zastosowaniu ogrzewania powietrza na dolocie bez zewnętrznej recyrkulacji spalin silnik musi być zasilany mieszanką o znacznym nadmiarze powietrza. Zubożenie mieszanki powoduje, że spada temperatura spalania i bardzo szybko wzrasta emisja tlenku węgla. Pomimo, iż utlenianie CO w trójfunkcyjnym reaktorze katalitycznym spalin, nawet przy niskich temperaturach jest bardzo skuteczne, zwiększona emisja tego składnika powoduje, że spada sprawność spalania, a tym samym wzrasta zużycie paliwa.

3. Cel i zakres pracy

Przedmiotem niniejszego opracowania jest analiza procesu roboczego silnika o kontrolowanym samozapłonie zasilanego benzyną. Została ona dokonana na podstawie wyników badań eksperymentalnych procesów zachodzących w cylindrze, w połączeniu z modelowaniem zjawisk związanych z wymianą ładunku. Ponieważ nadrzędnym celem rozwoju systemów spalania jest podnoszenie sprawności cieplnej oraz minimalizacja emisji toksycznych składników spalin, to kryterium przyjęto do oceny uzyskanych wyników badań.

Należy podkreślić, że jest to względnie nowy kierunek, w którym prowadzone są intensywne prace w wiodących ośrodkach naukowo-badawczych na całym świecie. Dojrzałe rozwiązania silników benzynowych o kontrolowanym samozapłonie (wewnętrzna recyrkulacja spalin i bezpośredni wtrysk paliwa do cylindra), które mają szansę na wprowadzenie do produkcji seryjnej w najbliższej przyszłości, pojawiły się dopiero w ostatnim dziesięcioleciu. Na obecnym etapie rozwoju, każdy pomyślnie przeprowadzony eksperyment dostarcza cennych informacji zbliżających środowisko naukowe zajmujące się tą tematyką do lepszego poznania procesów roboczych oraz opracowania sposobów ich kontrolowania.

Celem pracy jest poszerzenie wiedzy z zakresu organizacji systemów spalania w silnikach benzynowych o kontrolowanym samozapłonie, z położeniem szczególnego nacisku na sposoby sterowania przebiegiem procesu roboczego w zmiennych warunkach pracy. Cele szczegółowe, których realizacja, zdaniem autora, rozszerzy istniejący stan badań w tej dziedzinie to:

- analiza procesu wymiany ładunku wraz z ilościowym opisem przepływów zwrotnych do układu dolotowego silnika oraz uwzględnienie tego zjawiska jako czynnika cyklicznej zmienności składu ładunku w cylindrze,
- ocena procesu reformowania paliwa w cylindrze oraz określenie jego wpływu na przebieg spalania, sprawność i emisję toksycznych składników spalin z uwzględnieniem zmian składu frakcyjnego niespalonych węglowodorów,

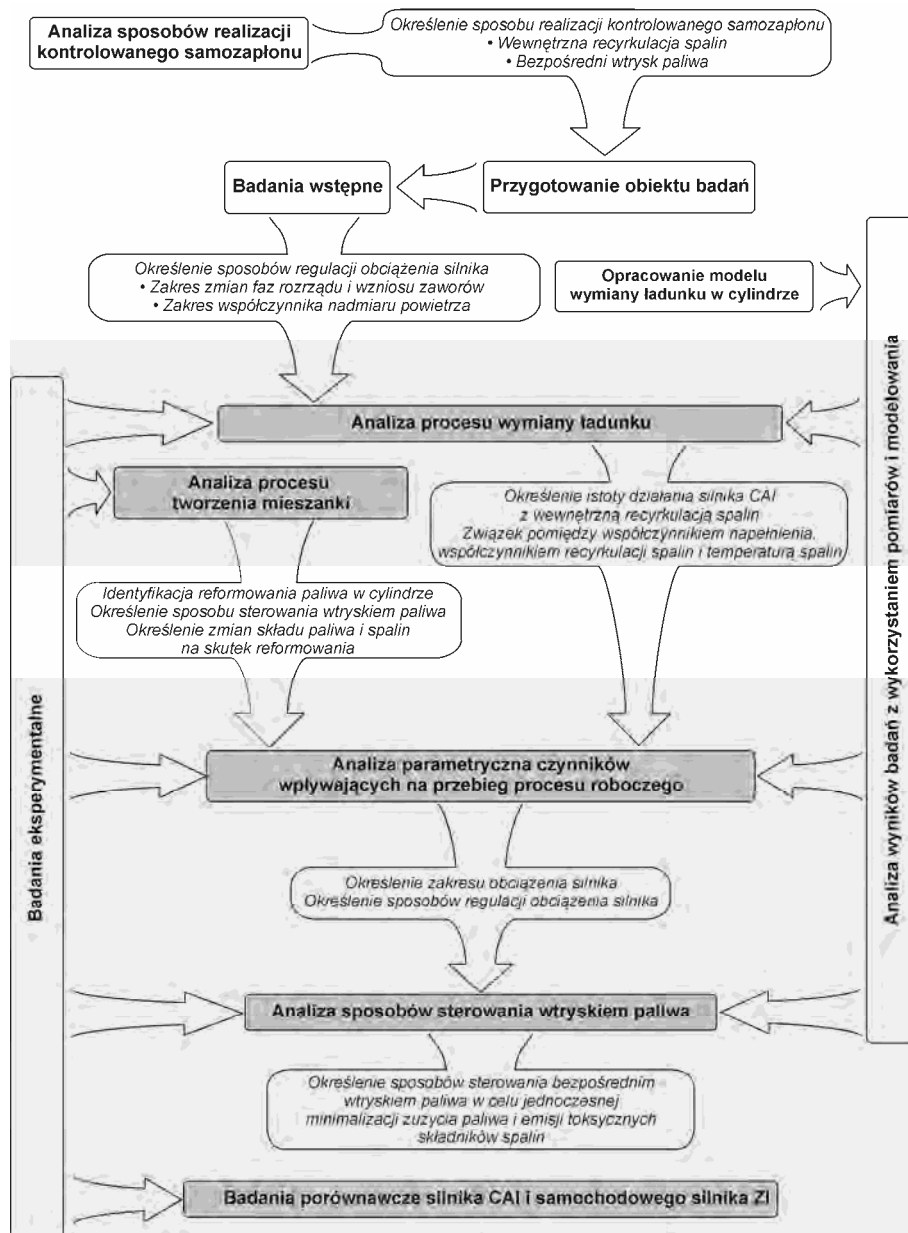
- optymalizacja sterowania bezpośrednim wtryskiem paliwa w różnych stanach obciążenia silnika.

Badania eksperymentalne zostały przeprowadzone na specjalnie skonstruowanym silniku. Przygotowując obiekt badań kierowano się tym, aby zastosowany w nim system spalania był jak najbardziej zbliżony do rozwiązań wykorzystywanych w nowoczesnych silnikach o zapłonie iskrowym z tworzeniem mieszanki w cylindrze. Pojemność skokowa silnika wynosiła około 500 cm^3 , a stopień sprężania 11,7. Wyposażony był on w układ bezpośredniego wtrysku paliwa z wysokociśnieniowym wtryskiwaczem wirowym. Jedyną różnicą w stosunku do typowego silnika o zapłonie iskrowym polegała na zastosowaniu zmodyfikowanego układu rozrządu umożliwiającego płynną regulację wzniosu zaworów oraz faz rozrządu podczas pracy. Dzięki temu uzyskano wewnętrzną recyrkulację spalin z szerokimi możliwościami sterowania procesem wymiany ładunku.

Do analizy wyników pomiarów opracowano hybrydowy model procesu wymiany ładunku. W zamkniętym układzie termodynamicznym w cylindrze silnika wykonywana była klasyczna analiza procesu roboczego (załącznik 2). Przy otwartych zaworach zastosowano modelowanie przepływu czynnika (rozdział 5), przy czym wartości ciśnienia w cylindrze pochodziły z pomiarów. Takie podejście do analizy wyników pozwoliło na określanie przebiegu wymiany masy w cylindrze w każdym cyklu pracy z osobna.

Badania zostały przeprowadzone w kilku etapach (rys. 3.1). Aby dokonać parametrycznej oceny czynników wpływających na przebieg procesu spalania, w cylindrze była tworzona mieszanka homogeniczna bez reformowania paliwa oraz mieszanka zawierająca reformowane paliwo. Eksperymenty zrealizowano w całym zakresie obciążeń, osiągalnych podczas pracy silnika w trybie kontrolowanego samozapłonu, przy zmiennym współczynniku nadmiaru powietrza, współczynniku napełnienia oraz współczynniku recyrkulacji spalin. Uzyskane wyniki pozwoliły na odseparowanie czynników wpływających na chwilę samozapłonu oraz szybkość wywiązywania się ciepła. Na ich podstawie wskazano pośrednie cele jakie należy osiągnąć, aby zoptymalizować sposób sterowania silnika CAI.

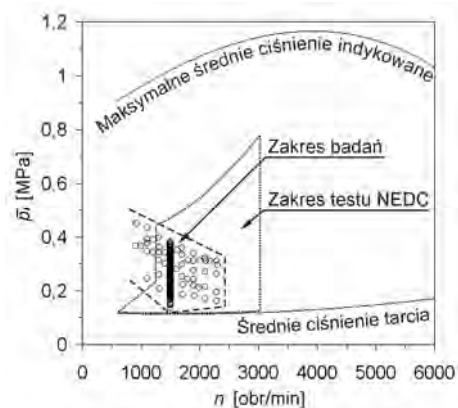
Badania prowadzone w następnej kolejności były ukierunkowane na rozszerzenie zakresu pracy silnika (zarówno najmniejszych jak i większych obciążeń), zwiększenie sprawności cieplnej oraz minimalizację emisji toksycznych składników spalin. Aby to osiągnąć należało opracować procedury sterowania wtryskiem paliwa do cylindra pozwalające na odpowiednie ukształtowanie procesu wywiązywania się ciepła. Analizowano sposoby tworzenia mieszanki zawierającej reformowane paliwo, tworzenia mieszanki homogenicznej bez reformowania, a także ładunku uwarstwionego.



Rys. 3.1. Schematyczna prezentacja sposobu realizacji pracy

Zakres obciążenia oraz prędkości obrotowej silnika podczas badań eksperymentalnych przedstawiono na rysunku 3.2. Należy zauważyć, że jest to obszar na charakterystyce silnika, w którym najczęściej on pracuje. Jest to również zakres bardzo niekorzyst-

ny z punktu widzenia sprawności cieplnej. Przy małych prędkościach obrotowych duży udział w ogólnych stratach stanowią straty cieplne. Ponadto, przy ilościowej regulacji obciążenia sprawność silnika jest znacznie ograniczona przez straty pompowania. Zakres, w którym osiągalny jest kontrolowany samozapłon obejmuje ponad 60% czasu pracy silnika (o objętości skokowej 2000 cm³, zainstalowanego w średniej wielkości samochodzie osobowym) w teście NEDC z uwzględnieniem rozgrzewania w trybie zapłonu iskrowego.



Rys. 3.2. Zakres badań eksperymentalnych na tle zakresu pracy silnika ZI o jednakowych wymiarach komory spalania. Na wykresie przedstawiono punkty pomiarowe, w których zrealizowano badania

Na podstawie opracowanych zaleceń dotyczących sterowania procesem wymiany ładunku oraz procesem tworzenia mieszanki w cylindrze przeprowadzono badania porównawcze silnika CAI na tle jednostki napędowej samochodu spełniającego normę Euro V. Ich wyniki ukazały przewagę nowego systemu spalania nad zapłonem iskrowym, a także poprawę własności eksploatacyjnych w porównaniu do wyników uzyskanych przez innych badaczy.

4. Silnik badawczy do realizacji kontrolowanego samozapłonu mieszanki benzynowo-powietrznej

4.1. Konstrukcja silnika

Badania eksperymentalne zostały przeprowadzone na specjalnie przygotowanym silniku badawczym. Głównym założeniem było skonstruowanie systemu spalania, który umożliwi także pracę silnika przy zapłonie iskrowym. Wiązało się to głównie z zastosowaniem umiarkowanego stopnia sprężania oraz zmiennego wzniosu zaworów i faz rozrządu.

Badacze często wykorzystują do realizacji kontrolowanego samozapłonu mieszanki benzynowo-powietrznej silniki o większych stopniach sprężania [28, 83, 149]. Pozwala to na zmniejszenie ilości recyrkulowanych spalin, a przez to uzyskiwanie większych obciążeń. Silniki o stopniach sprężania rzędu 15 mogą także pracować bez wewnętrznej recyrkulacji spalin z podgrzewaniem ładunku na dolocie [152]. Jednakże uzyskane na tego typu obiektach wyniki badań mają znaczenie jedynie poznawcze, gdyż zastosowanie takiego rozwiązania w praktyce byłoby niezwykle trudne. Ograniczenie stosowanych stopni sprężania wynika z faktu, że rzeczywisty silnik o kontrolowanym samozapłonie musi posiadać możliwość przechodzenia na tryb zapłonu iskrowego przy większych obciążeniach.

Aby zrealizować badania procesu kontrolowanego samozapłonu na obiekcie jak najbardziej zbliżonym do rozwiązań technicznych znajdujących się w produkcji, a jednocześnie umożliwić sterowanie przebiegiem procesów roboczych, w silniku badawczym zastosowano następujące rozwiązania:

- niezależne sterowanie fazami rozrządu zaworu dolotowego i wylotowego,
- niezależne, płynne sterowanie wzniosem zaworów,
- ogrzewanie powietrza dolotowego jedynie przez płaszcz wodny połączony z układem chłodzenia silnika,
- bezpośredni wtrysk benzyny.

Podczas badań eksperymentalnych nie wykorzystywano typowego układu recyrkulacji spalin. Zastosowanie zewnętrznej recyrkulacji spalin pozwala na zmniejszenie temperatury w cylindrze silnika i opóźnienie samozapłonu [30, 144], lecz efekt ten można osiągnąć także poprzez odpowiednie sterowanie wtryskiem paliwa [50].

W silniku badawczym zastosowano głowicę o dwóch zaworach. Wynikało to z konstrukcji hydraulicznego układu regulacji wzniosu, który uniemożliwiał napęd większej liczby zaworów. Jednakże w przypadku silnika pracującego w trybie CAI nie ma to większego znaczenia, gdyż przepływ czynnika do i z cylindra jest i tak znacznie ograniczony przez zredukowany wznios zaworów. Sterowanie zawirowaniem ładunku w cylindrze, jakie można realizować przy dwóch zaworach dolotowych (wykorzystywane w silnikach o zapłonie iskrowym spalających ładunek uwarstwiony) w tym przypadku nie jest konieczne, gdyż mieszanka jest homogeniczna, a propagacja płomienia nie odbywa się z wykorzystaniem ruchu ładunku w cylindrze [5].

Tabela 4.1. Dane techniczne silnika badawczego SB 3.5

Objętość skokowa (V_S)	498,5 cm ³
Średnica cylindra (D_{cyl})	84 mm
Skok tłoka (S)	90 mm
Stopień sprężania (ϵ)	11,7
Liczba zaworów	2
Profil krzywki zaworu dolotowego	9,4 mm, 235 °OWK
Wznios zaworu dolotowego (l_D)	2,4...9,4 mm
Profil krzywki zaworu wylotowego	9,2 mm, 235 °OWK
Wznios zaworu wylotowego (l_W)	2,2...9,2 mm
Wtryskiwacz paliwa	Jednostrumieniowy, wirowy sterowany elektromagnetycznie
Paliwo	Benzyna handlowa LOB 95 pochodząca od jednego producenta

Kadłub jednocylindrowego silnika badawczego SB 3.5 wykonany jest w postaci żeliwnego odlewu, w którym znajduje się łożyskowanie wału korbowego oraz dwóch wałków wyrównowazających siły bezwładności pierwszego rzędu. Wyważenie silnika zrealizowano w ten sposób, że przeciwciężary na wale korbowym równoważą siły powstające od mas wirujących, natomiast dwa wałki, obracające się w przeciwnych kierunkach równoważą składowe pochodzące od elementów poruszających się ruchem

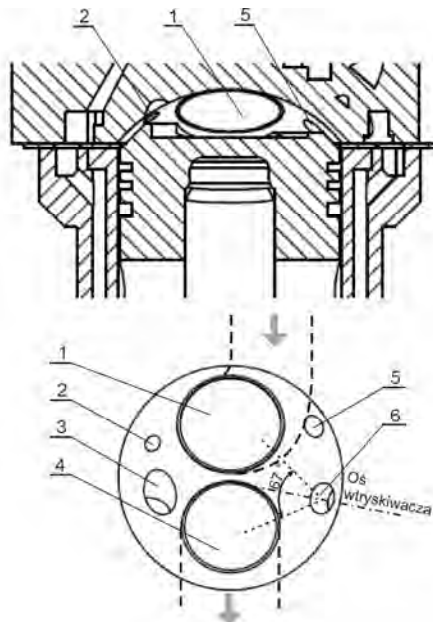
posuwisto-zwrotnym. Na kadłubie silnika znajduje się płyta montażowa umożliwiająca zamocowanie tulei cylindrowej oraz głowicy.

Tuleja cylindrowa oraz głowica chłodzone są cieczą, której przepływ jest wymuszony za pomocą zewnętrznej pompy o napędzie elektrycznym. W układzie olejenia także zastosowano zewnętrzną pompę. Do smarowania łożysk ślizgowych oraz natrysku oleju na tuleję cylindrową i tłok, olej smarujący podawany jest pod stałym ciśnieniem około 0,4 MPa. Układ hydraulicznej regulacji wzniosu zaworów zasilany jest olejem pod ciśnieniem 0,1 MPa.

4.2. System spalania

4.2.1. Geometria komory spalania

Komora spalania silnika badawczego posiada kształt kulisty i znajduje się w głowicy (rys. 4.1). Tłok w górnym zwrotnym położeniu znacznie wystaje w głąb głowicy zbliżając się do jej ścianek, co wywołuje efekt wyciskania ładunku. Ponadto w tłoku znajduje się mimoosiowe zagłębienie (około 3 mm). W głowicy umieszczono wtryskiwacz benzyny, podający paliwo bezpośrednio do komory spalania, czujnik ciśnienia oraz sondę optyczną pozwalającą na rejestrację natężenia promieniowania optycznego towarzyszącego procesowi spalania. Aparatura pomiarowa wykorzystana do badań została opisana w załączniku 1.



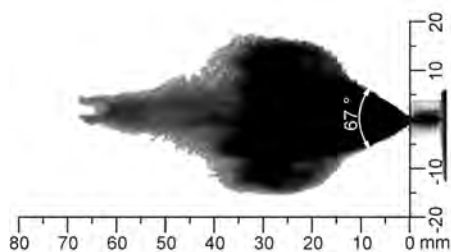
Rys. 4.1. Przekrój oraz schematyczny widok (z góry) komory spalania silnika badawczego SB 3.5; 1 – zawór dolotowy, 2 – czujnik ciśnienia, 3 – gniazdo świecy zapłonowej, 4 – zawór wylotowy, 5 – optyczny czujnik światłowodowy, 6 – gniazdo wtryskiwacza paliwa

Kanał dolotowy znajdujący się w głowicy ukształtowany jest tak, aby zapewnić powstawanie zawirowania osiowego ładunku napływającego do cylindra. Ze względu na konstrukcję silnika zastosowano boczne umiejscowienie wtryskiwacza (takie jak w silniku, z którego pochodzi wtryskiwacz [70]). Struga paliwa skierowana jest stycznie do kierunku osiowego zawirowania ładunku (rys. 4.1) tworzonego przez ukształtowanie kanału dolotowego oraz pochyłona pod kątem 38° do osi cylindra.

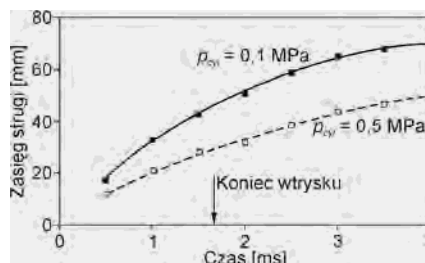
Świeca zapłonowa usytuowana jest po przeciwnej stronie komory spalania niż wtryskiwacz. Takie rozwiązania w silnikach o zapłonie iskrowym spalających ładunek uwarstwiony nie są stosowane w praktyce. Jednakże, w trybie pracy CAI zapłon nie był inicjowany przez wyładowanie iskrowe, które było wykorzystywane wyłącznie do zapoczątkowania pracy silnika.

4.2.2. Parametry strugi wtryskiwanego paliwa

W wykorzystywanym podczas badań eksperymentalnych silniku SB 3.5 zastosowano wtryskiwacz bezpośredniego wtrysku benzyny do cylindra typu HDEV produkcji firmy Bosch. Jest to wtryskiwacz jednostrumieniowy wirowy sterowany elektromagnetycznie. Na rys. 4.2 przedstawiono fotografię strugi paliwa pod koniec wtrysku. Wtrysk paliwa odbywał się do atmosfery. Kąt rozwarcia głównej strugi paliwa wynosił 67° , a jej zasięg około 40 mm, przy czym całkowity zasięg strugi po zakończonym wtrysku to około 70 mm.



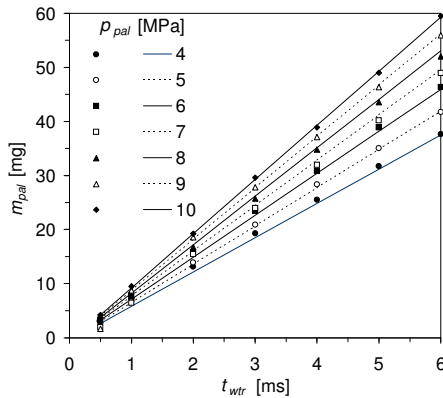
Rys. 4.2. Fotografia strugi wtryskiwanego paliwa. Wtrysk odbywał się do atmosfery; czas wtrysku $t_{wtr} = 1,5$ ms, ciśnienie przed wtryskiwaczem $p_{pal} = 9,6$ MPa



Rys. 4.3. Zależność zasięgu strugi wtryskiwacza wirowego od czasu i ciśnienia w cylindrze [149]

Jest oczywiste, że w warunkach panujących w komorze spalania zmiana ciśnienia w cylindrze wpływa na kształt oraz zasięg strugi wtryskiwanego paliwa. Do oceny penetracji komory spalania przez strugę paliwa w funkcji czasu oraz w zależności od ciśnienia w cylindrze posłużono się wynikami badań Yamaoki i in. [149], prowadzonych na

takim samym typie wtryskiwacza. Zwiększenie ciśnienia paliwa w cylindrze do 0,5 MPa powoduje zredukowanie zasięgu strugi paliwa o około 30 % (rys. 4.3).



Rys. 4.4. Charakterystyka wydatku wtryskiwacza HDEV zastosowanego podczas badań eksperymentalnych przy zmiennym ciśnieniu paliwa; punkty oznaczają wyniki pomiarów, a linie przedstawiają rozwiązanie równania aproksymacyjnego 4.1

Aby umożliwić obliczanie ilości paliwa wtryskiwanego do cylindra, szczególnie przy podziale jego dawki, konieczne było wyznaczenie na stanowisku probierczym charakterystyki dawkowania wtryskiwacza (rys. 4.4). W badaniach wtryskiwacza wykorzystano ten sam układ przygotowania paliwa co w badaniach silnikowych. Częstotliwość wtryskiwania paliwa odpowiadała prędkości obrotowej silnika 1500 obr/min. Ponieważ zjawiska hydrodynamiczne w układzie paliwowym przebiegały tak samo jak podczas badań silnikowych, do obliczeń wydatku wtryskiwacza w cylindrze przyjmowano średnie ciśnienie paliwa przed wtryskiwaczem. Wydatek masowy wtryskiwacza w funkcji czasu zasilania jego cewki (t_{wtr}) i różnicy ciśnień przed i za wtryskiwaczem przybliżono zależnością bazującą na quasi-statycznym przepływie cieczy nieściśliwej przez zwężkę [46] w następującej postaci:

$$m_{pal} = 3,1673(t_{wtr} - 0,079)\sqrt{p_{pal} - p_{cyl}} [mg], \quad (4.1)$$

gdzie: masa paliwa m_{pal} wyrażona jest w mg, czas wtrysku t_{wtr} w ms, a ciśnienia w MPa.

Z powyższego równania wynika, że rzeczywisty czas wtrysku jest mniejszy od czasu zasilania cewki wtryskiwacza o 79 μs , przy czym nie stwierdzono monotonicznej zależności tej wielkości od ciśnienia paliwa.

W praktycznych obliczeniach strumień masy paliwa napływającego do komory spalania był całkowany w trakcie trwania wtrysku paliwa z uwzględnieniem chwilowych wartości ciśnienia w cylindrze.

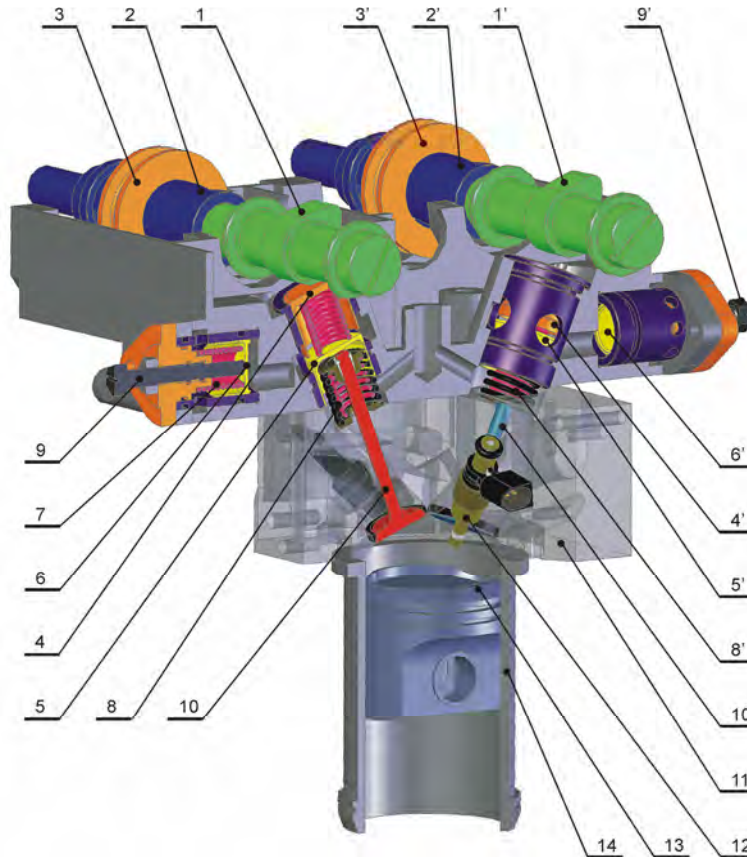
4.3. Układ rozrządu

Z punktu widzenia planu badań eksperymentalnych, układ rozrządu jest najważniejszym narzędziem umożliwiającym sterowanie silnika CAI z ujemnym współotworem zaworów. Regulację faz rozrządu uzyskano przez obracanie wałów krzywkowych względem tulei napędowych połączonych z kołami zębatymi, natomiast zmianę wzniosu zaworów zrealizowano za pomocą mechanizmu hydraulicznego. Rozwiązanie to zostało zaproponowane przez Kozaka i Wisłockiego [69], a następnie zastosowane w silniku przez Kozaczewskiego [68]. Budowę tego mechanizmu przedstawiono na rysunku 4.5.

Wały rozrządu (1), są napędzane pasem zębatym od wału korbowego. Koła napędzające wały rozrządu zamocowane są na tulejach (2) posiadających rowki o zarysie śrubowym. Wały rozrządu osadzone we wnętrzu tulei posiadają wzdłużny kanałek. Tuleje kół zębatych (2) połączone są z wałami rozrządu (1) kołkami osadzonymi w przesuwkach (3). Dzięki zmianie położenia przesuwki wzdłuż tulei napędzającej, można zmieniać położenie kątowe wałów rozrządu względem wału korbowego. Regulacja faz zaworów dolotowego i wylotowego jest niezależna, a jej zakres wynosi 110 °OWK.

Krzywki wałów rozrządu nie działają bezpośrednio na popychacze zaworów, lecz poprzez układ hydrauliczny. Krzywka wału rozrządu (1) działa na tłok hydrauliczny (4). Pomiędzy tłokiem (4) a tłokiem związanym z zaworem (5) znajduje się olej. Z przestrzenią pod tłokiem (4) połączona jest przestrzeń akumulatora hydraulicznego. W cylindrze akumulatora znajduje się tłok (6) oparty na sprężynie (7). Siła sprężyny jest tak dobrana, aby jej ugięcie następowało przy ciśnieniu oleju mniejszym niż ciśnienie konieczne do ugięcia sprężyn zaworowych (8). Przy przemieszczaniu tłoka (4) pod działaniem krzywki wału rozrządu (1), w przestrzeni pod nią wzrasta ciśnienie oleju. Jeśli tłok akumulatora (6) nie jest podparty śrubą regulacyjną (9), to następuje przemieszczanie tłoka (6) bez unoszenia zaworu. Dopiero gdy tłok akumulatora (6) oprze się o śrubę (9), następuje wzrost ciśnienia oleju do wartości, przy której siła działająca na popychacz przekroczy siłę napięcia wstępnej sprężyny zaworowych. Od tej chwili następuje otwieranie zaworu. Podczas, gdy tłok (1) współpracujący z krzywką unosi się do góry, w pierwszej kolejności następuje zamykanie zaworu, a po jego zamknięciu tłok akumulatora (6) przetłacza olej do przestrzeni pomiędzy tłokami (4) i (5).

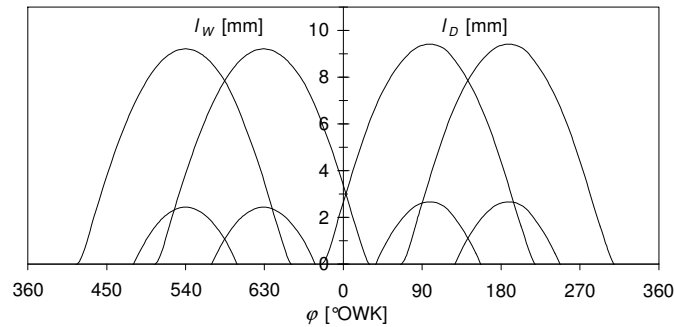
Olej w układzie hydraulicznym krąży w obiegu zamkniętym (objętość związana z redukcją wzniosu zaworu przetłaczana jest do akumulatora hydraulicznego i z powrotem). Układ zasilania dostarcza olej w celu pokrycia strat związanych z przeciekami wewnętrznymi. Olej dostarczany jest pod ciśnieniem 0,1 MPa przez zawory zwrotne, aby przy wzroście ciśnienia nie powrócił do zaworu regulacji ciśnienia i pompy.



Rys. 4.5. Budowa układu napędu zaworów silnika badawczego SB 3.5; 1 – wał rozrządu, 2 – wał napędzający, 3 – przesuwka regulacji faz rozrządu, 4 – tłok współpracujący z krzywką, 5 – tłok współpracujący z zaworem, 6 – tłok akumulatora hydraulicznego, 7 – sprężyna akumulatora hydraulicznego, 8 – sprężyny zaworowe, 9 – śruba regulacyjna wzniosu zaworu, 10 – zawór, 11 – głowica silnika, 12 – wtryskiwacz paliwa, 13 – tłok, 14 – tuleja cylindrowa

Działanie układu hydraulicznego pozwala na regulację czynnej części skoku krzywki. W związku z tym wznios zaworów jest mniejszy niż wznios krzywek wałów rozrządu przy zachowaniu stałego zarysu w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Na rysunku 4.6 przedstawiono zakres regulacji faz rozrządu i wzniosu zaworów.

Znaczny zakres zmian faz rozrządu i wzniosu zaworów pozwala na realizację obiegu Atkinsona lub Millera (regulację napełnienia cylindra przez obniżenie termodynamicznego stopnia sprężania względem stopnia rozprężania), a także na realizację wewnętrznej recyrkulacji spalin przez ujemne współotwarcie zaworów.



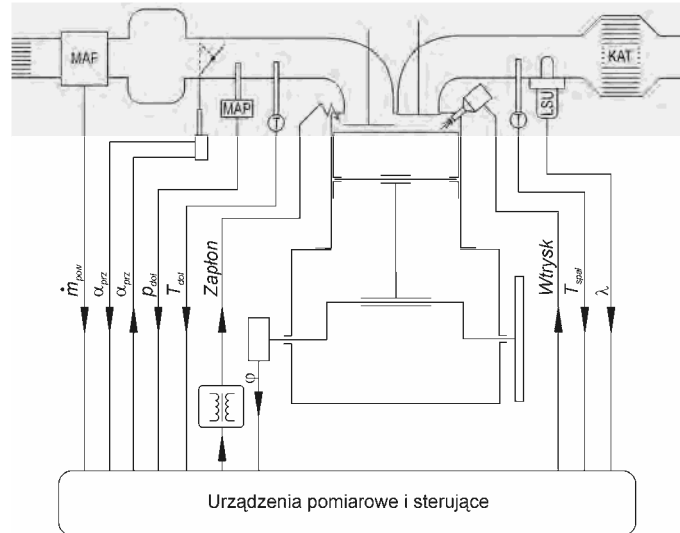
Rys. 4.6. Wznios zaworów silnika badawczego SB 3.5 w funkcji kąta obrotu wału korbowego przy skrajnych położeniach elementów sterujących

Podczas badań stanowiskowych nastawy układu rozrządu były zmieniane ręcznie. Automatyzacja układu napędowego nie była konieczna, ponieważ eksperymenty wykonywane były w ustalonych stanach pracy silnika.

4.4. System sterowania

Podczas badań stanowiskowych wykorzystano autorski system sterowania silnika. System ten składał się z mikroprocesorowego sterownika układów wykonawczych połączonego z komputerem osobistym wyposażonym w przetwornik analogowo cyfrowy. Sygnały pomiarowe rejestrowane były bezpośrednio przez oprogramowanie komputerowe zawierające także interfejs użytkownika. Oprogramowanie to realizowało także funkcje sterujące, wysyłając do sterownika urządzeń wykonawczych jedynie komendy z nastawami. Aby procedury w funkcji kąta obrotu wału korbowego (kąt początku wtrysku, kąt zapłonu) realizowane były z odpowiednią precyzją, w badawczym układzie sterowania jako nadajnik kąta obrotu wału korbowego zastosowano optyczny enkoder obrotowy o rozdzielczości 0,1 °OWK. Schemat systemu sterowania silnika badawczego przedstawiono na rysunku 4.7.

W trakcie dolotowym silnika znajduje się masowy przepływomierz powietrza, czujnik ciśnienia bezwzględny oraz czujnik temperatury umieszczony w pobliżu zaworu dolotowego. Położenie przepustnicy zadawane jest przez serwomechanizm z sygnałem sprzężenia zwrotnego. W układzie wylotowym również zainstalowano czujnik temperatury w pobliżu zaworu oraz szerokozakresową sondę lambda.



Rys. 4.7. Schemat funkcjonalny układu sterowania silnika badawczego SB 3.5

Sterowanie urządzeń wykonawczych (przepustnicy, cewki zapłonowej i wtryskiwacza) podczas badań odbywało się w otwartej pętli sprzężenia zwrotnego. Poszczególne wielkości były zadawane przez użytkownika. Układ sterowania umożliwiał realizację do ośmiu wtrysków oraz ośmiu wyładowań iskrowych na jeden cykl pracy silnika (w pełnym zakresie kąta obrotu wału korbowego). Kąt wtrysku oraz czas podawania każdej dawki paliwa były ustalane indywidualnie. Współczynnik nadmiaru powietrza w cylindrze był regulowany poprzez zmiany czasu otwarcia wtryskiwacza w oparciu o wskazanie szerokozakresowej sondy lambda. Wyładowanie iskrowe było wykorzystywane wyłącznie do zapoczątkowania pracy silnika. Podczas badań w trybie kontrolowanego samozapłonu układ zapłonowy był całkowicie wyłączany.

5. Wymiana ładunku w silniku o ujemnym współotwarciu zaworów

5.1. Przebieg procesu wymiany ładunku

Przebieg procesu wymiany ładunku w silniku o kontrolowanym samozapłonie mieszanki, pracującym z ujemnym współotwarciem zaworów, znacząco różni się od tych, realizowanych w klasycznych silnikach 4-suwowych. W typowych silnikach, w okresie współotwarcia zaworów wartości ciśnienia w cylindrze oraz kolektorach dolotowym i wylotowym dążą do wyrównania. Jedynie ze względu na bezwładność przepływającego czynnika oraz drgania słupa płynu w przewodach dolotowym i wylotowym równowaga ta nie jest całkowita. W silniku o kontrolowanym samozapłonie taka równowaga nie istnieje. Aby uzyskać wewnętrzną recyrkulację spalin zawór wylotowy zamykany jest kilkadziesiąt stopni OWK przed GMP, a zawór dolotowy otwierany jest z odpowiednim opóźnieniem. Związane z mniejszymi wzniosami i kątami otwarcia zaworów większe opory przepływu kompensowane są przez otwarcie przepustnicy.

Fazy rozrządu stanowią główny instrument umożliwiający regulację napełnienia cylindra i współczynnika reszty spalin. Dlatego też identyfikacja procesów transportu ładunku jest niezwykle ważnym zagadnieniem z punktu widzenia organizacji procesu spalania. Entalpia zatrzymanych w cylindrze spalin zwiększa temperaturę czynnika roboczego w chwili zamknięcia zaworu dolotowego aby w końcowym etapie procesu sprężania umożliwić samozapłon mieszanki paliwowo-powietrznej. Parametry termodynamiczne recyrkulowanych wewnątrznie spalin determinują ilość powietrza, która dostaje się do cylindra [64].

Istotnym zagadnieniem są także przepływy zwrotne ładunku z cylindra do kanału dolotowego, występujące zarówno w początkowej jak i końcowej fazie procesu napełnienia [156]. Można założyć, że ładunek zawrócony w początkowej fazie dolotu nie miesza się z zawartością kolektora dolotowego, która znajdowała się w nim przed otwarciem zaworu. Spaliny i pary paliwa znajdują się w pobliżu zaworu i po zmianie

zwrotu przepływu czynnika zasysane są z powrotem do cylindra. Przepływy zwrotne tego rodzaju nie wpływają na zmianę masy paliwa w cylindrze i w niewielkim stopniu zmniejszają współczynnik napełnienia [156]. Jeżeli przepływy zwrotne występują pod koniec suwu dolotu, ładunek ten dostanie się do cylindra dopiero w kolejnym cyklu. Ze względu na fakt, że paliwo (lub część jego dawki) wtryskiwane jest do komory spalania w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów, zjawisko to powoduje również znaczne zmiany masy paliwa w cylindrze. Oba rodzaje przepływów zwrotnych obniżają sprawność cieplną silnika ze względu na pracę pompowania oraz wymianę ciepła [62].

5.2. Współczynnik wewnętrznej recyrkulacji spalin

Aby doprowadzić do podniesienia energii wewnętrznej czynnika roboczego w cylindrze do odpowiedniego poziomu współczynnik recyrkulacji spalin nierzadko przekracza wartość 0,6. Współczynnik ten wyrażony jest jako stosunek masy spalin do masy całego ładunku, w chwili poprzedzającej zapłon mieszanki:

$$\gamma = \frac{m_{spal,cyl,PS}}{m_{pow,cyl,PS} + m_{spal,cyl,PS} + m_{pal,cyl,PS}} . \quad (5.1)$$

Powszechnie stosowaną metodą określania ilości recyrkulowanych spalin podczas badań silników jest jednoczesna analiza składu gazów spalinowych oraz analiza składu czynnika w strefie, w której spaliny wymieszane są z powietrzem, na przykład w kolektorze dolotowym. Do obliczania współczynnika recyrkulacji spalin można wykorzystać stężenie dowolnego składnika spalin, nie reagującego z tlenem i występującego w powietrzu w jak najmniejszej ilości. W praktyce jest to zazwyczaj dwutlenek węgla:

$$\gamma_{dol} = \frac{x_{CO_2,dol}}{x_{CO_2,spal}} , \quad (5.2)$$

gdzie: $x_{CO_2,dol}$ oraz $x_{CO_2,spal}$ oznaczają udziały masowe dwutlenku węgla w wymieszanym ładunku (w kolektorze dolotowym) oraz w spalinach.

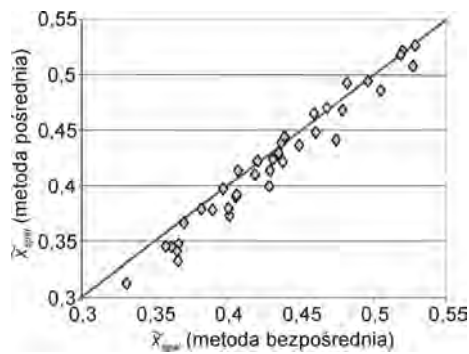
Problem określania współczynnika γ w silniku z wewnętrzną recyrkulacją spalin polega jednak na tym, że proces mieszania powietrza i spalin odbywa się w cylindrze. Próbkowanie gazów z cylindra wymaga stosowania skomplikowanych sond do ich poboru, a także powoduje znaczny ubytek ładunku.

Ocena masy spalin w cylindrze może być także dokonana z wykorzystaniem metody pośredniej. Dysponując wartością ciśnienia oraz temperatury w komorze spalania w chwili zamykania zaworu wylotowego możliwe jest określenie masy spalin na podstawie równania stanu gazu. Pomiar chwilowych wartości temperatury w cylindrze jest

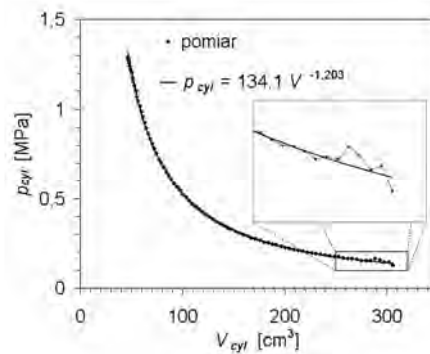
jednak trudny w praktycznej realizacji. Dlatego też można tu wykorzystać wyniki pomiarów temperatury wykonywanych w kanale wylotowym możliwie blisko zaworu. Biorąc pod uwagę fakt, że wymiana ciepła pomiędzy czujnikiem pomiarowym a przepływającym czynnikiem jest najbardziej intensywna w chwili omywania go przez strugę gazu, średnie wskazanie temperatury jest zbliżone do wartości występującej w chwili wylotu spalin. Praktyka ta jest często stosowana przy określaniu masy spalin pozostałych w cylindrze [75, 76]. Dlatego też masa spalin może być obliczona jako:

$$m_{spal,cyl,ZW} = \frac{p_{cyl,ZW} V_{cyl,ZW}}{R_{spal} T_{wyl}} . \quad (5.3)$$

Należy jednak pamiętać, że tak obliczona wartość nie jest masą spalin recyrkulowanych w kolejnym cyklu pracy silnika. Na skutek przepływów zwrotnych podczas procesu dolotu część spalin pozostanie w kolektorze dolotowym, natomiast część masy spalin znajdujących się w kolektorze dolotowym napłynie do cylindra.



Rys. 5.1. Porównanie frakcji molowych spalin w cylindrze określonych przez pomiar składu czynnika (metodą bezpośrednią) oraz obliczonych z równania stanu gazu (metodą pośrednią). Zmienną zawartość spalin uzyskano przez zmiany faz rozrządu [144]



Rys. 5.2. Ciśnienie w cylindrze podczas sprężania spalin oraz wyniki aproksymacji za pomocą modelu politropowego; $m_{spal,cyl,ZW} = 150$ mg. Na uwagę zasługują znaczne wahania wskazań czujnika ciśnienia w początkowej fazie sprężania

Powyższa metoda szacowania masy spalin pozostałych z poprzedniego cyklu została zweryfikowana przez Wildmana i in. [144]. Na rysunku 5.1 przedstawiono wyniki obliczeń stopnia recyrkulacji spalin metodą bezpośrednią na podstawie równania 5.2 oraz metodą pośrednią, według równania 5.3. W przypadku metody bezpośredniej czujnik roboczy był pobierany z cylindra za pomocą specjalnie skonstruowanej sondy.

Ze względu na znaczne prędkości zaworu wylotowego w chwili poprzedzającej jego zamykanie, na krzywych ciśnienia obserwowano oscylacje będące wynikiem drgań głowicy silnika. W związku z tym, aby wyeliminować błędy pomiaru ciśnienia posłużono się modelem sprężania politropowego. Podczas analizy wyników badań eksperymentalnych do obliczania masy spalin w cylindrze na podstawie równania stanu gazu nie wykorzystywano wartości ciśnienia indykowanego bezpośrednio z pomiaru, lecz jego wartość dla kąta φ_{zw} obliczoną na podstawie równania sprężania politropowego, gdzie stałą oraz wykładnik funkcji obliczano na podstawie wyników pomiarów ciśnienia dla każdego cyklu roboczego z osobna.

5.3. Model wymiany ładunku

5.3.1. Założenia modelu i podstawowe zależności

Aby przeprowadzić analizę procesu roboczego silnika o kontrolowanym samozapłonie mieszanki, pracującego z ujemnym współtwarciem zaworów, konieczna jest znajomość przebiegu wymiany ładunku. Dzięki temu możliwe jest odseparowanie poszczególnych czynników wpływających na proces samozapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej. Celem modelowania jest wspomaganie analizy wyników badań eksperymentalnych, a nie odtworzenie przebiegu całego procesu roboczego. W związku z tym uznano, że wystarczający będzie 1-wymiarowy model, powszechnie wykorzystywany w tego typu aplikacjach [81, 95, 101, 102, 141, 143, 156].

Opracowany model wykorzystuje przebieg ciśnienia w cylindrze pochodzący z pomiarów. Ciśnienie w kolektorze dolotowym jest zależne od masy napływającego i wypływającego czynnika oraz ciepła wymienianego pomiędzy czynnikiem i ściankami rury dolotowej. Ponadto w obliczeniach przepływu przez zawory uwzględniono bezwładność płynu [96]. W przypadku silnika jednocylindrowego istotnym czynnikiem wpływającym na proces napełniania są zjawiska falowe [122]. Jednakże badania eksperymentalne były prowadzone w zakresie prędkości obrotowych, przy których nie występuje rezonans w przewodzie dolotowym (długość rezonansowa układu dolotowego została obliczona dla prędkości obrotowej 4000 obr/min). Równania opisujące proces wymiany ładunku przedstawiono w postaci różnicowej, w formie wykorzystywanej w numerycznym programie obliczeniowym, gdzie indeks i oznacza kolejny krok obliczeniowy wykonywany co 0,1 °OWK.

Do obliczania zmian ciśnienia w otwartym układzie termodynamicznym kolektora dolotowego wykorzystano zależność:

$$\Delta p_{dol,i} = \kappa_{dol,i-1} \frac{RT_{dol,i-1}}{V_{dol}} (\Delta m_{prz,i-1} - \Delta m_{D,i-1}), \quad (5.4)$$

gdzie: Δm_{prz} – masa, jaka przepłynęła przez przepustnicę, a Δm_D – masa, jaka przepłynęła przez zawór dolotowy w kroku obliczeniowym.

Zmianę składowej ciśnienia przed zaworem dolotowym od zjawiska bezwładności opisano zależnością [104]:

$$\Delta p_{bdol,i} = \left(\frac{D_{cyl}}{D_{dol}} \right)^4 \frac{\rho_{cyl,i-1}^2}{\rho_{dol,i-1}} \mu_{D,i} v_{t,i} a_{t,i} \Delta t, \quad (5.5)$$

gdzie: μ_D – współczynnik przepływu przez zawór dolotowy, v_t , a_t – chwilowa prędkość i przyspieszenie tłoka, a Δt – czas przypadający na jeden krok obliczeniowy.

Chwilowa, uśredniona na długości kolektora dolotowego wartość ciśnienia wyrażona jest zależnością:

$$p_{dol,i} = p_{dol,i-1} + \Delta p_{dol,i}. \quad (5.6)$$

Wartość ciśnienia przed zaworem dolotowym, przyjęta do obliczeń przepływu przez zawór, z uwzględnieniem bezwładności czynnika wynosi:

$$p_{D,i} = 0,5 \left(p_{dol,i-1} + \sqrt{p_{dol,i-1}^2 - 4\Delta p_{bdol,i} p_{dol,i-1}} \right) + \Delta p_{dol,i}. \quad (5.7)$$

W procesie wylotu spalin uwzględniono również zjawisko bezwładności, przy czym statyczną składową ciśnienia za zaworem przyjęto jako stałą. Składowa ciśnienia od zjawiska bezwładności była obliczana analogicznie jak w przypadku dołotu, a ciśnienie za zaworem wynosi:

$$p_{W,i} = 0,5 \left(p_{wyl} + \sqrt{p_{wyl}^2 - 4\Delta p_{bwyl,i} p_{wyl}} \right). \quad (5.8)$$

Do obliczania strumienia masy przepływającej przez zawory oraz przepustnicę zastosowano równanie De Saint-Venanta i Wantzela [46]. Strumień masy przepływający przez szczelinę o powierzchni przekroju A_{AB} z przestrzeni A o większym ciśnieniu do przestrzeni B o mniejszym ciśnieniu wyrażony jest ogólną zależnością:

$$\dot{m} = \begin{cases} \frac{A_{AB}\mu_{AB}P_A}{\sqrt{RT_A}} \left(\frac{p_B}{p_A}\right)^{\frac{1}{\kappa_A}} \sqrt{\frac{2\kappa_A}{\kappa_A-1} \left[1 - \left(\frac{p_B}{p_A}\right)^{\frac{\kappa_A-1}{\kappa_A}}\right]} & \text{dla } \beta \leq \beta_{kr} \\ A_{AB}\mu_{AB}P_A \sqrt{\frac{\kappa_A}{RT_A}} \left(\frac{2}{\kappa_A+1}\right)^{\frac{\kappa_A+1}{2(\kappa_A-1)}} & \text{dla } \beta > \beta_{kr} \end{cases}, \quad (5.9)$$

gdzie β_{kr} jest krytycznym stosunkiem ciśnień, po którego przekroczeniu prędkość czynnika osiąga prędkość dźwięku:

$$\beta_{kr} = \left(\frac{\kappa_A+1}{2}\right)^{\frac{\kappa_A}{\kappa_A-1}}. \quad (5.10)$$

Zależnie od chwilowych ciśnień w poszczególnych objętościach kontrolnych modelu różnice skończone zmiany masy obliczono w przedstawiony poniżej sposób.

Dla przepływu przez przepustnicę przekrój obliczony na podstawie zależności geometrycznych wynosi $A_{AB} = A_{prz}(\alpha_{prz})$, a współczynnik przepływu $\mu_{AB} = \mu_{prz}(\alpha_{prz})$ został wyznaczony eksperymentalnie. Skończona różnica masy przepływającej przez przepustnicę w kroku obliczeniowym o czasie trwania Δt w zależności od zwrotu przepływu w kroku obliczeniowym wynosi:

$$\Delta m_{prz,i} = \begin{cases} \dot{m}\Delta t & \text{dla } p_A = p_O; p_B = p_{D,i-1}; T_A = T_O; \kappa_A = \kappa_0 \\ -\dot{m}\Delta t & \text{dla } p_A = p_{dol,i-1}; p_B = p_O; T_A = T_{dol,i-1}; \kappa_A = \kappa_{dol,i-1} \end{cases}. \quad (5.11)$$

W przypadku zaworu dolotowego pole przekroju przepływu obliczono w funkcji kąta obrotu wału korbowego $A_{AB} = A_D(l_D)$ na podstawie zmierzonego zarysu krzywki. Współczynnik przepływu zaworów w funkcji ich wzniosu $\mu_{AB} = \mu_D(l_D)$ określony został na podstawie wyników badań stanowiskowych głowicy silnika. Skończona różnica masy przepływająca przez zawór dolotowy wynosi:

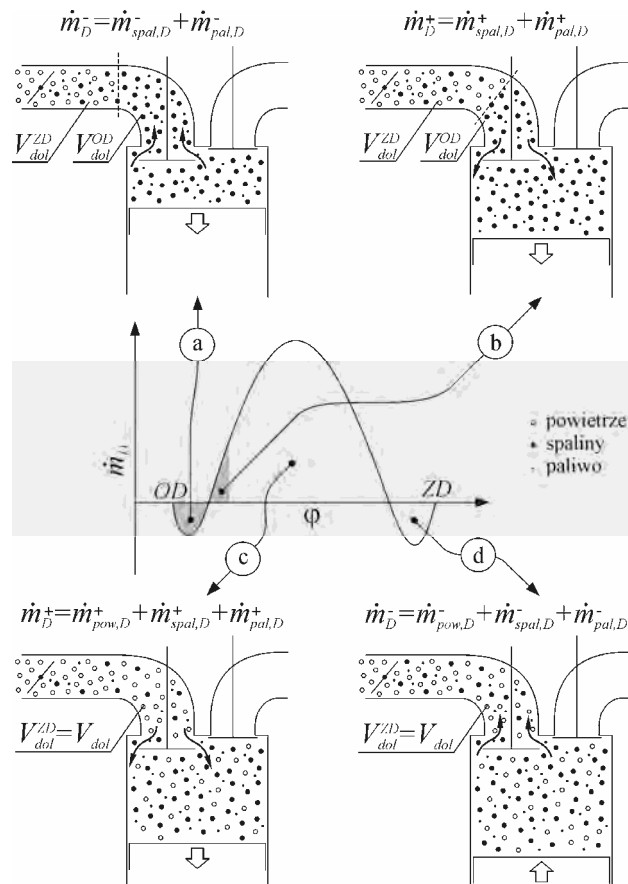
$$\Delta m_{D,i} = \begin{cases} \dot{m}\Delta t & \text{dla } p_A = p_{dol,i-1}; p_B = p_{cyl,i-1}; T_A = T_{dol,i-1}; \kappa_A = \kappa_{dol,i-1} \\ -\dot{m}\Delta t & \text{dla } p_A = p_{cyl,i-1}; p_B = p_{D,i-1}; T_A = T_{cyl,i-1}; \kappa_A = \kappa_{cyl,i-1} \end{cases}. \quad (5.12)$$

Dla zaworu wylotowego $A_{AB} = A_W(l_W)$, $\mu_{AB} = \mu_W(l_W)$, a skończona różnica masy wynosi:

$$\Delta m_{W,i} = \begin{cases} \dot{m}\Delta t & \text{dla } p_A = p_{W,i-1}; p_B = p_{cyl,i-1}; T_A = T_{spal}; \kappa_A = \kappa_{spal} \\ -\dot{m}\Delta t & \text{dla } p_A = p_{cyl,i-1}; p_B = p_{W,i-1}; T_A = T_{cyl,i-1}; \kappa_A = \kappa_{cyl,i-1} \end{cases}. \quad (5.13)$$

5.3.2. Bilans masy

W uproszczonych obliczeniach procesów wymiany ładunku na potrzeby sterowania silników, najczęściej stosowane są bezwymiarowe modele typu napływ-wypływ [95, 96, 141]. Ze względu na znaczące różnice pomiędzy procesami zachodzącymi w typowych silnikach czterosuwowych, a tych z ujemnym współtwarciem zaworów, w proponowanym modelu dokonano podziału objętości kontrolnej układu dolotowego na strefy: V_{dol}^{OD} – do której napływa mieszanka paliwa ze spalinami we wczesnej fazie dolotu oraz V_{dol}^{ZD} – która stanowi pozostałą część objętości kontrolnej układu dolotowego. W strefie tej znajduje się homogeniczna mieszanina powietrza oraz spalin i paliwa, które przepłynęły do kolektora pod koniec dolotu.



Rys. 5.3. Schematyczna prezentacja modelu wymiany ładunku podczas procesu dolotu w silniku o ujemnym współtwarciu zaworów

Proces wymiany ładunku podzielono na 4 etapy (rys. 5.3):

- przepływ zwrotny mieszaniny spalin z paliwem do kolektora dolotowego,
- wlot do cylindra spalin i paliwa, które wypłynęły we wczesnej fazie dolotu,
- napływ do cylindra powietrza wraz z częścią spalin i paliwa, które wypłynęły z cylindra w poprzednich cyklach pod koniec procesu dolotu,
- przepływ zwrotny mieszaniny powietrza, spalin i paliwa do kolektora dolotowego na końcowym etapie dolotu.

Zależnie od faz rozrządu, wzniosu zaworów, prędkości obrotowej wału korbowego silnika oraz parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w cylindrze mogą zachodzić różne warianty przepływu czynnika. Przy względnie późnych otwarciach zaworu dolotowego występują tylko etapy c i d. Natomiast przy wczesnych otwarciach mają miejsce procesy opisane w punktach a, b i c lub wszystkie z nich.

W modelu przyjęto, że w chwili otwarcia zaworu dolotowego ładunek w cylindrze jest jednorodny. Takie założenie można poczynić, ponieważ wtrysk paliwa odbywa się w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów, a temperatura czynnika w tym okresie osiąga nawet 1200 K. W związku z tym paliwo znajduje się w atmosferze o temperaturze znacznie przekraczającej temperaturę wrzenia jego najcięższych frakcji, co sprzyja szybkiemu tworzeniu mieszanki (w tym przypadku spalin i paliwa).

Jeżeli w początkowej fazie dolotu występuje przepływ zwrotny do kolektora dolotowego to masy spalin i paliwa w strefie przy zaworze dolotowym, w której nie występuje mieszanie się z jego pozostałą częścią wynoszą odpowiednio:

$$m_{spal,dol,i}^{OD} = \begin{cases} m_{spal,dol,i-1}^{OD} - \Delta m_{D,i} x_{spal,cyl,i-1} & \text{dla } \Delta m_{D,i} \leq 0 \\ m_{spal,dol,i-1}^{OD} - \Delta m_{D,i} x_{spal,dol,i-1}^{OD} & \text{dla } m_{spal,dol,i-1}^{OD} > 0 \text{ i } \Delta m_{D,i} > 0 \end{cases} \quad (5.14)$$

oraz

$$m_{pal,dol,i}^{OD} = \begin{cases} m_{pal,dol,i-1}^{OD} - \Delta m_{D,i} x_{pal,cyl,i-1} & \text{dla } \Delta m_{D,i} \leq 0 \\ m_{pal,dol,i-1}^{OD} - \Delta m_{D,i} x_{pal,dol,i-1}^{OD} & \text{dla } m_{pal,dol,i-1}^{OD} > 0 \text{ i } \Delta m_{D,i} > 0 \end{cases}, \quad (5.15)$$

gdzie $x_{spal,dol}^{OD}$ oraz $x_{pal,dol}^{OD}$ to udziały masowe spalin i paliwa w objętości kontrolnej przy zaworze dolotowym, a $x_{spal,cyl}$ oraz $x_{pal,cyl}$ – udziały masowe tych składników w jednorodnym ładunku w cylindrze. Jeżeli w początkowej fazie dolotu spełniony jest warunek $m_{pal,dol,i-1}^{OD} = 0$, to masa składników w kolektorze całkowana jest w następujący sposób:

$$m_{spal,dol,i}^{ZD} = \begin{cases} m_{spal,dol,i-1}^{ZD} - \Delta m_{D,i} x_{spal,cyl,i-1} & \text{dla } \Delta m_{D,i} \leq 0, \\ m_{spal,dol,i-1}^{ZD} - \Delta m_{D,i} x_{spal,dol,i-1}^{ZD} & \text{dla } \Delta m_{D,i} > 0 \end{cases}, \quad (5.16)$$

$$m_{pal,dol,i}^{ZD} = \begin{cases} m_{pal,dol,i-1}^{ZD} - \Delta m_{D,i} x_{pal,cyl,i-1} & \text{dla } \Delta m_{D,i} \leq 0 \\ m_{pal,dol,i-1}^{ZD} - \Delta m_{D,i} x_{pal,dol,i-1}^{ZD} & \text{dla } \Delta m_{D,i} > 0 \end{cases} \quad (5.17)$$

Pozostałą część ładunku przepływającego przez zawór dolotowy stanowi powietrze. Ponadto, założono, że przez przepustnicę przepływa tylko powietrze. W związku z tym masa powietrza w kolektorze dolotowym wynosi:

$$m_{pow,dol,i} = \begin{cases} m_{pow,dol,i-1} + \Delta m_{pow,prz,i} & \text{dla } m_{spal,dol,i-1}^{OD} > 0 \\ m_{pow,dol,i-1} - \Delta m_{D,i} x_{pow,dol,i-1} + \Delta m_{pow,prz,i} & \text{dla } m_{spal,dol,i-1}^{OD} = 0 \text{ i } \Delta m_{D,i} > 0 \\ m_{pow,dol,i-1} - \Delta m_{D,i} x_{pow,cyl,i-1} + \Delta m_{pow,prz,i} & \text{dla } m_{spal,dol,i-1}^{OD} = 0 \text{ i } \Delta m_{D,i} \leq 0 \end{cases} \quad (5.18)$$

Bilans masy w cylindrze można zapisać w sposób następujący:

$$m_{pow,cyl,i} = \begin{cases} m_{pow,cyl,i-1} & \text{dla } \Delta m_{D,i} > 0 \text{ i } m_{spal,dol,i-1}^{OD} > 0 \\ m_{pow,cyl,i-1} + \Delta m_{D,i} x_{pow,dol,i-1} & \text{dla } \Delta m_{D,i} > 0 \text{ i } m_{spal,dol,i-1}^{OD} = 0 \\ m_{pow,cyl,i-1} + \Delta m_{D,i} x_{pow,cyl,i-1} & \text{dla } \Delta m_{D,i} \leq 0 \end{cases} \quad (5.19)$$

$$m_{pal,cyl,i} = \begin{cases} m_{pal,cyl,i-1} + \Delta m_{D,i} x_{pal,dol,i-1}^{OD} & \text{dla } \Delta m_{D,i} > 0 \text{ i } m_{spal,dol,i-1}^{OD} > 0 \\ m_{pal,cyl,i-1} + \Delta m_{D,i} x_{pal,dol,i-1}^{ZD} & \text{dla } \Delta m_{D,i} > 0 \text{ i } m_{spal,dol,i-1}^{OD} = 0 \\ m_{pal,cyl,i-1} + \Delta m_{D,i} x_{pal,cyl,i-1} & \text{dla } \Delta m_{D,i} \leq 0 \end{cases} \quad (5.20)$$

$$m_{spal,cyl,i} = \begin{cases} m_{spal,cyl,i-1} + \Delta m_{D,i} x_{spal,dol,i-1}^{OD} & \text{dla } \Delta m_{D,i} > 0 \text{ i } m_{spal,dol,i-1}^{OD} > 0 \\ m_{spal,cyl,i-1} + \Delta m_{D,i} x_{spal,dol,i-1}^{ZD} & \text{dla } \Delta m_{D,i} > 0 \text{ i } m_{spal,dol,i-1}^{OD} = 0 \\ m_{spal,cyl,i-1} + \Delta m_{D,i} x_{spal,cyl,i-1} & \text{dla } \Delta m_{D,i} \leq 0 \\ \text{lub} \\ m_{spal,cyl,i-1} + \Delta m_{W,i} & \text{dla } \Delta m_{W,i} \neq 0 \end{cases} \quad (5.21)$$

W cyklu pracy silnika może wystąpić jeszcze jeden przypadek, nie uwzględniony w powyższych obliczeniach. Jeżeli nie nastąpi zapłon mieszanki w suwie pracy, w wyniku przepływu zwrotnego we wczesnej fazie dolotu, w strefie w pobliżu zaworu, w kolektorze pojawi się także powietrze. Ze względu na wysoką temperaturę i nadmiar powietrza w okresie sprężania pomiędzy zamknięciem zaworu wylotowego i otwarciem zaworu dolotowego występuje wywiązywanie się ciepła, a więc ubywa powietrza w cylindrze i przybywa spalin. Ponieważ nie jest to normalna praca silnika, nie przedstawiono tego przypadku w zapisie matematycznym. W programie komputerowym, w celu umożliwienia analizy cykli pracy z zakłóceniami spalania, uwzględniono także i ten wariant procesu roboczego.

Przedstawiony opis matematyczny procesu wymiany ładunku jest słuszny tylko dla silnika jednocyldrowego. W silnikach wielocyldrowych o wspólnym układzie dolotowym należałoby uwzględnić interakcje pomiędzy poszczególnymi cylindrami, szcze-

gólnie w procesie dolotu [66]. Jednakże podczas badań eksperymentalnych wykorzystywano silnik jednocylindrowy i w związku z tym zaprezentowany model jest całkowicie wystarczający do analizy procesu roboczego.

5.3.3. Bilans energii

Przy obliczaniu średniej temperatury w układzie dolotowym należy uwzględnić różne temperatury i ciepła właściwe czynnika znajdującego się w układzie oraz czynnika napływającego do układu. Temperatura w rurze dolotowej dla otwartego układu termodynamicznego wynika z bilansu entalpii czynnika:

$$T_{dol,i} = \frac{H_{dol,i-1} + \Delta H_{prz,i} - \Delta H_{D,i} + \Delta Q_{str,dol,i}}{m_{dol,i} C_{pdol,i-1}} \quad (5.22)$$

Składowe zmian entalpii w kroku obliczeniowym wyrażone są zależnościami:

$$\Delta H_{prz,i} = \begin{cases} \Delta m_{prz,i} C_{p0} T_0 & \text{dla } \Delta m_{prz,i} \geq 0 \\ \Delta m_{prz,i} C_{pdol,i-1} T_{dol,i-1} & \text{dla } \Delta m_{prz,i} < 0 \end{cases} \quad (5.23)$$

oraz

$$\Delta H_{D,i} = \begin{cases} \Delta m_{D,i} C_{pdol,i-1} T_{dol,i-1} & \text{dla } \Delta m_{D,i} \geq 0 \\ \Delta m_{D,i} C_{pcyl,i-1} T_{cyl,i-1} & \text{dla } \Delta m_{D,i} < 0 \end{cases} \quad (5.24)$$

Do obliczania temperatury w cylindrze w układzie otwartym zastosowano analogiczne równanie jak w przypadku układu dolotowego:

$$T_{cyl,i} = \frac{H_{cyl,i-1} + \Delta H_{D,i} + \Delta H_{W,i} + \Delta Q_{str,cyl,i}}{m_{cyl,i} C_{pcyl,i-1}} \quad (5.25)$$

Składowa entalpii czynnika wymienianego przez zawór dolotowy opisana jest zależnością 5.24, natomiast składowa związana z przepływem przez zawór wylotowy wynosi

$$\Delta H_{W,i} = \Delta m_{W,i} C_{pcyl,i-1} T_{cyl,i-1} \quad (5.26)$$

W zamkniętym układzie termodynamicznym cylindra silnika temperaturę ładunku obliczano na podstawie równania stanu gazu doskonałego. Procedura ta została opisana w załączniku 2.

5.3.4. Wymiana ciepła

Na potrzeby obliczeń wymiany ciepła układ dolotowy silnika potraktowano jako prostą okrągłą rurę. W zakresie prędkości obrotowych i współczynników napełnienia w jakich prowadzono badania eksperymentalne liczba Reynoldsa mieściła w przedziale $5000 < Re < 10000$, a więc przepływ w przewodzie dolotowym można traktować jako przejściowy [126]. Dla takiego przepływu liczba Nusselta wynosi

$$Nu = 0,00069 Pr^{0,5} Re^{1,24}. \quad (5.27)$$

Przy zamkniętym zaworze dolotowym, kiedy przepływ przez przepustnicę ustanie, w kolektorze ma miejsce konwekcja swobodna, dla której, przy ustalonych wymiarach i w zakresie występujących temperatur liczba Nusselta wynosi $Nu \approx 7,5$.

Współczynnik przejmowania ciepła dla ścianek rury dolotowej wynosi

$$\alpha_{dol,i} = \frac{Nu_{i-1} \lambda_p}{D_{dol}}. \quad (5.28)$$

Ciepło wymieniane pomiędzy czynnikiem w układzie dolotowym a jego ściankami w kroku obliczeniowym wynosi

$$\Delta Q_{str,dol,i} = \alpha_{dol,i} A_{dol} (T_{s,dol} - T_{dol,i-1}) \Delta t. \quad (5.29)$$

Soyhan i in. [124] badali adekwatność empirycznych korelacji współczynnika przejmowania ciepła przez ścianki komory spalania do zastosowania w silnikach HCCI i doszli do wniosku, że względnie prosta zależność Honeberga dostarcza wyników zgodnych z pomiarami, podczas gdy bardziej złożone zależności jak np. równanie Woshni zawyżają współczynnik wymiany ciepła ze względu na przeszacowane prędkości charakterystyczne czynnika w cylindrze silnika. Do obliczeń wymiany ciepła w cylindrze silnika zastosowano więc empiryczny wzór Hohenberga w postaci:

$$\alpha_{cyl,i} = 130 V_{cyl,i}^{-0,06} p_{cyl,i}^{0,8} T_{cyl,i}^{-0,4} (\bar{v}_i + 1,4)^{0,8} \left[\frac{W}{m^2 K} \right], \quad (5.30)$$

gdzie objętość cylindra V_{cyl} wyrażona jest w m^3 , ciśnienie p_{cyl} – w barach, temperatura T_{cyl} – w K, a średnia prędkość tłoka \bar{v}_i – w m/s.

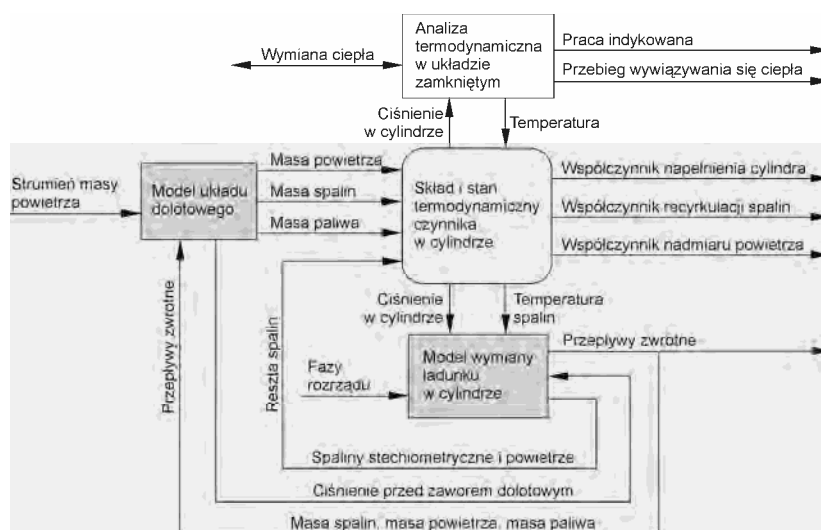
Ciepło wymieniane pomiędzy czynnikiem a ściankami przestrzeni roboczej cylindra w kroku obliczeniowym jest równe

$$\Delta Q_{str,cyl,i} = \alpha_{cyl,i} A_{cyl} (T_{s,cyl} - T_{cyl,i-1}) \Delta t. \quad (5.31)$$

5.3.5. Implementacja i ocena adekwatności modelu

Model procesu wymiany ładunku został opracowany jako narzędzie wspomagające analizę danych doświadczalnych. Dzięki temu możliwa jest ocena wielkości związanych z przebiegiem procesu roboczego, trudno dostępnych pomiarowo, jak np. natężenie przepływów zwrotnych czy cykliczna zmienność współczynnika nadmiaru powietrza w cylindrze.

Jak już wspomniano na początku niniejszego rozdziału, model wykorzystuje przebiegi ciśnienia w cylindrze pochodzące z pomiaru. Ponadto do wyznaczenia średniej wartości współczynnika recyrkulacji spalin (wielkość weryfikacyjna) wykorzystywane są pomiary temperatury spalin za zaworem wylotowym. Jedynymi zmiennymi parametrami modelu są przesunięcie wartości odniesienia ciśnienia indykowanego w cylindrze oraz składowa stała ciśnienia w kanale wylotowym. Należy tutaj zauważyć, że układy pomiarowe ze wzmacniaczami ładunku, wykorzystywane do współpracy z piezoelektrycznymi przetwornikami ciśnienia nie dostarczają informacji o bezwzględnej wartości ciśnienia.

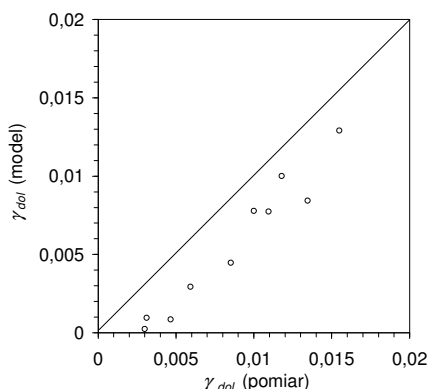


Rys. 5.4. Schemat analizy danych pomiarowych wspomaganey modelem wymiany ładunku w cylindrze silnika

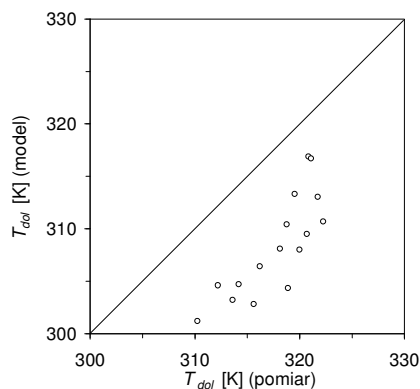
Na rysunku 5.4 przedstawiono sposób zastosowania modelu wymiany ładunku w cylindrze wraz z modelem układu dolotowego silnika do analizy danych pomiarowych. Aby uwzględnić dynamikę zmian masy spalin, paliwa i powietrza w cylindrze, w każdym analizowanym cyklu pracy silnika masy poszczególnych składników w chwili

zamknięcia zaworu dolotowego były obliczane na podstawie modelu. W zamkniętym układzie termodynamicznym cylindra udziały masowe poszczególnych składników obliczane były w oparciu o stopień wypalenia dawki paliwa.

Obliczenia wymiany ładunku prowadzone były dla kolejnych 100 cykli pracy silnika bez sprzężenia zwrotnego pomiędzy warunkami początkowymi a wynikami obliczeń ostatniego analizowanego cyklu pracy. Ciśnienie odniesienia było korygowane, a obliczenia powtarzane aż do uzyskania średnich wartości masy spalin w cylindrze oraz masy powietrza zgodnych z wynikami pomiarów. Jako wartości początkowe parametrów termodynamicznych i składu ładunku w trakcie dolotowym oraz w cylindrze przyjmowano wartości obliczone dla cyklu o najbardziej zbliżonym przebiegu ciśnienia do pierwszego analizowanego cyklu roboczego silnika.



Rys. 5.5. Porównanie udziałów masowych spalin w przewodzie dolotowym określonych na podstawie zawartości dwutlenku węgla w kanale dolotowym z wartościami obliczonymi



Rys. 5.6. Porównanie zmierzonej i obliczonej temperatury w przewodzie dolotowym

Warunki brzegowe takie jak temperatura i ciśnienie powietrza przed przepustnicą oraz temperatura spalin pochodziły z pomiarów. Uśredniona na długości i w czasie, temperatura ścianek kolektora dolotowego została obliczona z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Temperatury ścianek komory spalania określone zostały w oparciu o dane literaturowe, przy czym wprowadzono odpowiednie korekty związane z większymi obciążeniami cieplnymi silników CAI w stosunku do silników o zapłonie iskrowym [14, 24, 25].

Największa niepewność w ocenie adekwatności modelu związana jest z prawidłowością szacowania natężenia przepływów zwrotnych do kanału dolotowego. Aby zwery-

fikować wyniki obliczeń modelowych dokonano analizy składu ładunku w kolektorze dolotowym przy zmiennych nastawach układu rozrządu. Obliczoną na podstawie zawartości dwutlenku węgla z wykorzystaniem równania 5.2 ilość spalin w trakcie dolotowym odniesiono do analogicznej wielkości obliczonej na podstawie modelu

$$\gamma_{dol} = \frac{m_{spal,dol}^{zd}}{m_{dol}} \cdot \quad (5.32)$$

Ponieważ masa czynnika przepływającego do układu dolotowego w początkowej fazie dolotu, przebywa w przestrzeni kontrolnej relatywnie krótko (rys. 5.3), a pomiary zawartości CO₂ wykonywane były w sposób ciągły, uwzględniono tylko masę czynnika opuszczającego cylinder przed zamknięciem zaworu.

Współczynnik reszty spalin w kolektorze dolotowym obliczony na podstawie udziałów masowych CO₂ jest zawyżony w stosunku do wartości obliczonych z modelu (rys. 5.5). Najprawdopodobniej jest to skutkiem sposobu pobierania próbek gazów z kolektora dolotowego. Sonda pomiarowa umieszczona była w pobliżu zaworu dolotowego. Ze względu na niecałkowite wymieszanie się powietrza ze spalinami w kolektorze dolotowym oraz faktu, że nie uwzględniono przepływów zwrotnych w początkowej fazie dolotu, otrzymywano stężenia dwutlenku węgla większe niż średnie. Współmienność obu wielkości świadczy o poprawnym szacowaniu wartości natężenia przepływów zwrotnych. Podobne zależności obserwowane są także pomiędzy średnią temperaturą w rurze dolotowej obliczonej z modelu na podstawie równania 5.22, a pomiarami dokonanymi za pomocą przetwornika temperatury umieszczonego w pobliżu zaworu dolotowego (rys. 5.6). W tym przypadku również należy pamiętać, że temperatura czynnika w przewodzie dolotowym uśredniona była na całej jego długości.

5.4. Badania procesu wymiany ładunku

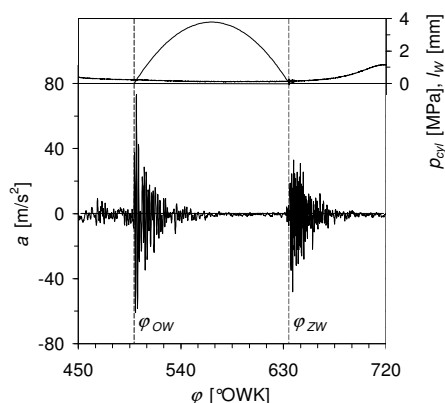
5.4.1. Metodyka badań

Przeprowadzone badania miały na celu określenie ograniczeń zakresu pracy silnika wynikających z przebiegu wymiany ładunku. Dzięki indywidualnym obliczeniom dla kolejnych cykli pracy silnika możliwe było także lepsze poznanie natury zmienności cyklicznej procesu roboczego.

Analizy procesów zachodzących podczas dolotu, wylotu oraz sprężania spalin dokonano z wykorzystaniem modelu opisanego w podrozdziale 5.3. Warunki brzegowe do obliczeń uzyskano na podstawie pomiarów ciśnienia indykowanego w cylindrze, ciśnienia w kolektorze dolotowym oraz temperatur przed przepustnicą i za zaworem wylotowym.

Badania przeprowadzono na pracującym silniku przy zmiennej prędkości obrotowej (przy czym większość eksperymentów zrealizowano przy prędkości 1500 obr/min) oraz przy zmiennych fazach rozrządu i wzniosach zaworów. Ze względu na przecieki wewnętrzne hydraulicznego mechanizmu regulacji wzniosu zaworów, nie było możliwe precyzyjne określenie faz rozrządu na podstawie geometrii silnika. Dlatego też chwile otwierania i zamykania zaworów zostały zidentyfikowane z wykorzystaniem pomiarów drgań głowicy silnika. Na rysunku 5.7 przedstawiono przykład przebiegu drgań podczas otwierania i zamykania zaworu wylotowego.

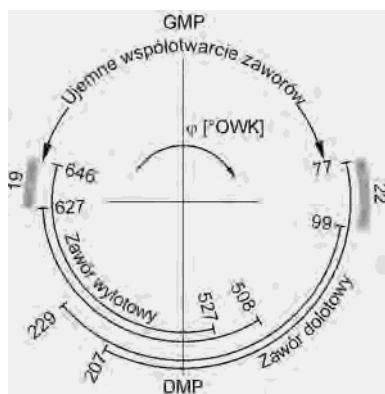
Przy zmiennych nastawach układu regulacji faz rozrządu oraz zmiennych wzniosach zaworów kąt otwarcia zaworu dolotowego wynosił od 72 °OWK do 99 °OWK, natomiast kąt zamknięcia zaworu wylotowego znajdował się w zakresie 627–646 °OWK. Realizacja eksperymentów ograniczona była przez dopuszczalne wartości współczynnika napełnienia cylindra i ilości spalin, pozwalające na pracę silnika z zapłonem samoczynnym przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1,08$. Ograniczenia zmienności nastaw układu rozrządu wynikały z występowania spalania stukowego oraz tzw. wypadania zapłonów. Stosowany zakres zmian faz rozrządu, przy wzniosie zaworu dolotowego $l_D = 3,6$ mm oraz wzniosie zaworu wylotowego $l_W = 2,9$ mm przedstawiono na rysunku 5.8.



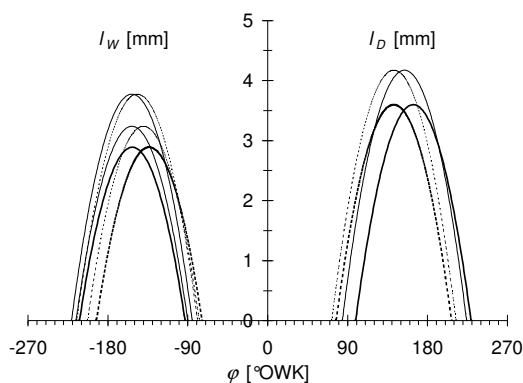
Rys. 5.7. Przykład identyfikacji faz zaworu wylotowego za pomocą sygnału drganiowego głowicy silnika w kierunku pionowym

Ponieważ w silniku badawczym zastosowano jeden zestaw krzywek, a w celu zmiany wzniosu zaworów regulowano czynną część ich zarysu, zmiana wzniosu powodowała także zmiany faz rozrządu. W celu zmniejszenia kątów otwarcia zaworów redukowano także wznios zaworów. Dla zapewnienia wystarczających wartości kątoprzekrojów, przy jednocześnie dużej wartości kąta ujemnego współotwarcia zaworów, uzyskano względnie duże fazy zamknięcia zaworu dolotowego (rys. 5.9). Aby zminimalizować przepływy zwrotne zachowując jednocześnie odpowiednie kątoprzekroje należałoby zastosować

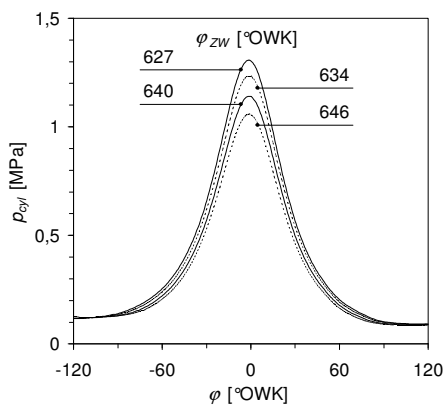
krzywki o innych profilach. Jednakże zastosowane rozwiązanie konstrukcyjne silnika badawczego, jest najbardziej zbliżone do proponowanych rozwiązań produkcyjnych, gdzie krzywka jest jedna, a zmienia się tylko czynna część jej zarysu [16].



Rys. 5.8. Wykres kołowy faz rozrządu dla wzniosu zaworów $l_D = 3,6$ mm, $l_W = 2,9$ mm. Zaciemnione pola oznaczają zakres zmienności faz rozrządu



Rys. 5.9. Wzniosy zaworów w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla skrajnych ustawień zastosowanych podczas badań procesu wymiany ładunku



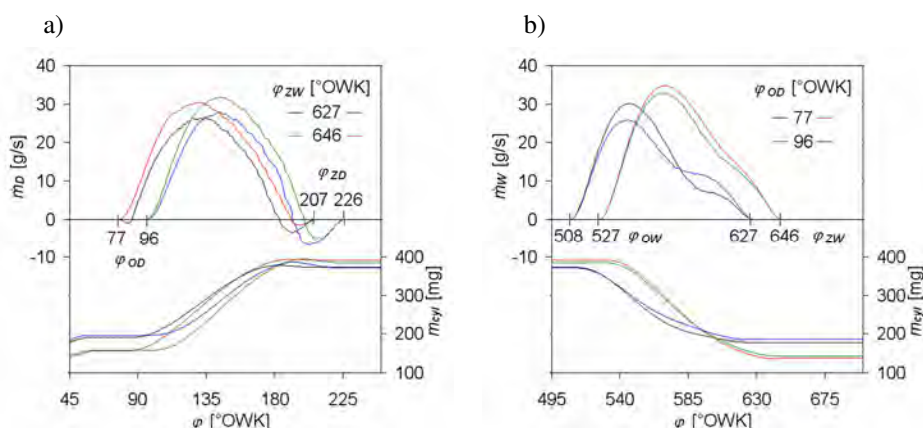
Rys. 5.10. Ciśnienie w cylindrze w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów przy różnych kątach zamknięcia zaworu wylotowego; $n = 1500$ obr/min, $\alpha_{prz} = 50\%$, $\lambda = 1,08$, $\varphi_{OD} = 83$ °OWK

Zamykanie zaworu wylotowego kilkadziesiąt stopni obrotu wału korbowego przed GMP powoduje, że uzyskiwane są znaczne ciśnienia sprężania w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów. Na rysunku 5.10 przedstawiono przebiegi ciśnienia w cylindrze w okresie ujemnego współotwarcia zaworów przy zmiennym kącie zamknięcia zaworu wylotowego i niezmiennych ustawieniach faz zaworu dolotowego. Straty ciepła w tym okresie nie mogą być pomijane w analizie termodynamicznej procesu roboczego silnika. Dlatego też podczas analizy wyników badań eksperymentalnych określono wpływ

składu spalin oraz temperatury ładunku na przebieg procesów zachodzących wewnątrz cylindra.

5.4.2. Przepływ czynnika przez zawory

Na rysunku 5.11 przedstawiono wyniki obliczeń strumienia masy czynnika napływającego i wypływającego z cylindra, dla różnych kombinacji faz zaworu dolotowego i wylotowego. Przy późnym zamknięciu zaworu wylotowego masa spalin i paliwa w cylindrze przed rozpoczęciem procesu dolotu wynosi 156 mg, natomiast przy wczesnym zamknięciu wzrasta ona do 190 mg. Uzyskiwane maksymalne wartości natężenia przepływu, jak również masa ładunku w cylindrze po zakończeniu procesu napełniania cylindra w większym stopniu zależą od faz zaworu wylotowego niż zaworu dolotowego (rys. 5.11 a). Im mniejsza jest masa ładunku przed rozpoczęciem procesu napełniania, tym więcej świeżego powietrza napłynie do cylindra.



Rys. 5.11. Strumień masy przepływającej przez zawór dolotowy (a) i przez zawór wylotowy (b) oraz masa ładunku w cylindrze podczas procesu dolotu (a) i wylotu (b) dla zmiennych faz rozrządu; $n = 1500$ obr/min, $\alpha_{prc} = 50\%$, $l_D = 3,6$ mm, $l_W = 2,9$ mm, $\lambda = 1,08$. Przyrost masy w zakresie kąta 45–60 °OWK związany jest z procesem wtrysku paliwa do cylindra. Wartości ujemne oznaczają przepływy zwrotne do kanału dolotowego

Tak istotny wpływ fazy zaworu wylotowego na proces napełniania wynika z dużej ilości pozostałych w cylindrze spalin. Proces dolotu w silniku z ujemnym współtwarciem zaworów odbywa się w znacznie wyższych temperaturach niż w typowych silnikach 4-suwowych. W związku z tym ogrzewanie i rozprężanie powietrza w cylindrze zależne jest od entalpii pozostałych spalin, co determinuje przebieg procesu napełniania. Jednocześnie, na skutek chłodzenia spalin podczas dolotu, zmniejsza się ich objętość

właściwa. Stąd należy przypuszczać, że większe napełnienia cylindra będą uzyskiwane przy większych temperaturach spalin o mniejszym cieple właściwym, czyli zawierających więcej tlenu.

Nawet w przypadku znacznie mniejszej fazy otwarcia zaworu dolotowego w porównaniu z fazą zamknięcia zaworu wylotowego, przepływy zwrotne w początkowej fazie napełniania są pomijalnie małe. Jest to skutkiem strat cieplnych podczas ujemnego współotwarcia zaworów. Należy pamiętać, że w tym okresie, przy względnie małej masie ładunku w cylindrze, temperatura początku sprężania jest równa temperaturze spalin. Stąd straty ciepła w stosunku do energii wewnętrznej czynnika są znacznie większe niż podczas sprężania świeżego ładunku. Choć przy fazach rozrządu $\varphi_{OD} = 77^\circ\text{OWK}$ oraz $\varphi_{ZW} = 627^\circ\text{OWK}$ efektywny początek dolotu jest opóźniony o około 10°OWK , napływ masy do cylindra jest większy niż przy późniejszym otwarciu zaworu dolotowego. Wynika to z większych przepływów zwrotnych pod koniec dolotu w drugim przypadku. Ponadto, przepływy zwrotne pod koniec dolotu powodują rozrzedzenie spalinami oraz ogrzewanie ładunku w trakcie dolotowym, co zmniejsza jego gęstość w efekcie obniżając współczynnik napełnienia.

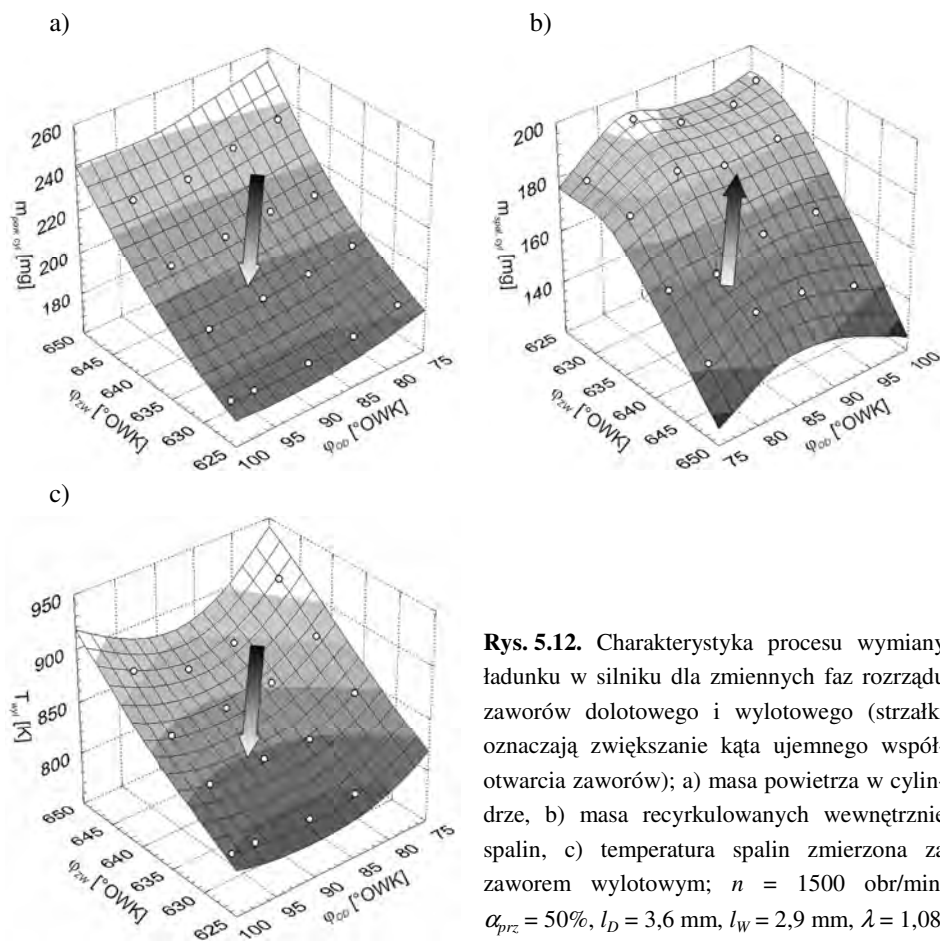
5.4.3. Wyniki badań uzyskane przy zmiennych nastawach układu rozrządu

Badania przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej wału korbowego wynoszącej 1500 obr/min , stałym położeniu przepustnicy oraz współczynnikiem nadmiaru powietrza $\lambda = 1,08$, regulowanym poprzez zmianę czasu wtrysku paliwa.

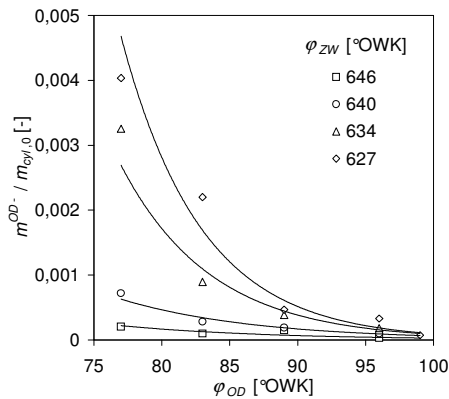
Na rysunku 5.12. przedstawiono charakterystykę procesu wymiany ładunku przy zmiennych fazach rozrządu i stałych wzniosach zaworów wynoszących $l_D = 3,6\text{ mm}$ i $l_W = 2,9\text{ mm}$. Zarówno masa powietrza, która napłynęła do cylindra jak i masa pozostałych spalin zależą głównie od fazy zaworu wylotowego. Im wcześniejsze jest zamknięcie zaworu wylotowego, tym większa jest masa recyrkulowanych spalin i mniejszy współczynnik napełnienia, który zmieniał się w zakresie od 0,3 do 0,4. Porównanie zależności masy powietrza i spalin (w chwili poprzedzającej samozapłon) wskazuje na to, że w cylindrze następuje wymiana pomiędzy masą spalin a masą świeżego powietrza (rys. 5.12 a i b). Podczas badań całkowita masa ładunku w cylindrze, łącznie z paliwem, zmieniała się w zakresie zaledwie 7%.

Niezależnie od ustawień zaworu wylotowego wyprzedzenie otwarcia zaworu dolotowego powoduje niewielki wzrost współczynnika napełnienia. Natomiast masa spalin jest najmniejsza przy kącie otwarcia zaworu dolotowego 77°OWK . Jest to związane ze wzrostem temperatury spalin w tym zakresie. Temperatura spalin zmienia się w zależności od kąta samozapłonu i szybkości wywiązywania się ciepła w cylindrze. W tym

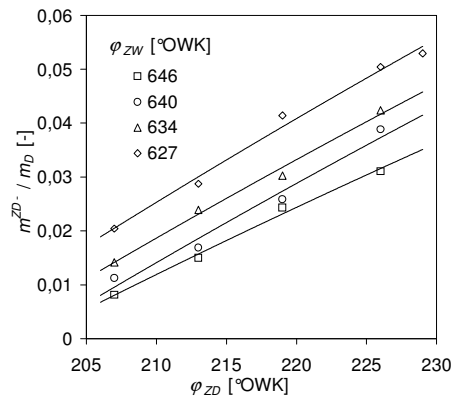
zakresie faz rozrządu obserwowano nieco większą zwłokę samozapłonu, dzięki czemu zwiększała się temperatura spalin (rys. 5.12 c). Jednakże większa temperatura recyrkulowanych wewnątrz spalin nie obniża napełnienia cylindra. Może być to związane z bardziej intensywną wymianą ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym i ściankami komory spalania przy wyższych temperaturach. Podczas, gdy maksymalna temperatura sprężanych spalin zmieniała się w zakresie 1090–1190 K, temperatura w cylindrze w chwili zamknięcia zaworu dolotowego wynosiła od 480 K do 530 K, przy czym te dwie wielkości nie są ze sobą skorelowane.



Rys. 5.12. Charakterystyka procesu wymiany ładunku w silniku dla zmiennych faz rozrządu zaworów dolotowego i wylotowego (strzałki oznaczają zwiększanie kąta ujemnego współotwarcia zaworów); a) masa powietrza w cylindrze, b) masa recyrkulowanych wewnątrz spalin, c) temperatura spalin zmierzona za zaworem wylotowym; $n = 1500$ obr/min, $\alpha_{\text{prz}} = 50\%$, $l_D = 3,6$ mm, $l_W = 2,9$ mm, $\lambda = 1,08$



Rys. 5.13. Masa czynnika przepływającego z cylindra do kolektora dolotowego w początkowej fazie dolotu w stosunku do masy czynnika w cylindrze przed otwarciem zaworu dolotowego; $n = 1500$ obr/min, $\alpha_{prz} = 50\%$, $l_D = 3,6$ mm, $l_W = 2,9$ mm, $\lambda = 1,08$

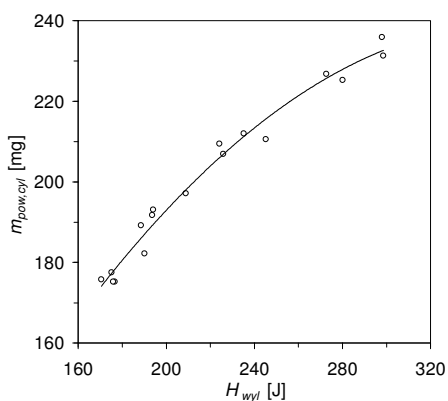


Rys. 5.14. Masa czynnika przepływającego z cylindra do kolektora dolotowego w końcowej fazie dolotu w stosunku do sumarycznej masy czynnika jaka przepłynęła przez zawór dolotowy; $n = 1500$ obr/min, $\alpha_{prz} = 50\%$, $l_D = 3,6$ mm, $l_W = 2,9$ mm, $\lambda = 1,08$

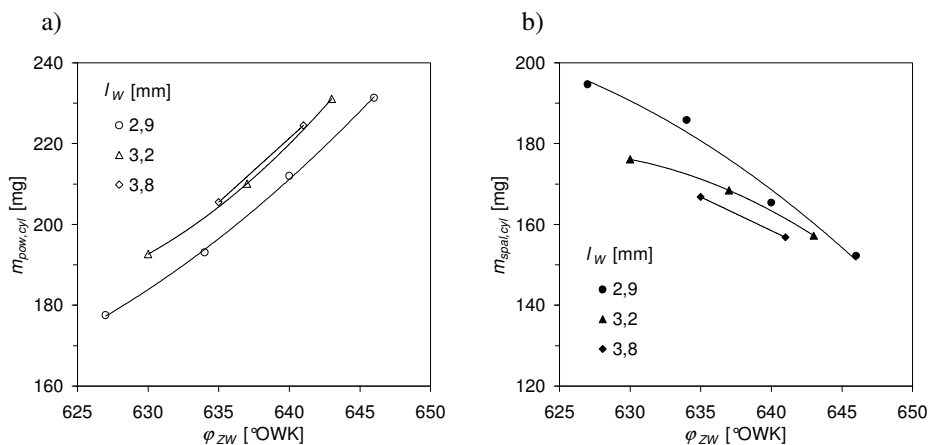
Zmniejszanie się masy powietrza w cylindrze przy opóźnieniu otwarcia zaworu dolotowego jest wynikiem przepływów zwrotnych pod koniec procesu napełniania (rys. 5.13). Uzyskane zależności są sprzeczne z wynikami obliczeń numerycznych przeprowadzonych przez Kima i in. [62], które wykazały, że na natężenie przepływów zwrotnych wpływa głównie kąt zamknięcia zaworu wylotowego, a fazy zaworu dolotowego mają znacznie mniejszy efekt. Przy późnych kątach zamknięcia zaworu i najmniejszych wzniosach, przy których prowadzono badania, masa ładunku przepływającego do układu dolotowego osiąga 5% masy jaka dostała się do cylindra (rys. 5.14). Jak już wspomniano, przepływy zwrotne powodują nie tylko utratę ładunku z cylindra ale również ogrzewanie i rozrzedzenie powietrza w trakcie dolotowym. W przedstawionym zakresie zmian faz rozrządu, w zależności od natężenia przepływów zwrotnych, temperatura ładunku w kolektorze dolotowym zmieniała się o 18 K.

Masa przepływów zwrotnych na początku procesu dolotu jest 10-krotnie mniejsza niż pod koniec napełniania (rys. 5.13 i 5.14) i nie wpływa w znacznym stopniu na ilość powietrza, jaka napłynie do cylindra, choć opóźnia chwilę efektywnego początku dolotu. Jak już wspomniano, masa powietrza zależy głównie od ilości spalin pozostałych z poprzedniego cyklu pracy silnika, a wzrost temperatury spalin nie zmniejsza, a zwiększa współczynnik napełnienia. Na rysunku 5.15 przedstawiono zależność masy powietrza w cylindrze od entalpii spalin (jako punkt zerowy przyjęto temperaturę 0 K).

Degresywny charakter tej krzywej wynika z rosnących oporów przepływu przez zawór dolotowy przy większych prędkościach czynnika.



Rys. 5.15. Zależność masy powietrza, jaka napłynęła do cylindra od entalpii wylotu przy zmiennych fazach rozrządu: $n = 1500$ obr/min, $\alpha_{prz} = 50\%$, $\lambda = 1,08$



Rys. 5.16. Charakterystyka procesu wymiany ładunku w silniku dla zmiennych faz i wzniosów zaworu wylotowego; a) masa powietrza w cylindrze, b) masa recykulowanych wewnętrznie spalin; $n = 1500$ obr/min, $\alpha_{prz} = 50\%$, $\lambda = 1,08$, $\phi_{OD} = 83$ °OWK, $l_D = 3,6$ mm

Zwiększenie wzniosu zaworu wylotowego z 2,9 mm do 3,2 mm zmniejsza ilość recykulowanych wewnętrznie spalin (rys. 5.16 b), powodując jednocześnie większe napełnienie cylindra świeżym powietrzem (rys. 5.16 a). Przy wczesnych kątach zamknięcia zaworu wylotowego wpływ wzniosu zaworu jest bardziej widoczny. Dalsze zwiększanie wzniosu zaworu wylotowego nie powoduje znacznych zmian napełnienia, ani ilości zatrzymywanych spalin. Wynika to z faktu, że objętość spalin opuszczających cylinder jest względnie mała i nawet znacznie zredukowany wznios zaworu wylotowego

pozwała na wyrównanie się ciśnień w cylindrze i w kolektorze wylotowym. Zbytne wyprzedzenie otwarcia zaworu wylotowego i wynikające z tego zmniejszenie termodynamicznego stopnia rozprężania skutkuje obniżeniem pracy indykowanej w cylindrze. Poza tym, taki sam skutek w postaci ilości recyrkulowanych spalin można osiągnąć przez stosunkowo niewielką zmianę faz rozrządu. Z technicznego punktu widzenia drugi sposób jest znacznie korzystniejszy. W przypadku zwiększenia wzniosu zaworu dolotowego z 3,6 mm do 4,2 mm nie zaobserwowano wzrostu współczynnika napełnienia cylindra ze względu na wzrastające natężenie przepływów zwrotnych. Przy takiej samej fazie otwarcia wynoszącej 83 °OWK i fazie zamknięcia, która na skutek wzrostu wzniosu zaworu zwiększyła się z 213 °OWK do 223 °OWK, nastąpił niemal trzykrotny wzrost ilości ładunku jaka przepłynęła do układu dolotowego pod koniec procesu napełniania.

5.4.4. Wyniki badań uzyskane przy zmiennej prędkości obrotowej

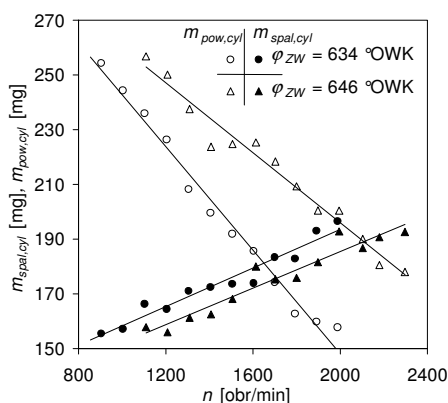
Badania procesu wymiany ładunku prowadzono w zakresie prędkości obrotowej wału korbowego od 900 do 2300 obr/min. Warunki pracy silnika oraz ustawienia układu rozrządu przedstawiono w tabeli 5.1. Dolny zakres prędkości obrotowej wynikał ze wzrastającego napełnienia cylindra i występowania spalania stukowego. Maksymalna prędkość obrotowa ograniczona była przez malejące obciążenie silnika oraz przez obciążenia mechaniczne silnika badawczego. Eksperymenty zrealizowano przy dwóch różnych ustawieniach faz zaworu wylotowego oraz przy stałym ustawieniu zaworu dolotowego.

Tabela 5.1. Warunki pracy silnika i ustawienia układu rozrządu podczas badań procesu wymiany ładunku przy zmiennej prędkości obrotowej

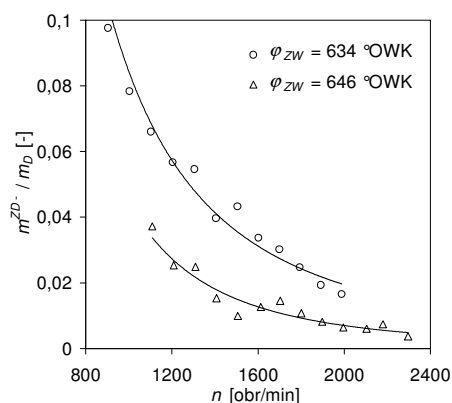
Prędkość obrotowa (n)	900...2300 obr/min	
Stopień otwarcia przepustnicy (α_{prz})	50%	
Współczynnik nadmiaru powietrza (λ)	1,08	
Fazy rozrządu [°OWK]		
Kąt otwarcia zaworu dolotowego (φ_{OD})	83	
Kąt zamknięcia zaworu dolotowego (φ_{ZD})	213	
Kąt otwarcia zaworu wylotowego (φ_{OW})	515	527
Kąt zamknięcia zaworu wylotowego (φ_{ZW})	634	646
Wznios zaworu dolotowego (l_D)	3,6 mm	
Wznios zaworu wylotowego (l_W)	2,9 mm	

Celem badań nie było wyznaczenie maksymalnej osiągalnej prędkości obrotowej wału korbowego lecz jedynie określenie charakteru zmian napełnienia cylindra i ilości recyrkulowanych wewnętrznie spalin. W związku z tym, że prędkość obrotowa w niewielkim stopniu wpływa na przebieg procesu spalania, dalsze badania procesu roboczego silnika prowadzone były przy stałej prędkości wynoszącej 1500 obr/min.

Wraz ze zwiększaniem prędkości obrotowej liniowo wzrasta masa spalin w cylindrze oraz maleje masa powietrza (rys. 5.17). Przy dwóch ustawieniach faz rozrządu intensywność wzrostu masy spalin w cylindrze wraz z prędkością obrotową jest jednakowa. Natomiast masa powietrza, w przypadku większego kąta ujemnego współotwarcia zaworów spada znacznie szybciej, pomimo niezmiennego ustawienia faz zaworu dolotowego. Dzieje się tak, ponieważ w tym przypadku nakładają się na siebie dwie przyczyny. Pierwszą z nich jest wzrost ilości recyrkulowanych wewnętrznie spalin, a drugą wzrost oporów przepływu przez zawór dolotowy.



Rys. 5.17. Masa powietrza oraz masa spalin w cylindrze silnika przy zmiennej prędkości obrotowej dla dwóch ustawień faz zaworu wylotowego



Rys. 5.18. Masa czynnika przepływającego z cylindra do kolektora dolotowego w końcowej fazie dolotu w stosunku do sumarycznej masy czynnika jaka przepłynęła przez zawór dolotowy przy zmiennej prędkości obrotowej dla dwóch ustawień faz zaworu wylotowego

Przy małych prędkościach obrotowych, nawet przy względnie wczesnym zamykaniu zaworu dolotowego, występują znaczne przepływy zwrotne pod koniec napełniania cylindra (rys. 5.18). W dolnym zwrotnym położeniu tłoka, ciśnienie w cylindrze i w trakcie dolotowym wyrównuje się. Ponadto mniejsza prędkość przepływu powietrza przez zawór dolotowy ogranicza wpływ zjawiska bezwładności czynnika. Przy małej prędkości obrotowej masa spalin zatrzymywanych w cylindrze jest względnie mała oraz

występują większe straty ciepła w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów. W związku z tym, przepływy zwrotne w końcowej fazie dolotu maleją wraz z prędkością obrotową. Przepływy zwrotne po otwarciu zaworu dolotowego, wzrastają przy zwiększaniu prędkości. Przy większej ilości recykulowanych spalin przepływy zwrotne na początku dolotu osiągają nawet 1,5% masy spalin zatrzymanych w cylindrze. W przypadku mniejszej ilości spalin masa ładunku powracającego do cylindra jest pomijalnie mała.

5.4.5. Wyniki badań uzyskane przy zmiennej temperaturze i składzie spalin

Główne czynniki, które determinują przebieg wymiany ładunku, związane z procesami zachodzącymi w cylindrze to temperatura i ciśnienie spalin w cylindrze. Temperatura ładunku po zakończeniu procesu spalania zależy od jej wartości przed spalaniem oraz przyrostu temperatury na skutek utleniania paliwa.

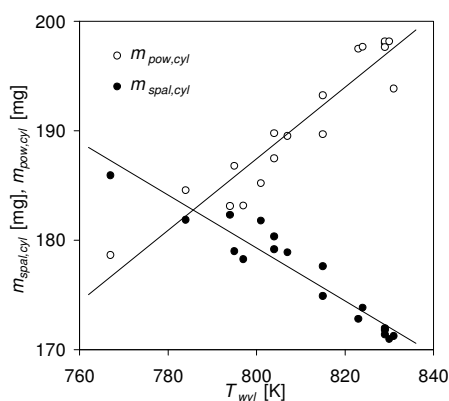
Tabela 5.2. Warunki pracy silnika i ustawienia układu rozrządu podczas badań wpływu procesów zachodzących wewnątrz cylindra na wymianę ładunku

Prędkość obrotowa (n)	1500 obr/min
Stopień otwarcia przepustnicy (α_{prz})	50%
Współczynnik nadmiaru powietrza (λ)	1...1,2
Fazy rozrządu [°OWK]	
Kąt otwarcia zaworu dolotowego (φ_{OD})	89
Kąt zamknięcia zaworu dolotowego (φ_{ZD})	219
Kąt otwarcia zaworu wylotowego (φ_{OW})	515
Kąt zamknięcia zaworu wylotowego (φ_{ZW})	634
Wznios zaworu dolotowego (l_D)	3,6 mm
Wznios zaworu wylotowego (l_W)	2,9 mm

W typowym silniku o zapłonie iskrowym bez zewnętrznej recyrkulacji spalin zasilany mieszanką homogeniczną temperatura ładunku zależy głównie od współczynnika nadmiaru powietrza, a reszta spalin może być praktycznie pominięta. Ze względu na znaczną wartość współczynnika recyrkulacji spalin, w silniku z ujemnym współotwarcieniem zaworów, występuje silne sprzężenie zwrotne pomiędzy stanem czynnika przed i po spalaniu. Niska temperatura spalania w silniku CAI jest między innymi skutkiem znacznego rozrzedzenia świeżego ładunku przez spaliny z poprzedniego cyklu. Poza

masą czynnika jaka jest ogrzewana przez paliwo, nie bez znaczenia jest również chwila samozapłonu i szybkość wywiązywania się ciepła a także intensywność wymiany ciepła między czynnikiem roboczym i ściankami komory spalania.

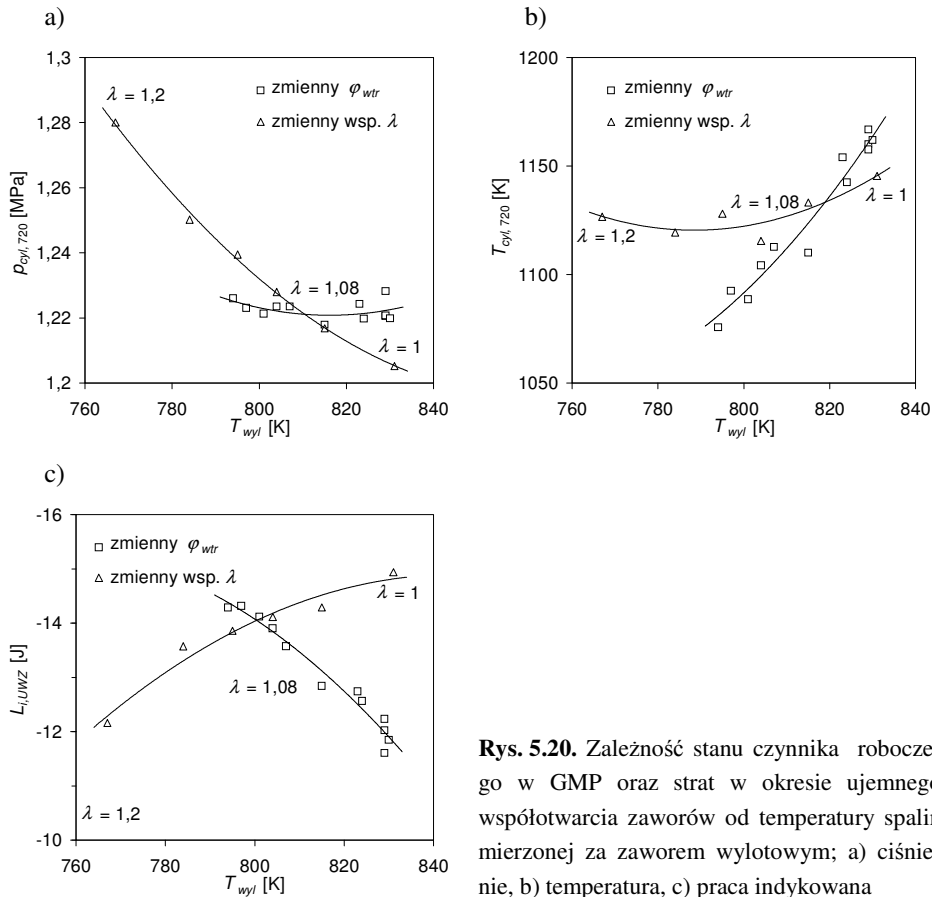
W celu określenia wpływu stanu gazu podczas wylotu spalin na proces napełniania cylindra, przeprowadzono badania silnika przy stałym ustawieniu układu rozrządu, położeniu przepustnicy oraz prędkości obrotowej silnika. Warunki pracy silnika i ustawienia rozrządu przedstawiono w tabeli 5.2. Aby zmieniać temperaturę i ciśnienie w cylindrze podczas wylotu spalin w jak najszerszym zakresie regulowano współczynnik nadmiaru powietrza oraz kąt wtrysku, który w znacznym stopniu wpływa na szybkość wywiązywania się ciepła i kąt samozapłonu (rozdział 7).



Rys. 5.19. Masa powietrza oraz masa spalin w cylindrze silnika w zależności od temperatury spalin mierzonej za zaworem wylotowym

Zmienny stan czynnika roboczego w trakcie procesu wylotu spalin, spowodowany procesami zachodzącymi w zamkniętym układzie termodynamicznym w cylindrze silnika, w znacznym stopniu wpływa na przebieg wymiany ładunku (rys. 5.19). Procentowy spadek masy wewnątrz recyrkulowanych spalin, w przybliżeniu odpowiada procentowemu wzrostowi ich bezwzględnej temperatury mierzonej za zaworem wylotowym. Zmiana masy spalin w cylindrze pociąga za sobą odwrotnie proporcjonalną zmianę masy powietrza, przy czym całkowita masa (nie uwzględniając paliwa) utrzymuje się na niemal stałym poziomie.

Poza temperaturą czynnika istotne znaczenie dla procesu wymiany ładunku, a szczególnie strat ciepła przy sprężaniu i rozprężaniu spalin, ma nadmiar tlenu w spalinach. Dec i in. [30] odizolowali wpływ sposobu rozrzedzania ładunku na sprawność cieplną silnika HCCI. Rozrzedzenie ładunku przez stechiometryczne spaliny zmniejsza sprawność o kilka procent w stosunku do metody polegającej na zwiększeniu współczynnika nadmiaru powietrza. Przyczyną jest zmniejszenie wykładnika adiabaty.



Rys. 5.20. Zależność stanu czynnika roboczego w GMP oraz strat w okresie ujemnego współotwarcia zaworów od temperatury spalin mierzonej za zaworem wylotowym; a) ciśnienie, b) temperatura, c) praca indykowana

Na rysunku 5.20 przedstawiono zależności ciśnienia i temperatury osiągniętych w GMP oraz straty ciepła podczas sprężania i rozprężania recyrkulowanych spalin w funkcji ich temperatury mierzonej za zaworem wylotowym. Przy stałym współczynniku nadmiaru powietrza ciśnienie uzyskiwane w trakcie sprężania spalin niemal nie zależy od temperatury za zaworem wylotowym (rys. 5.20 a). Co prawda wraz ze wzrostem temperatury maleje wykładnik adiabaty, lecz wzrasta ciepło właściwe czynnika, obniżając w ten sposób udział strat ciepłych (rys. 5.20 c). Przy zubażeniu mieszanki wzrasta masa czynnika, a jego ciepło właściwe maleje. Dodatkowo wzrasta wykładnik adiabaty, skutkując większym wzrostem ciśnienia w cylindrze (rys. 5.20 a).

W przypadku temperatury końca sprężania sytuacja jest odwrotna (rys. 5.20 b). Przy stałym współczynniku nadmiaru powietrza temperatura końca sprężania zmienia się wraz z temperaturą początku sprężania. Lecz zależność ta nie jest zauważalna przy zmiennym współczynniku nadmiaru powietrza, ze względu na straty ciepła oraz zmiany

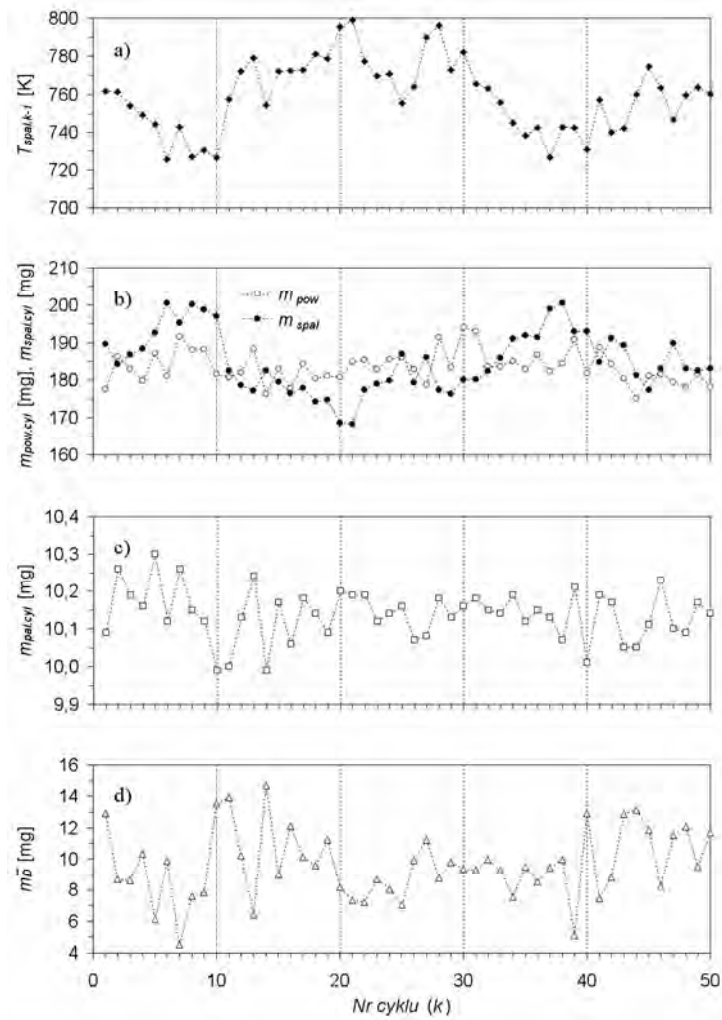
wykładnika adiabaty (rys. 5.20 b). Przy stałym współczynniku nadmiaru powietrza wraz ze wzrostem temperatury maleją straty ciepła do ścianek komory spalania. Jest to związane z negatywnym wpływem temperatury na współczynnik przejmowania ciepła przez ścianki komory spalania. Wzrost temperatury przez wzbogacanie mieszanki powoduje wzrost strat ciepła. W tym przypadku obniżenie współczynnika wymiany ciepła nie jest w stanie skompensować zmniejszającego się ciepła właściwego czynnika wraz ze wzrostem temperatury.

5.4.6. Zmienność cykliczna procesu wymiany ładunku

W przypadku silników CAI z wewnętrzną recyrkulacją spalin zaobserwowano, że zmienność kolejnych cykli roboczych ma charakter deterministyczny [26, 64], a nie stochastyczny, jak w przypadku silników ZI [106, 142].

Jako najistotniejszą przyczynę cyklicznych fluktuacji procesu roboczego uznaje się temperaturę spalin [64]. Ze względu na fakt, że około połowa masy ładunku to recyrkulowane wewnętrznie spaliny z poprzedniego cyklu, to właśnie ich ilość i temperatura determinują przebieg procesu dolotu powietrza do cylindra. Występowanie przepływów zwrotnych do kanału dolotowego jeszcze bardziej komplikuje ten mechanizm, ponieważ przy wtrysku paliwa w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów, do kolektora dolotowego cofa się nie tylko powietrze, ale i paliwo, które będzie zassane do cylindra w kolejnym cyklu. Proces transportu paliwa będzie wyglądał nieco inaczej, jeżeli paliwo będzie podawane podczas suwu sprężania. Wtedy w wypływającym z cylindra powietrzu nie ma par paliwa, i w związku z tym należy się spodziewać, że większe będą cykliczne zmiany współczynnika nadmiaru powietrza λ . Na rysunku 5.21 przedstawiono zmienność temperatury spalin, masy powietrza, spalin i paliwa w cylindrze oraz masy przepływów zwrotnych w kolejnych cyklach pracy silnika. Powyższe wielkości obliczone zostały z wykorzystaniem modelu wymiany ładunku.

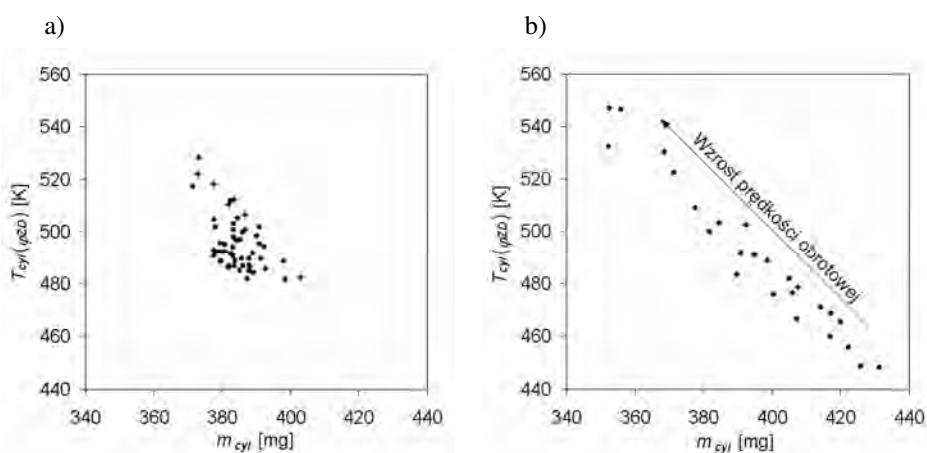
Masa spalin zatrzymywanych w cylindrze jest zależna od ich temperatury. Im mniejsza temperatura spalin i wynikająca z tego większa gęstość, tym większa jest ich ilość pozostająca w cylindrze w chwili zamykania zaworu wylotowego. Zmienność temperatury spalin nie wpływa w znaczący sposób na napełnienie cylindra. Oznacza to, że wraz ze wzrostem temperatury spalin maleje współczynnik ich recyrkulacji. W związku z tym temperatura mieszaniny spada, prowadząc w konsekwencji do obniżenia temperatury spalin w kolejnych cyklach. Temperatura spalin zależna jest również od ilości paliwa w stosunku do ilości powietrza i spalin w cylindrze. Masa paliwa, przy założeniu, że proces wtrysku jest powtarzalny, ulega zmianom ze względu na przepływy zwrotne i akumulację czynnika w przewodzie dolotowym.



Rys. 5.21. Zmienność cykliczna temperatury spalin (a), masy powietrza i spalin (b), masy paliwa (c) oraz masy przepływów zwrotnych (d) w kolejnych cyklach pracy silnika; $n = 1500$ obr/min, $\lambda = 1,2$, $\varphi_{OD} = 85$ °OWK, $\varphi_{ZW} = 640$ °OWK

5.5. Istota działania silnika o kontrolowanym samozapłonie

Podsumowując rezultaty uzyskane podczas badań wymiany ładunku należy zwrócić uwagę na fakt, że przebieg tego procesu stanowi istotę działania silnika CAI z wewnętrzną recyrkulacją spalin. W całym osiągalnym zakresie obciążenia występuje pewien stan równowagi pomiędzy parametrami termodynamicznymi czynnika zasysanego i opuszczającego cylinder. Współczynnik napełnienia cylindra, temperatura spalin i współczynnik recyrkulacji spalin są ze sobą ściśle związane, a łączna masa ładunku w cylindrze zmienia się w bardzo niewielkim stopniu. Przy nastawach układu rozrządu pozwalających na autonomiczną pracę silnika w trybie kontrolowanego samozapłonu (bez konieczności stosowania wyładowania iskrowego) procesy termodynamiczne związane z wymianą ładunku gwarantują utrzymanie właściwego przebiegu krzywej temperatury sprężania niezależnie od prędkości obrotowej, współczynnika nadmiaru powietrza i napełnienia cylindra.



Rys. 5.22. Zależność temperatury początku sprężania od masy ładunku w cylindrze przy stałej prędkości obrotowej $n = 1500$ obr/min (a) oraz przy zmiennej prędkości obrotowej (b)

Na rysunku 5.22 a przedstawiono temperaturę w cylindrze na początku sprężania w funkcji masy czynnika roboczego. Badania przeprowadzono przy prędkości obrotowej wynoszącej 1500 obr/min. Zmianom ulegały fazy rozrządu, wzniosy zaworów oraz współczynnik nadmiaru powietrza λ . W analizowanym zakresie pracy silnika, masa czynnika w cylindrze w stosunku do masy powietrza, jaka znajdowałaby się w objętości skokowej cylindra przy współczynniku napełnienia równym jedności, zmienia się zaledwie o 5%, a temperatura w chwili zamknięcia zaworu dolotowego – o 50 K. Zwiększe-

nie temperatury przy małych masach ładunku kompensowane jest większym udziałem strat ciepła. Poza tym w ładunku o niższej temperaturze większa jest zawartość powietrza, a zatem większy jest wykładnik adiabaty. W wyniku tego temperatura samozapłonu zawsze uzyskiwana jest przy właściwym położeniu wału korbowego.

Ze względu na opory przepływu czynnika, przy zmiennej prędkości obrotowej wału korbowego większa jest zmienność masy w cylindrze i temperatury początku sprężania (rys. 5.22 b). Niskie temperatury w chwili zamykania zaworu dolotowego są przyczyną ograniczenia minimalnych prędkości obrotowych silnika. W miarę zwiększania prędkości obrotowej, wzrost temperatury początku sprężania powoduje przyspieszanie chwili samozapłonu. Obok rosnących oporów wymiany ładunku oraz malejącego napełnienia cylindra, jest to istotna przyczyna ograniczenia maksymalnej prędkości obrotowej silnika pracującego w trybie kontrolowanego samozapłonu.

6. Tworzenie mieszanki w cylindrze

6.1. Korzyści wynikające z zastosowania bezpośredniego wtrysku paliwa

Tworzenie mieszanki paliwowo-powietrznej w silniku o kontrolowanym samozapłonie z bezpośrednim wtryskiem paliwa do cylindra, przebiega w sposób podobny do procesów zachodzących w silnikach o zapłonie iskrowym z takimi systemami zasilania. Jednakże w tym przypadku cel zastosowania wtrysku bezpośredniego jest zupełnie inny.

W silnikach ZI podawanie paliwa bezpośrednio do cylindra służy uzyskaniu uwarstwienia ładunku. Silnik może pracować przy całkowicie otwartej przepustnicy i znacznym nadmiarze powietrza przy częściowych obciążeniach. Dzięki temu zwiększa się jego sprawność cieplna ze względu na obniżenie strat pompowania i strat ciepłych. Proces spalania w takich warunkach przebiega znacznie szybciej, niż przy spalaniu ładunku homogenicznego [34]. Przy dużych obciążeniach wtrysk paliwa bezpośrednio do cylindra umożliwia zwiększenie napełnienia cylindra w porównaniu do silników z tworzeniem mieszanki w układzie dolotowym. Ponieważ do cylindra dostaje się czyste powietrze, jego ilość może być powiększona o objętość jaką zajmowałyby pary paliwa [7].

Ideą systemów spalania HCCI jest wypełnienie cylindra jednorodną mieszanką. Biorąc pod uwagę to główne założenie, zastosowanie bezpośredniego wtrysku benzyny w takim silniku mogłoby wydawać się bezcelowe. W rzeczywistości ten sposób tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej daje szereg korzyści. Przez odpowiednie sterowanie wtryskiem paliwa można osiągnąć:

- tworzenie mieszanki homogenicznej,
- reformowanie paliwa w cylindrze,
- uwarstwienie ładunku.

Ograniczenia górnego zakresu obciążeń silnika CAI wynikają z występowania zjawiska spalania stukowego. Ponadto jego pracy towarzyszą nadmierny hałas oraz obciążenia cieplne i mechaniczne. Uzyskanie częściowego uwarstwienia ładunku umożliwia obniżenie szybkości wywiązywania się ciepła w cylindrze, co pozwala na rozszerzenie zakresu obciążeń. Zmniejsza się „twardość” pracy silnika oraz ulegają obniżeniu maksymalne ciśnienie i temperatura cyklu roboczego. W efekcie zmniejsza się skłonność do spalania stukowego.

Kolejną, niezwykle istotną korzyścią z zastosowania bezpośredniego wtrysku benzyny w silniku CAI, jest możliwość kontrolowania reakcji reformowania paliwa w cylindrze. Reformowaniem określa się zmiany w budowie chemicznej paliwa zachodzące w wysokich temperaturach, przy małych ilościach tlenu i w obecności pary wodnej jako katalizatora [39, 135]. W wyniku reformowania, w mieszaninie paliwa z gazami wylotowymi powstaje wodór oraz tlenek węgla. Zmiany składu chemicznego przyspieszają samozapłon mieszanki, powodując w ten sposób zwiększenie tolerancji na współczynnik nadmiaru powietrza oraz stopień rozrzedzenia ładunku recyrkulowanymi spalinami.

Aby zrealizować proces reformowania paliwa w cylindrze konieczne jest uzyskanie temperatury powyżej 1000 K. Podczas suwu sprężania czynnika roboczego taki poziom temperatury nie jest osiągalny, a samozapłon występuje przy temperaturach rzędu 770 K [75]. W tej fazie procesu roboczego reformowanie nie zajdzie. Natomiast podczas sprężania spalin w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów osiągane są temperatury umożliwiające reformowanie paliwa. Willand i in. [145] zaproponowali koncepcję wtrysku paliwa do cylindra po zamknięciu zaworu wylotowego w suwie sprężania spalin. Koncepcja ta jednak nie została zweryfikowana w oparciu o badania empiryczne. W wielu późniejszych pracach zastosowano tę technikę wtrysku paliwa [65, 121, 136, 149, 75, 76]. Należy zwrócić uwagę na fakt, że poza oceną wpływu procesu wtrysku na przebieg spalania, jak dotąd w literaturze nie dokonano analizy ilościowej procesu reformowania paliwa w cylindrze. W ustalonych warunkach, podczas badań reformowania paliwa w komorach reakcyjnych, proces ten jest dobrze poznany [56, 135].

W niniejszej pracy, na podstawie wyników badań eksperymentalnych wykazano, w jakim stopniu ulega zmianie skład frakcyjny paliwa na skutek reformowania oraz określono relacje pomiędzy składem paliwa przed spalaniem a składem niespalonych węglowodorów opuszczających cylinder. Przedstawiono także opis zjawisk towarzyszących procesowi wtrysku paliwa do cylindra silnika.

6.2. Fizykochemiczne aspekty procesu wtrysku paliwa i tworzenia mieszanki

6.2.1. Stan czynnika roboczego w komorze spalania

Podczas badań eksperymentalnych zastosowano wtryskiwacz jednostrumieniowy wirowy. Wtryskiwacze tego typu przy wysokich ciśnieniach paliwa (rzędu 5...10 MPa) pozwalają na uzyskiwanie kropeł o średnich średnicach Sautera na poziomie 15 μm [109, 134]. Czas parowania tak rozdrobnionego paliwa w powietrzu o temperaturze 300 K jest rzędu 10 ms. Podczas wtrysku w czasie ujemnego współotwarcia zaworów temperatura w komorze spalania osiąga wartości rzędu 1000 K, co powoduje, że okres „życia” kropli spada do około 1 ms [7, 114], czyli do czasu porównywalnego z czasem wtrysku paliwa przy niskich obciążeniach.

Jeżeli nie zachodzi osadzanie się filmu paliwowego, parowanie paliwa wtrysniętego bezpośrednio do cylindra odbywa się przy absorbowaniu energii termicznej czynnika roboczego bez udziału wymiany ciepła ze ściankami komory spalania. W poniższych rozważaniach przyjęto, że czynnikiem do którego wtryskiwane jest paliwo są wewnętrznie recyrkulowane spaliny. Wtrysk paliwa w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów jest najczęściej stosowaną metodą tworzenia mieszanki w silnikach o kontrolowanym samozapłonie benzyny.

Entalpia właściwa przejścia fazowego paliwa ze stanu ciekłego do stanu gazowego może być obliczona na podstawie następującej zależności [7]:

$$h_{par,pal} = Q_{par,pal} \left(\frac{T_{kr,pal} - T_{pal}}{T_{kr,pal} - T_{wrz,pal}} \right)^{0,38}, \quad (6.1)$$

gdzie: $Q_{par,pal}$ jest to ciepło parowania paliwa (dla benzyny wynosi 305 kJ/kg), $T_{kr,pal}$ – temperatura krytyczna paliwa (577 K), T_{pal} – temperatura paliwa, $T_{wrz,pal}$ – temperatura wrzenia paliwa. Jako temperaturę wrzenia paliwa, do obliczeń przyjmowano temperaturę odparowania 50% masy paliwa odczytaną z krzywej destylacji.

Spadek temperatury wywołany parowaniem wynosi

$$\Delta T_{cyl} = \frac{m_{pal} h_{par,pal}}{m_{spal} C_{p,spal}}. \quad (6.2)$$

Po wymieszaniu par paliwa ze spalinami, jak to ma miejsce w przypadku wtrysku w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów, temperatura mieszaniny w cylindrze wynosi

$$T_{cyl} = \frac{m_{spal} C_{p,spal} T_{spal} + m_{pal} C_{p,pal} T_{pal}}{m_{spal} C_{p,spal} + m_{pal} C_{p,pal}} . \quad (6.3)$$

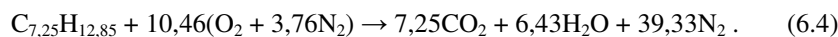
Spadek temperatury czynnika roboczego po odparowaniu paliwa dla stechiometrycznej mieszaniny benzyny i powietrza w jednakowych temperaturach i przy stałym ciśnieniu wynosiłby około 30 K. Kiedy paliwo wtryskiwane jest do pozostałych w cylindrze spalin, przy małych współczynnikach recyrkulacji stosunek masy paliwa do masy gazu jest około 2-krotnie większy, natomiast ciepło właściwe spalin jest większe od ciepła właściwego powietrza. W związku z tym wtrysk paliwa do recyrkulowanych wewnątrz spalin skutkuje obniżeniem temperatury czynnika na poziomie 50 K.

6.2.2. Reformowanie paliwa w komorze spalania

W wyniku rzeczywistego procesu reformowania paliw węglowodorowych otrzymywana jest pewna ilość wolnego wodoru, tlenku węgla oraz metanu. Taka modyfikacja pozwala na rozszerzenie zakresu palności benzyny. Silnik zasilany zreformowanym paliwem może pracować przy większym współczynniku nadmiaru powietrza oraz większym stopniu rozrzedzenia mieszanki paliwowo-powietrznej recyrkulowanymi spalinami. Reformowanie paliwa może być realizowane z wykorzystaniem produktów spalania o odpowiednio wysokiej temperaturze. Katalizatorem w tym przypadku jest para wodna, stanowiąca istotny składnik spalin.

W benzynie znajduje się wiele związków węglowodorowych, około 35% stanowią węglowodory aromatyczne, natomiast w pozostałości około połowa to związki nienasycone [11]. Ponieważ precyzyjne dane o składzie benzyny nie są dostępne, do uproszczonej analizy często przyjmuje się średnią cząsteczkę o stosunku masowym węgla do wodoru równym 6,72 w postaci $C_{7,25}H_{12,85}$ [56].

Proces całkowitego i zupełnego spalania paliwa można opisać za pomocą równania



Na podstawie bilansu standaryzowanych entalpii wszystkich substratów oraz produktów można obliczyć ciepło reakcji jednego kilomola paliwa. Przy założeniu, że entalpie C , H_2 i O_2 wynoszą zero a H_2O występuje w postaci gazowej bilans energetyczny substratów i produktów równania 6.4 przedstawia się w sposób następujący:

$$H_S = -2,25 \cdot 10^5 \text{ kJ} + 10,46(0 + 0) = -2,25 \cdot 10^5 \text{ kJ}, \quad (6.5)$$

$$H_P = 7,25(-3,94 \cdot 10^5) \text{ kJ} + 6,43(-2,42 \cdot 10^5) \text{ kJ} + 0 = -4,412 \cdot 10^6 \text{ kJ}. \quad (6.6)$$

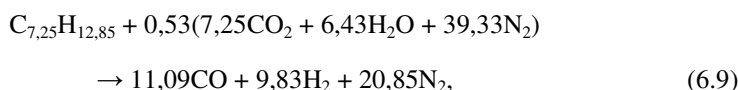
Stąd ciepło reakcji wynosi

$$Q = \Delta H = H_S - H_P = 4,187 \cdot 10^6 \text{ kJ}, \quad (6.7)$$

a wartość opałowa paliwa o masie molowej 100,03 kg/kmol wynosi

$$W = 41,86 \text{ MJ/kg}(\text{C}_{7,25}\text{H}_{12,85}). \quad (6.8)$$

Proces całkowitego reformowania 1 kmola paliwa z wykorzystaniem spalin otrzymanych w wyniku reakcji 6.4 można zapisać w sposób następujący:



$$H_S = -2,25 \cdot 10^5 \text{ kJ} + 0,53[7,25(-3,94 \cdot 10^5) \text{ kJ} + 6,43(-2,42 \cdot 10^5) \text{ kJ} + 0]$$

$$H_S = -2,563 \cdot 10^6 \text{ kJ}, \quad (6.10)$$

$$H_P = 11,09(-1,11 \cdot 10^5) \text{ kJ} + 0 + 0 = -1,231 \cdot 10^6 \text{ kJ}. \quad (6.11)$$

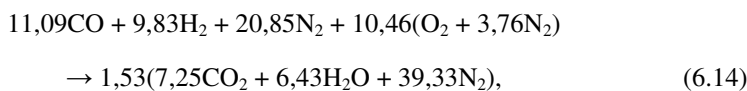
Stąd ciepło reakcji wynosi

$$Q = \Delta H = H_S - H_P = -1,332 \cdot 10^6 \text{ kJ}, \quad (6.12)$$

a ciepło reformowania 1 kg paliwa wynosi

$$Q = -13,32 \text{ MJ/kg}(\text{C}_{7,25}\text{H}_{12,85}). \quad (6.13)$$

Spalanie całkowite i zupełne stechiometrycznej mieszanki zreformowanego paliwa i powietrza przedstawia poniższe równanie:



$$H_S = 11,09(-1,11 \cdot 10^5) \text{ kJ} + 0 + 0 + 10,46(0 + 0) = -1,231 \cdot 10^6 \text{ kJ}, \quad (6.15)$$

$$H_P = 1,53[7,25(-3,94 \cdot 10^5) \text{ kJ} + 6,43(-2,42 \cdot 10^5) \text{ kJ} + 0]$$

$$H_P = -6,75 \cdot 10^6 \text{ kJ}. \quad (6.16)$$

Ciepło reakcji 6.14 wynosi

$$Q = \Delta H = H_S - H_P = 5,519 \cdot 10^6 \text{ kJ}, \quad (6.17)$$

a wartość opałowa 1 kg zreformowanego paliwa wynosi

$$W = 55,17 \text{ MJ/kg}(\text{C}_{7,25}\text{H}_{12,85}). \quad (6.18)$$

Teoretycznie w wyniku reformowania paliwa można zwiększyć jego wartość opałową o niemal 32% poprzez zagospodarowanie energii termicznej spalin, zwiększając w ten sposób sprawność cieplną silnika. Dlatego też katalityczne reformowanie paliwa stanowi przedmiot badań od wielu lat [56, 135]. Realizacja takiego procesu jest trudna

ze względu na konieczność uzyskania temperatury powyżej 1100 K. Ponadto znacznie lepsze wyniki reformowania uzyskiwane są przy nadmiarze tlenu w mieszaninie [41, 139]. Nadmiar tlenu prowadzi jednak do częściowego utleniania paliwa w trakcie procesu reformowania, co skutkuje tym, że cały proces jest egzotermiczny a nie endotermiczny [56], jak to wynika z równania 6.12. W związku z tym w praktyce nie jest możliwe podniesienie sprawności cieplnej silnika przy zastosowaniu reformowania paliwa na zewnątrz cylindra.

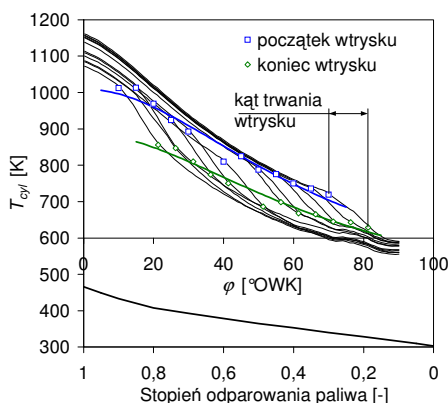
W silniku z ujemnym współtwarciem zaworów w trakcie sprężania spalin uzyskiwane są temperatury wymagane do zajścia procesu reformowania. Ponieważ jednak produkty reformowania nie są w stanie równowagi, w związku z tym należy się spodziewać, że przy krótkim czasie sprężania reformowanie paliwa w cylindrze będzie zachodziło tylko w ograniczonym zakresie. Korzyścią reformowania paliwa w cylindrze jest to, że ciepło wywiązane w wyniku reakcji częściowego utleniania paliwa nie opuszcza układu termodynamicznego cylindra silnika. Ponadto obniżenie temperatury sprężanych spalin redukuje straty ciepłone oraz zmniejsza objętość właściwą czynnika przed rozpoczęciem procesu dolotu powietrza, poprawiając w ten sposób współczynnik napełnienia cylindra.

6.3. Badania procesu tworzenia mieszanki

6.3.1. Metodyka badań

Jak wiadomo, temperatura czynnika roboczego w czasie ujemnego współtwarcia zaworów zapewnia szybkie tworzenie mieszanki paliwa i spalin. Większa część paliwa jest odparowana jeszcze w trakcie trwania wtrysku. Na rysunku 6.1 przedstawiono wartości temperatury w cylindrze podczas wtrysku w trakcie rozprężania spalin przy średnim obciążeniu silnika. Porównanie temperatur w cylindrze w trakcie doprowadzania paliwa z krzywą destylacji benzyny [87] wskazuje, że niezależnie od kąta wtrysku, w tym zakresie nie powinien on w znaczący sposób wpływać na przebieg procesu tworzenia mieszanki. Jednakże kąt wtrysku paliwa w trakcie ujemnego współtwarcia zaworów determinuje stopień reformowania paliwa w cylindrze.

Aby ocenić stopień zmian składu mieszaniny spalin i paliwa w cylindrze przed dolo-tem świeżego powietrza przeprowadzono badania przy zmiennym kącie początku wtrysku zarówno podczas sprężania jak i rozprężania spalin. Badania wykonano przy stałej prędkości obrotowej wału korbowego wynoszącej 1500 obr/min i ustawieniach faz rozrządu zapewniających występowanie znacznego natężenia przepływów zwrotnych przed zamknięciem zaworu dolotowego. Taki układ faz wybrano, ponieważ po zamknięciu zaworu zawrócony ładunek pozostaje w rurze dolotowej i w celu analizy jego składu może być próbkowany z tego miejsca.

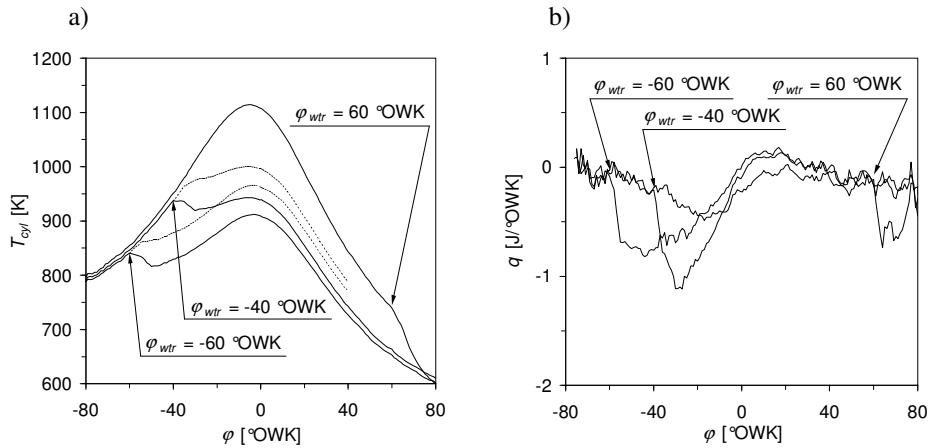


Rys. 6.1. Przebieg temperatury w cylindrze podczas wtrysku paliwa do cylindra w trakcie rozprężania spalin. Krzywe aproksymacyjne temperatury początku i końca wtrysku przybliżono za pomocą równania typu $TV^{m-1} = \text{idem}$, gdzie m jest wykładnikiem politropy rozprężania. Dodatkowo na wykresie umieszczono krzywą destylacji benzyny

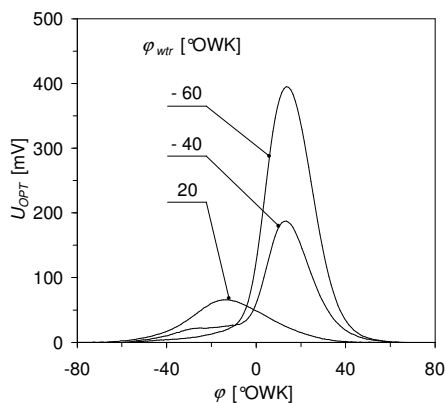
Sondę poboru gazów umieszczono w rurze dolotowej silnika w pobliżu zaworu. Próbkowanie odbywało się w sposób ciągły, a nie tylko podczas przepływów zwrotnych. W związku z tym analizowano skład mieszaniny spalin i paliwa znacznie rozrzedzonych przez powietrze znajdujące się w trakcie dolotowym silnika. Aby uwzględnić stopień rozrzedzenia czynnika, obliczano masę każdego z analizowanych składników w odniesieniu do 1 kg paliwa z uwzględnieniem współczynnika nadmiaru powietrza λ , który wynosił około 62. Ponieważ jednocześnie mierzono skład spalin w rurze wylotowej silnika, zmiany zawartości poszczególnych składników paliwa określono jako różnicę pomiędzy ilością składnika w mieszaninie paliwa i spalin oraz w samych spalinach. Dodatkowo przeprowadzono pomiary natężenia promieniowania optycznego z komory spalania.

6.3.2. Procesy termodynamiczne

Ponieważ reakcja chemiczna reformowania paliwa (równanie 6.9) jest procesem silnie endotermicznym, należy się spodziewać, że nastąpi znaczne obniżenie temperatury czynnika roboczego w komorze spalania. Na rysunku 6.2 a przedstawiono krzywe temperatury w cylindrze w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów przy zmiennym kącie wtrysku paliwa. Maksymalna temperatura w cylindrze przy kącie początku wtrysku paliwa 60 °OWK po GMP wynosiła 1115 K. Podanie dawki paliwa o masie 11,6 mg 40 °OWK przed GMP spowodowało, że temperatura w cylindrze przy tej samej objętości spadła o niemal 170 K, podczas gdy spadek temperatury na skutek parowania byłby na poziomie 50 K. Na wykresach (rys. 6.2 a) dodatkowo (linią kreskową) przedstawiono temperatury, jakie byłyby uzyskane, gdyby nie uwzględniać wzrostu masy w cylindrze w wyniku podawania paliwa.



Rys. 6.2. Przebiegi temperatury w cylindrze (a) oraz szybkości przyjmowania ciepła przez czynnik roboczy (b) w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów przy zmiennym kącie początku wtrysku paliwa; $\varphi_{ZW} = 627$ °OWK, $\varphi_{OD} = 89$ °OWK, $\lambda = 1,1$



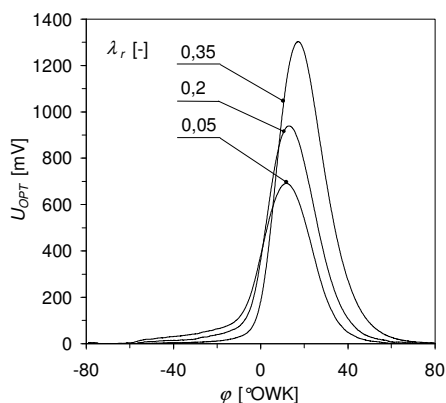
Rys. 6.3. Natężenie promieniowania optycznego w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Pomiar wykonano przy zmiennym kącie początku wtrysku paliwa; $\lambda = 1,1$

W początkowej fazie po wtrysku paliwa, przez kilka stopni obrotu wału korbowego, praca sprężania jest w stanie kompensować ciepło przemiany fazowej paliwa (ciepło parowania takiej dawki jest na poziomie 4 J). Jednakże w dalszej części procesu sprężania następuje spadek temperatury związany z ciepłem reakcji reformowania. Przebiegi szybkości przyjmowania ciepła przez czynnik roboczy (rys. 6.2 b) wskazują, że ilości ciepła odebrane od czynnika roboczego po wtrysku paliwa do cylindra są znacznie większe niż by to wynikało z samego parowania. W przypadku wtrysku paliwa 60 °OWK po GMP pochłaniane ilości ciepła są mniejsze, zbliżone do entalpii przemiany fazowej. Przebiegi krzywych temperatury oraz szybkości przyjmowania ciepła sugerują, że przy

wtrysku paliwa przed GMP, po odparowaniu, występuje wywiązywanie się niewielkich ilości ciepła.

Analiza ilościowa bilansu ciepła parowania, reakcji reformowania oraz częściowego utleniania paliwa na podstawie krzywych przejmowania ciepła obliczonych w oparciu o ciśnienie indykowane w cylindrze byłaby obciążona znacznymi błędami. Ograniczenia techniczne związane z pomiarami ciśnienia w cylindrze wynikają z niewielkich zmian wzmocnienia stosowanych przetworników ciśnienia przy zmiennych temperaturach. Mimo to, zaobserwowano zmniejszenie pracy indykowanej sprężania czynnika od chwili zamknięcia zaworu wylotowego do GMP przy wcześniejszych kątach wtrysku paliwa.

Aby zidentyfikować proces wywiązywania się ciepła w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów wykorzystano pomiary natężenia promieniowania optycznego z komory spalania silnika. Przy wtrysku paliwa 20 °OWK po GMP (rys. 6.3) podczas sprężania rejestrowana jest wyłącznie emisja termiczna produktów spalania. Maksymalna amplituda sygnału występuje kilkanaście stopni OWK przed GMP. Możliwe jest także, że emisja ta jest związana z dopalaniem tlenku węgla i niespalonych węglowodorów podczas ponownego sprężania spalin. Przy kącie wtrysku 40 °OWK przed GMP widoczne jest zahamowanie wzrostu emisji na skutek spadku temperatury czynnika związanego z reformowaniem paliwa, a maksimum promieniowania optycznego występuje około 15 °OWK po GMP i jest wynikiem wywiązywania się ciepła. Przy większym kącie wyprzedzenia początku wtrysku obserwowana jest intensyfikacja wywiązywania się ciepła, skutkująca wzrostem amplitudy sygnału optycznego.



Rys. 6.4. Natężenie promieniowania optycznego w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Pomiar wykonano przy zmiennym współczynniku nadmiaru powietrza; $\varphi_{wtr} = -60$ °OWK. Wartości ekwiwalentnego współczynnika nadmiaru powietrza (λ_r) podane są w oparciu o nadmiar tlenu dla mieszaniny spalin pozostałych w cylindrze i wtrysniętego paliwa

Jest oczywiste, że stopień utlenienia paliwa w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów wzrośnie, jeżeli w mieszance zwiększy się masa tlenu. Na rysunku 6.4 przedstawiono przebiegi emisji optycznej przy zmiennym współczynniku nadmiaru powietrza

w cylindrze. Wartości współczynnika λ_r podane na wykresie odnoszą się do ilości tlenu w spalinach skorygowanych do zapotrzebowania powietrza do spalania

$$\lambda_r = \frac{x_{\text{O}_2, \text{spal}} m_{\text{spal}}}{0,23 m_{\text{pal}} L_t} . \quad (6.19)$$

Współczynnik ekwiwalentnego nadmiaru powietrza λ_r jest definiowany jako iloraz masy powietrza i masy paliwa oraz teoretycznego zapotrzebowania powietrza do spalania (równanie 6.19), gdyby w cylindrze znajdowała się ilość powietrza zawierająca taką samą ilość tlenu, jak spaliny pozostałe z poprzedniego cyklu pracy silnika.

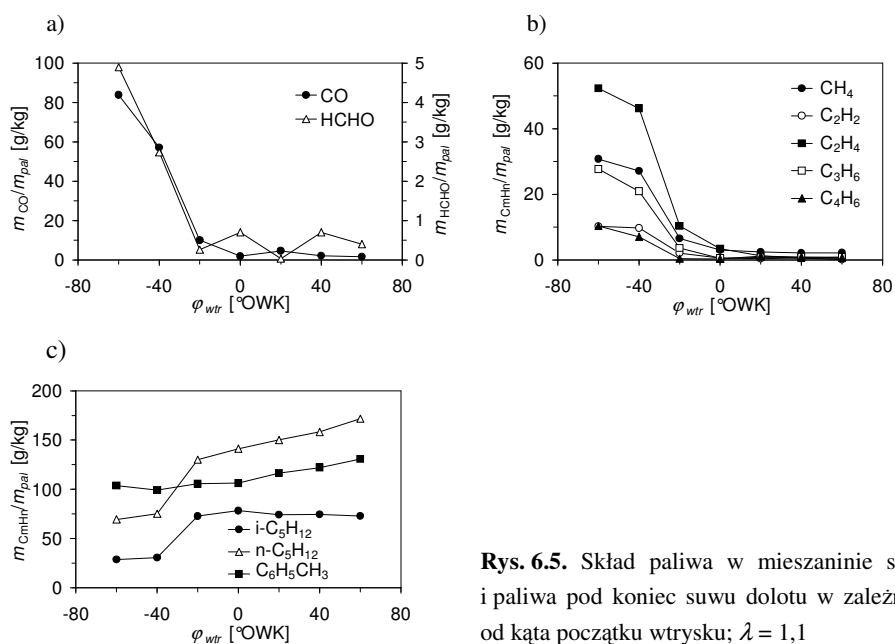
Ze względu na większe rozrzedzenie spalin i spadek ich emisyjności przy ubogich mieszankach (temperatura spalin zmienia się w niewielkim stopniu), podczas sprężania, natężenie emisji termicznej jest mniejsze przy większych współczynnikach λ_r (rys. 6.4). Natomiast w czasie wywiązywania się ciepła po GMP, przy uboższych mieszankach obserwowane jest zwiększenie promieniowania będącego skutkiem utleniania paliwa. Ma miejsce także wydłużenie czasu trwania procesu wywiązywania się ciepła.

6.3.3. Skład reformowanego paliwa

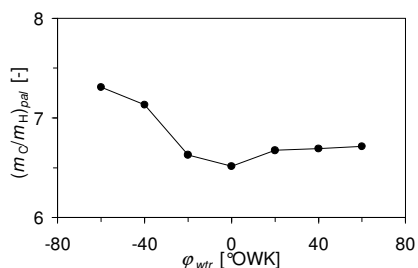
Skład paliwa w zależności od kąta początku wtrysku w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów został określony na podstawie analizy składu mieszaniny spalin i paliwa w cylindrze. Na rysunku 6.5 przedstawiono masy wybranych związków w analizowanym czynniku roboczym w odniesieniu do 1 kg paliwa podanego do cylindra. Przedstawione wartości są pomniejszone o udziały masowe poszczególnych składników wynikające z zawartości niespalonych węglowodorów, aldehydów i tlenku węgla w spalinach. Współczynnik nadmiaru powietrza λ w cylindrze silnika wynosił 1,1. Na podstawie zawartości tlenku węgla w paliwie można stwierdzić, że efektywny proces reformowania zachodzi wyłącznie przy wczesnych kątach wtrysku od -60 do -40 °OWK. Stopień konwersji węgla zawartego w paliwie na węgiel zawarty w CO pozwala na oszacowanie, że przy wtrysku paliwa 60 °OWK przed GMP zreformowaniu uległo około 5% jego masy (rys. 6.5 a). Zwiększona zawartość CO może być także skutkiem utleniania paliwa przy małej zawartości tlenu w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów, którego występowanie udowodniono w poprzednim podrozdziale.

Na skutek reformowania paliwa wzrasta zawartość metanu (rys. 6.5 b), dla którego stopień konwersji węgla wynosi około 3%. Występuje również silny wzrost zawartości węglowodorów nienasyconych o krótkich łańcuchach, szczególnie etylenu i propylenu (rys. 6.5 b), a ponadto formaldehydu (rys. 6.5 a). Zawartość etanu, choć występująca w analizowanym gazie na poziomie 5 g na kg paliwa, nie ulegała zmianom. Zwiększanie się zawartości lekkich węglowodorów odbywa się przy obniżaniu zawartości n-pentanu

i izo-pentanu. Sygnalizowane w literaturze znaczne obniżenie zawartości węglowodorów aromatycznych [56] zostało zaobserwowane jedynie w granicach 20%.



Rys. 6.5. Skład paliwa w mieszaninie spalin i paliwa pod koniec suwu dołotu w zależności od kąta początku wtrysku; $\lambda = 1,1$



Rys. 6.6. Stosunek masowy węgla do wodoru w paliwie w zależności od kąta początku wtrysku; $\lambda = 1,1$

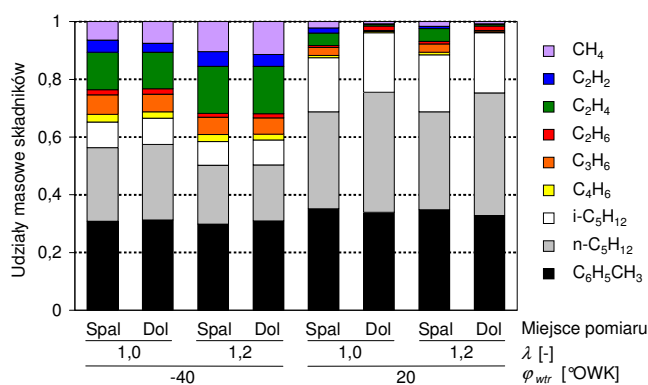
Produktem reformowania paliwa, który w najistotniejszy sposób wpływa na przebieg reakcji spalania jest wodór. W przypadku idealnego procesu reformowania cała masa paliwa zostałaby przekształcona w wolny wodór i tlenek węgla (równanie 6.9). Nie było możliwe zbilansowanie masy wodoru w analizowanym czynniku ze względu na dużą zawartość wody w spalinach. Jednakże określono stosunek masowy węgla do wodoru w paliwie (rys. 6.6).

Przy późnych kątach wtrysku (w czasie rozprężania spalin) stosunek masowy C/H odpowiada rzeczywistemu składowi benzyny, dla której wynosi on 6,72. W zakresie,

w którym występuje reformowanie paliwa wartość ta wzrasta do poziomu około 7,5. Na skutek zachodzących reakcji chemicznych udział masowy wodoru w węglowodorach i aldehydach obniżył się o około 9%. Świadczy to o tym, że w analizowanym gazie może znajdować się pewna ilość wolnego wodoru.

6.3.4. Skład spalin przy spalaniu reformowanego paliwa

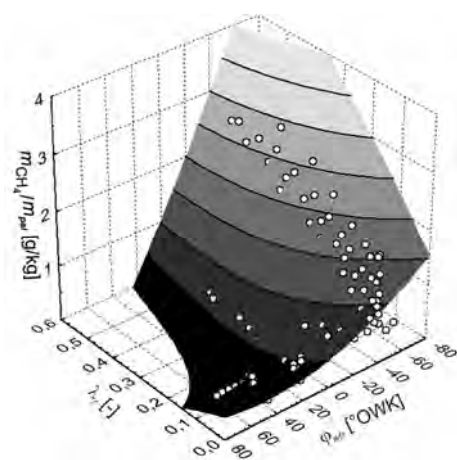
Przy wtrysku paliwa podczas sprężania spalin zmianie ulega nie tylko skład mieszanki paliwa i spalin z poprzedniego cyklu, ale również skład samych spalin. Na rysunku 6.7 przedstawiono porównanie składu frakcyjnego węglowodorów w spalinach oraz w ich mieszaninie z powietrzem i parami paliwa (po sprężaniu w czasie ujemnego współotwarcia zaworów) przy różnych kątach początku wtrysku oraz przy różnych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza λ .



Rys. 6.7. Skład frakcyjny węglowodorów w spalinach oraz w mieszaninie spalin i paliwa dla różnych wartości kąta początku wtrysku paliwa oraz współczynnika nadmiaru powietrza

Przy wtrysku paliwa 20 °OWK po GMP podczas rozprężania spalin udziały masowe n-pentanu, izo-pentanu i węglowodorów aromatycznych, reprezentowanych w pomiarach metodą FTIR przez toluen ($C_6H_5CH_3$) w niespalonych węglowodorach wynoszą łącznie około 90%. W gazach próbkowanych z kanału dolotowego, zwierających ładunek, który napłynął z cylindra pod koniec suwu napełniania składniki te stanowią około 97% masy węglowodorów. Przy wtrysku paliwa 40 °OWK przed GMP w czasie sprężania spalin udział ciężkich węglowodorów zmniejsza się z około 90% do poziomu 60%. Jednocześnie wzrastają udziały masowe metanu oraz węglowodorów nienasyconych o krótkich łańcuchach. Nie zaobserwowano natomiast znaczących zmian stężenia CO. Należy zwrócić uwagę na fakt, że w przypadku późnego kąta wtrysku skład frakcyjny

węglowodorów w spalinach niemal nie zależy od współczynnika nadmiaru powietrza. Jednocześnie zauważalny jest silny wpływ nadmiaru powietrza na skład spalin powstałych w wyniku spalania częściowo zreformowanego paliwa. Ponieważ większy nadmiar tlenu podczas wtrysku paliwa intensyfikuje proces reformowania, efekt jest znaczący również dla składu spalin. Skład frakcyjny węglowodorów w spalinach jest niemal identyczny jak skład częściowo zreformowanego paliwa.

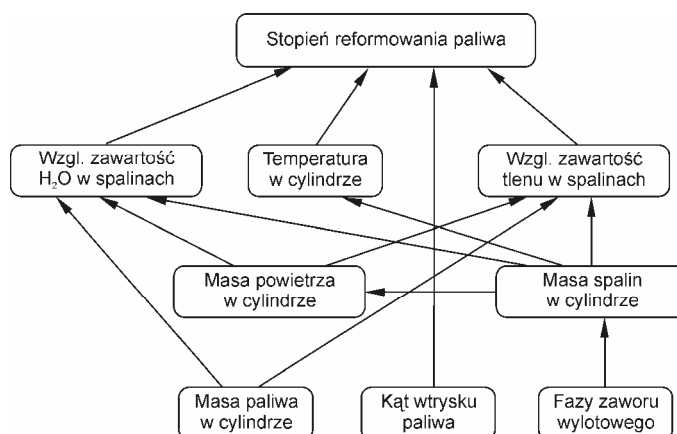


Rys. 6.8. Masa metanu w spalinach w stosunku do masy paliwa w cylindrze w funkcji ekwiwalentnego współczynnika nadmiaru powietrza w mieszaninie spalin i paliwa oraz kąta początku wtrysku paliwa

Zawartość metanu w niespalonych węglowodorach może być indykatorem reformowania paliwa w cylindrze. Spośród wszystkich składników oznaczanych w paliwie oraz w spalinach (poza tlenkiem węgla), metan charakteryzuje się największym stopniem konwersji węgla zawartego w paliwie na węgiel zawarty w cząsteczkach węglowodorowych opuszczających cylinder. Na rysunku 6.8 przedstawiono stopień konwersji paliwa na metan zawarty w spalinach w zależności od kąta początku wtrysku oraz współczynnika λ_r , wyrażonego równaniem 6.19. Jest oczywiste, że na stopień reformowania paliwa wpływa temperatura, a jej wartość dla spalin zależna jest od współczynnika nadmiaru powietrza. Należy jednak zauważyć, że temperatura końca sprężania spalin, przy zubażaniu mieszanki, nie zmienia się proporcjonalnie do temperatury na wylocie z cylindra (podrozdział 5.4.5). Proces parowania oraz proces reformowania znacznie obniżają temperaturę ładunku, zależnie od ilości paliwa w stosunku do masy spalin oraz stopnia samego reformowania. Efektywne reformowanie występuje przy wtrysku paliwa przed GMP w trakcie sprężania spalin. Jak już zauważono, stopień reformowania paliwa zwiększa się wraz z nadmiarem tlenu w spalinach. Przy początku wtrysku paliwa 40 °OWK przed GMP w okresie ujemnego współotwarcia zaworów zmiana zawartości tlenu w spalinach od 0 do $\lambda_r = 0,5$ skutkuje trzykrotnym wzrostem emisji metanu.

6.4. Uwagi dotyczące sterowania procesem reformowania paliwa w cylindrze

Główne czynniki które wpływają na intensywność reformowania paliwa w cylindrze to temperatura oraz zawartość tlenu i pary wodnej, która jest katalizatorem zachodzących reakcji chemicznych. Na rysunku 6.9 przedstawiono czynniki determinujące stopień reformowania paliwa.



Rys. 6.9. Czynniki wpływające na stopień reformowania paliwa w cylindrze

Sterowanie stopniem reformowania w silniku CAI z wewnętrzną recyrkulacją spalin jest zadaniem nadzwyczaj złożonym, ponieważ istnieją silne wewnętrzne zależności pomiędzy czynnikami determinującymi przebieg tego procesu. Wzrost ekwiwalentnego współczynnika nadmiaru powietrza λ_r w mieszaniu spalin i paliwa częściowo wynika ze wzrostu współczynnika nadmiaru powietrza w mieszance paliwowo-powietrznej. Ponadto wartość temperatury spalin (silnie związana ze współczynnikiem nadmiaru powietrza) determinuje współczynnik ich wewnętrznej recyrkulacji, co z kolei wpływa na zawartość utleniacza w czasie ujemnego współotwarcia zaworów w stosunku do wartości wynikającej ze współczynnika λ , potęgując ten efekt.

Dlatego też nie jest możliwe bezpośrednie sterowanie stopniem reformowania paliwa w cylindrze. Strategia wtrysku paliwa musi być opracowana dla poszczególnych warunków pracy indywidualnie, gdzie kryterium będzie przebieg procesu spalania, sprawność cieplna silnika oraz emisja toksycznych składników spalin, ze zwróceniem uwagi na skuteczność działania reaktora katalitycznego spalin.

7. Analiza parametryczna czynników wpływających na przebieg procesu roboczego

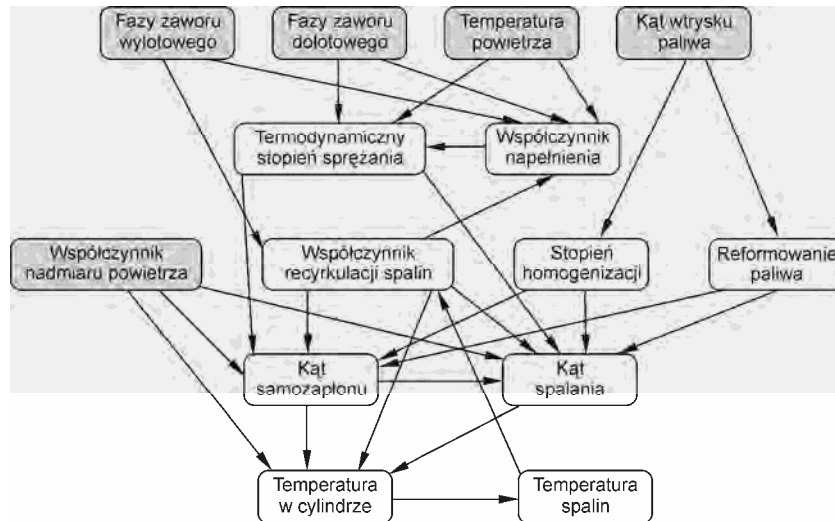
7.1. Czynniki wpływające na chwilę samozapłonu i kąt spalania

Wiodącym kierunkiem prac badawczych nad systemami spalania wykorzystującymi kontrolowany samozapłon mieszanki paliwowo-powietrznej jest sterowanie przebiegiem procesu wywiązywania się ciepła w cylindrze. W przeciwieństwie do dwóch klasycznych systemów spalania silnik CAI pozbawiony jest zewnętrznej kontroli zapłonu. Główne czynniki determinujące chwilę samozapłonu oraz czas spalania (przy założeniu mieszanki zbliżonej do homogenicznej) [8, 54, 74, 151] to:

- temperatura powietrza na dolocie do silnika,
- współczynnik napełnienia,
- współczynnik nadmiaru powietrza,
- współczynnik recyrkulacji spalin.

Większość autorów ogranicza się do definiowania zakresu pracy silnika w przestrzeni określonej przez wymienione wyżej wielkości, pomijając wzajemne relacje pomiędzy nimi. Zależności pomiędzy parametrami regulacyjnymi silnika o kontrolowanym samozapłonie oraz ich wpływ na przebieg procesu spalania przedstawiono na rys. 7.1. Jak wykazano w rozdziale 5 wzrost temperatury spalin obniża współczynnik ich recyrkulacji. Temperatura spalin jest ściśle związana ze współczynnikiem nadmiaru powietrza oraz samym współczynnikiem recyrkulacji. Przebieg napełnienia cylindra, przy ustalonych fazach rozrządu i kątoprzekrojach zaworów, determinowany jest przez ilość i stan termodynamiczny spalin znajdujących się w cylindrze przed dolotem świeżego powietrza. Przy umiarkowanych stopniach sprężania, typowych dla silników o zapłonie iskrowym, to spaliny z poprzedniego cyklu dostarczają w znacznej części energię niezbędną do samozapłonu. Pozostała jej część jest przekazywana do czynnika roboczego podczas suwu sprężania. W rzeczywistości o warunkach samozapłonu w silniku CAI nie decydu-

je bezpośrednio współczynnik napełnienia cylindra i współczynnik reszty spalin, lecz energia wewnętrzna czynnika roboczego.



Rys. 7.1. Zależności pomiędzy parametrami regulacyjnymi oraz ich wpływ na przebieg procesu spalania w silniku o kontrolowanym samozapłonie mieszanki pracującym z ujemnym współotwarceniem zaworów. Kolorem szarym oznaczono wielkości, którymi można sterować bezpośrednio

Przy regulacji napełnienia cylindra za pomocą faz rozrządu nie można pominąć faktu, że wraz ze zmianą kąta zamknięcia zaworu dolotowego ulega zmianie także termodynamiczny stopień sprężania. Strandh i in. [130] zastosowali sterowanie chwilą samozapłonu przez zmianę termodynamicznego stopnia sprężania osiągniętego za pomocą zmiennej fazy zamknięcia zaworu dolotowego. Istotnym czynnikiem wpływającym na przebieg spalania w silniku CAI jest także sposób tworzenia mieszanki oraz wynikające z tego reformowanie paliwa.

7.2. Zakres badań

Zakres badań obejmował analizę przebiegu spalania, jednostkowego zużycia paliwa, emisji toksycznych składników spalin oraz niepowtarzalności kolejnych cykli pracy silnika przy zmiennym składzie ładunku w cylindrze. Regulacja obciążenia silnika odbywała się przez zmiany faz rozrządu oraz współczynnika nadmiaru powietrza.

Eksperymenty zostały wykonane przy stałej prędkości obrotowej wału korbowego wynoszącej 1500 obr/min. Taką prędkość obrotową wybrano, ponieważ w tym zakresie znajduje się największy udział statycznych warunków pracy typowego czterocylindro-

wego silnika samochodowego w teście NEDC [156]. Ponadto, podczas badań wstępnych stwierdzono, że prędkość obrotowa nie wpływa w znaczącym stopniu na przebieg procesu spalania, czy też emisję toksycznych składników spalin. Kąt samozapłonu i szybkość spalania wynikają głównie z wartości temperatury początku sprężania, a ta zależność została przedstawiona w rozdziale 5.

Podczas badań przy zmiennych fazach rozrzędu, paliwo podawane było w pojedynczej dawce z wyprzedzeniem wtrysku zapewniającym homogenizację ładunku. Aby rozszerzyć zakres regulacji obciążenia silnika, szczególnie w zakresie małych obciążeń, przeprowadzono badania przy zmiennym składzie mieszanki paliwowo-powietrznej i dwóch sposobach podawania paliwa do cylindra. Wtrysk odbywał się przed GMP w czasie sprężania spalin – w celu uzyskania reformowania paliwa, oraz po GMP w czasie rozprężania spalin – w celu uzyskania mieszanki homogenicznej, lecz bez reformowania paliwa.

W przeprowadzonych analizach nie uwzględniono zmienności temperatury powietrza na dolocie do silnika, gdyż taki sposób sterowania procesem spalania nie nadaje się do zastosowań praktycznych. Nie przeprowadzono także badań przy zmiennym stopniu sprężania. Choć w warunkach laboratoryjnych byłoby to osiągalne, w przeważającej większości seryjnych silników ten parametr geometryczny jest stały. Przy wprowadzaniu nowego systemu spalania należy dążyć do pozostawienia nienaruszonej konstrukcji samego silnika, dopóki nie jest to absolutnie konieczne.

W celu skrócenia opisów sposobów tworzenia mieszanki przyjęto pewne uproszczenia w nazewnictwie. Mieszanka tworzona w cylindrze przy wtrysku paliwa w trakcie rozprężania spalin, kiedy nie zidentyfikowano istotnego stopnia reformowania, nazywana jest mieszanką homogeniczną. Należy jednak pamiętać, że w rzeczywistym systemie spalania nie istnieje pojęcie ładunku „idealnie” homogenicznego. Niezależnie od sposobu tworzenia mieszanki w silniku, zawsze występuje pewien stopień uwarstwienia ładunku. Do określania mieszanki paliwowo-powietrznej zawierającej częściowo reformowane paliwo będzie używane określenie – reformowane paliwo.

Przy opisie przebiegu procesu spalania wykorzystywano charakterystyczne kąty położenia wału korbowego wyznaczone na podstawie krzywych przejmowania ciepła przez czynnik roboczy. Aby określić warunki samozapłonu, stan termodynamiczny czynnika identyfikowano w chwili początku spalania. Ze względu na znaczną niepewność określania kąta początku wywiązywania się ciepła, przy opisie faz spalania posługiwano się kątami odpowiadającymi 5% oraz 95% wypalenia dawki paliwa. Jednostkowe indykowane zużycie paliwa obliczano jako stosunek masy paliwa znajdującego się w cylindrze do pracy indykowanej. Procedury obliczeniowe związane z analizą ciśnienia w cylindrze zostały przedstawione w załączniku 2. Do opisu powtarzalności kolejnych

cykli roboczych wykorzystano współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego.

7.3. Badania przy zmiennych fazach rozrządu

7.3.1. Metodyka badań

Badania przeprowadzono dla różnych kombinacji faz rozrządu przedstawionych w tabeli 7.1 przy stałej prędkości obrotowej wynoszącej 1500 obr/min. Wzniosy zaworów ustalono na 3,6 mm dla zaworu dolotowego oraz 2,9 mm dla zaworu wylotowego. Kąty otwarcia zaworów wynosiły odpowiednio 130 °OWK oraz 119 °OWK.

Tabela 7.1. Warunki pracy silnika i ustawienia układu rozrządu podczas badań procesu roboczego przy zmiennych fazach rozrządu

Prędkość obrotowa (n)	1500 obr/mn			
Otwarcie przepustnicy (α_{prz})	50 %			
Ciśnienie paliwa (p_{pal})	9,6 MPa			
Kąt początku wtrysku paliwa (φ_{wtr})	20 °OWK			
Współczynnik nadmiaru powietrza (λ)	1,08			
Fazy rozrządu [°OWK]				
Kąt otwarcia zaworu dolotowego (φ_{OD})	77	83	89	96
Kąt zamknięcia zaworu dolotowego (φ_{ZD})	207	213	219	226
Kąt otwarcia zaworu wylotowego (φ_{OW})	508	515	521	527
Kąt zamknięcia zaworu wylotowego (φ_{ZW})	627	634	640	646
Wznios zaworu dolotowego (l_D)	3,6 mm			
Wznios zaworu wylotowego (l_W)	2,9 mm			

W niniejszym rozdziale nie przedstawiono wyników badań procesu spalania uzyskanych przy zmiennym wzniosie zaworów, gdyż skutek takiej regulacji jest taki sam jak skutek regulacji za pomocą zmian faz rozrządu. Rozszerzenie zakresu pracy silnika w kierunku większych obciążeń (zwiększenie napełnienia cylindra) nie było możliwe ze względu na zbyt małą ilość recyrkulowanych spalin. Stosowanie mniejszych wzniosów zaworów w celu uzyskania mniejszych obciążeń również nie daje oczekiwanego efektu, gdyż wzrastają straty pompowania, a zwiększenie współczynnika nadmiaru powietrza

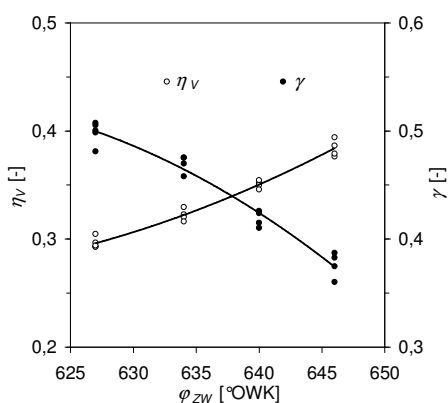
(podrozdział 7.4) pozwoliło na uzyskanie średniego ciśnienia indykowanego na poziomie strat tarcia.

W tym eksperymencie współczynnik nadmiaru powietrza utrzymywano na stałym poziomie $\lambda = 1,08$ poprzez odpowiednie sterowanie czasem otwarcia wtryskiwacza. Jak stwierdzono podczas wstępnych badań, w tym zakresie nadmiaru powietrza uzyskiwana jest największa zdolność mieszanki do samozapłonu. Rura dolotowa silnika ogrzewana była przez tzw. płaszcz wodny. Średnia temperatura powietrza w kanale dolotowym wynosiła około 40 °C. Należy jednak zauważyć, że ulegała ona zamianom ze względu na zmienne natężenie przepływów zwrotnych (rozdział 5). Temperatura cieczy chłodzącej na wylocie z silnika wynosiła 87 °C.

7.3.2. Wyniki badań

Zmienność składu czynnika roboczego

Z przeprowadzonej w rozdziale 5 analizy procesu wymiany ładunku w cylindrze silnika CAI wynika, że współczynnik wewnętrznej recyrkulacji spalin oraz współczynnik napełnienia zależne są głównie od faz zaworu wylotowego. Opóźnianie faz zaworu dolotowego w bardzo niewielkim stopniu zmniejsza współczynnik napełnienia cylindra, głównie ze względu na przepływy zwrotne w końcowej fazie procesu dolotu. Na rysunku 7.2 przedstawiono zmienność napełnienia cylindra oraz współczynnika recyrkulacji spalin od fazy zamknięcia zaworu wylotowego, która jest głównym instrumentem regulacji ilości zatrzymywanych w cylindrze spalin. Wartości te zostały uzyskane przy zmiennych fazach zaworu dolotowego.



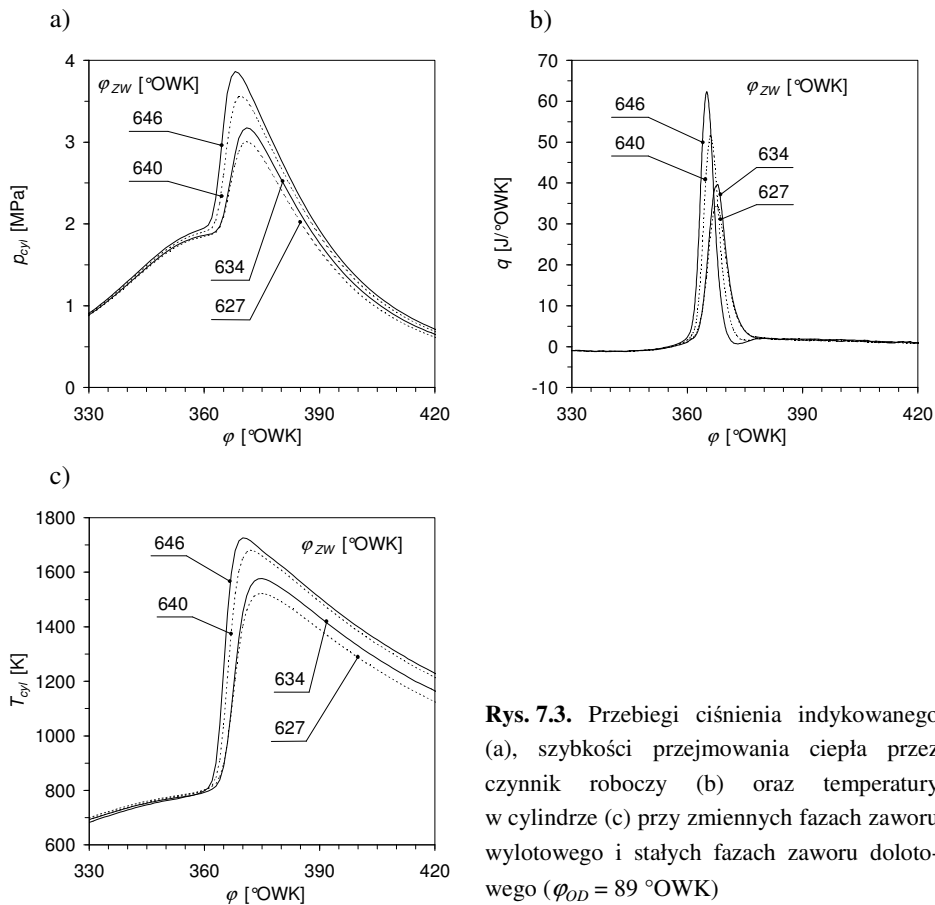
Rys. 7.2. Współczynnik napełnienia cylindra oraz współczynnik recyrkulacji spalin w funkcji kąta zamknięcia zaworu wylotowego

Zmiany faz rozrządu w badanym zakresie pozwalają na regulację współczynnika napełnienia w zakresie od 0,29 do 0,4 oraz współczynnika recyrkulacji spalin od 0,36 do

0,51. Jest oczywiste, że pomiędzy tymi wielkościami istnieje odwrotna zależność, gdyż jak już wcześniej zauważono, masa ładunku w cylindrze silnika zmienia się w niewielkim stopniu.

Przebieg spalania

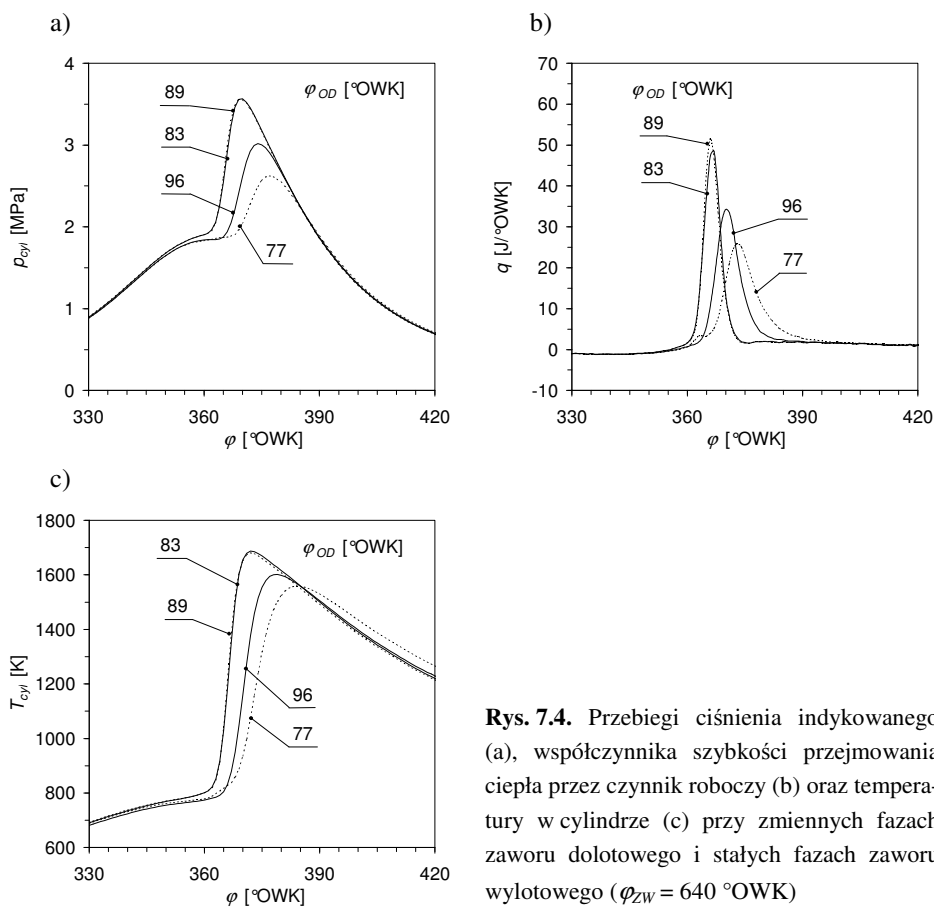
Na rysunku 7.3 przedstawiono przebiegi ciśnienia w cylindrze oraz obliczonych wartości temperatury i szybkości przyjmowania ciepła przez czynnik roboczy przy stałym ustawieniu faz zaworu dolotowego i zmiennych fazach zaworu wylotowego. Współczynnik napelnienia cylindra w miarę wzrostu obciążenia silnika zmieniał się w zakresie od 0,29 do 0,38, natomiast współczynnik reszty spalin malał od 0,5 do 0,38.



Rys. 7.3. Przebiegi ciśnienia indykowanego (a), szybkości przyjmowania ciepła przez czynnik roboczy (b) oraz temperatury w cylindrze (c) przy zmiennych fazach zaworu wylotowego i stałych fazach zaworu dolotowego ($\varphi_{OD} = 89^\circ \text{OWK}$)

W miarę zmniejszania obciążenia silnika przez przyspieszanie zamknięcia zaworu wylotowego ciśnienie sprężania ulega obniżeniu (rys. 7.3 a). Przy skrajnych ustawie-

niach faz zaworu wylotowego ciśnienie początku spalania zmieniało się w granicach od 1,79 do 1,9 MPa. Wartość temperatury samozapłonu była niemal stała i wynosiła 785 K (rys. 7.3 c). Sam kąt początku spalania występuje przy tym samym położeniu wału korbowego niezależnie od napełnienia cylindra i współczynnika reszty spalin.

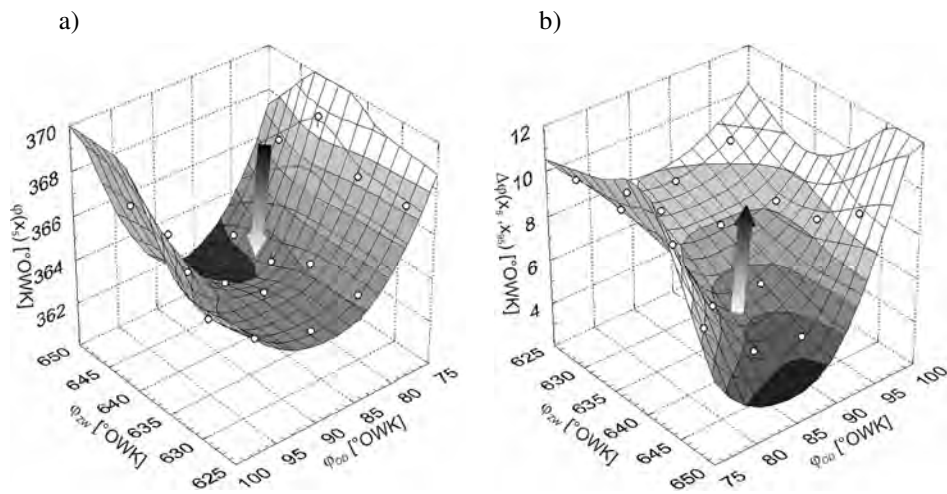


Rys. 7.4. Przebiegi ciśnienia indykowanego (a), współczynnika szybkości przejmowania ciepła przez czynnik roboczy (b) oraz temperatury w cylindrze (c) przy zmiennych fazach zaworu dolotowego i stałych fazach zaworu wylotowego ($\varphi_{ZW} = 640$ °OWK)

W przypadku stałych faz zaworu wylotowego i zmiennych faz zaworu dolotowego, pomimo iż współczynnik napełnienia cylindra oraz masa paliwa były na niemal stałym poziomie, widoczne są znaczne różnice szybkości narastania ciśnienia w cylindrze oraz jego maksymalnych wartości (7.4 a). Należy także zauważyć, że największe ciśnienia oraz szybkości wywiązywania się ciepła w cylindrze (rys. 7.4 b) występują przy średnich ustawieniach faz zaworu dolotowego.

Zarówno opóźnianie jak i wyprzedzanie otwarcia zaworu dolotowego powoduje opóźnienie zapłonu o kilka stopni. Kąt samozapłonu mógłby być związany z termody-

namicznym stopniem sprężania, jednak ta wielkość w zakresie, w którym wykonywano eksperymenty zmieniała się monotonicznie (zamykanie zaworu dolotowego zawsze następowało po DMP). W związku z tym zmienność kąta zapłonu musi być efektem chłodzącego działania przepływów zwrotnych do kanału dolotowego [62]. Jest to zauważalne zarówno na krzywych ciśnienia w cylindrze jak i temperatury (rys. 7.4).



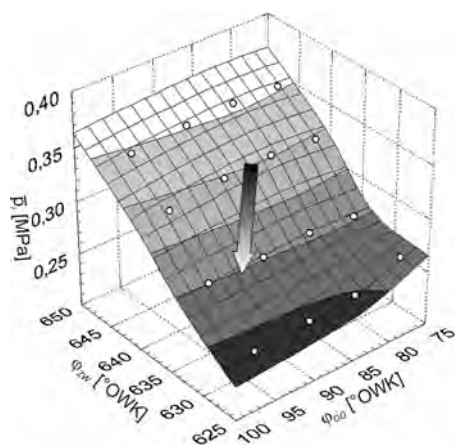
Rys. 7.5. Kąt wypalenia 5% dawki paliwa (a) oraz kąt spalania (b) przy zmiennych fazach rozrządu

Opisany powyżej efekt widoczny jest na charakterystykach przebiegu spalania (rys. 7.5). Kąt wypalenia 5% dawki paliwa niemal nie zależy od współczynnika recyrkulacji spalin i współczynnika napętnienia (rys. 7.5 a). Niezależnie od faz zaworu wylotowego, najwcześniejszy samozapłon uzyskano przy kącie otwarcia zaworu dolotowego $\varphi_{OD} = 89^\circ \text{OWK}$.

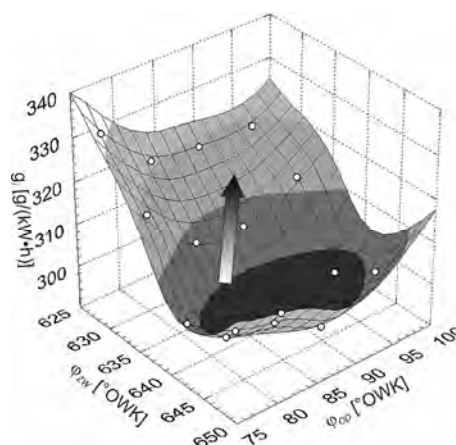
Kąt spalania zależny jest zarówno od kombinacji współczynnika napętnienia i reszty spalin jak i faz zaworu dolotowego. W tym przypadku relacje są nieco bardziej skomplikowane. Kąt samozapłonu i kąt spalania są ze sobą związane, stąd nie da się wyizolować czynników determinujących te wielkości z osobna. Można jedynie wskazać, że zmiana kąta spalania wynika ze zmian kąta samozapłonu, a dodatkowo, zwiększanie się ilości recyrkulowanych spalin wydłuża proces spalania.

Obciążenie silnika i zużycie paliwa

Obciążenie silnika niemal nie zależy od fazy zaworu dolotowego (rys. 7.6). Wraz z wyprzedzaniem otwarcia zaworu dolotowego wzrasta ono w niewielkim stopniu. Związane jest to ze wzrostem temperatury spalin i wynikającym z tego spadkiem współczynnika recyrkulacji spalin oraz zwiększeniem napełnienia cylindra.



Rys. 7.6. Średnie ciśnienie indykowane w cylindrze przy zmiennych fazach rozrządu

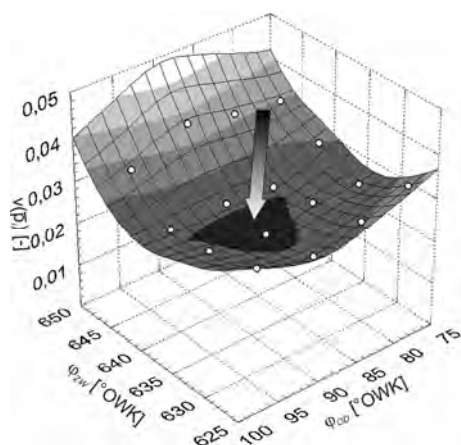


Rys. 7.7. Jednostkowe indykowane zużycie paliwa przy zmiennych fazach rozrządu

Minimalne wartości jednostkowego zużycia paliwa (rys. 7.7) występują przy kącie zamknięcia zaworu wylotowego $\varphi_{ZW} = 640$ °OWK i kącie otwarcia zaworu dolotowego $\varphi_{OD} = 83$ °OWK. W miarę zmniejszania obciążenia następuje spadek sprawności cieplnej silnika, co jest zrozumiałe. Nie są natomiast oczywiste przyczyny wzrostu zużycia paliwa przy największym obciążeniu silnika. Fazy zaworu dolotowego wpływają na jednostkowe zużycie paliwa w całym zakresie obciążeń. Spadek sprawności, przy późnych i wczesnych otwarciach zaworu dolotowego, może być tłumaczony przez wzrastający udział przepływów zwrotnych i wynikające z tego straty ciepła oraz straty pompowania. Ponadto istotnym czynnikiem jest sam przebieg spalania. Najmniejsze wartości jednostkowego zużycia paliwa uzyskiwane są, jeżeli ujemne współotwarcie zaworów jest skutkiem proporcjonalnej zmiany faz obu zaworów, przy czym w przypadku zaworu dolotowego kąt otwarcia powinien zmieniać się w zakresie równym jednej czwartej zakresu kąta zamknięcia zaworu wylotowego. Generalnie, największą sprawność cieplną silnik osiąga, jeżeli fazy zaworu dolotowego są tak dobrane, aby uzyskiwać najmniejszy kąt spalania.

Zmienność cykliczna procesu roboczego

Przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1,08$ w całym zakresie faz rozrządu, w którym przeprowadzono badania, współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego nie przekroczył wartości 4%. Niepowtarzalność kolejnych cykli w głównym stopniu zależy od obciążenia silnika, czyli faz zaworu wylotowego. Wraz ze zmniejszaniem obciążenia i wzrostem współczynnika reszty spalin, maleje wskaźnik niepowtarzalności kolejnych cykli roboczych (rys. 7.8). Jest to zależność odwrotna niż zwykle obserwowane w silnikach ZI, gdzie wraz ze zmniejszaniem obciążenia i ze wzrostem współczynnika recyrkulacji spalin wzrasta niepowtarzalność [106, 107].

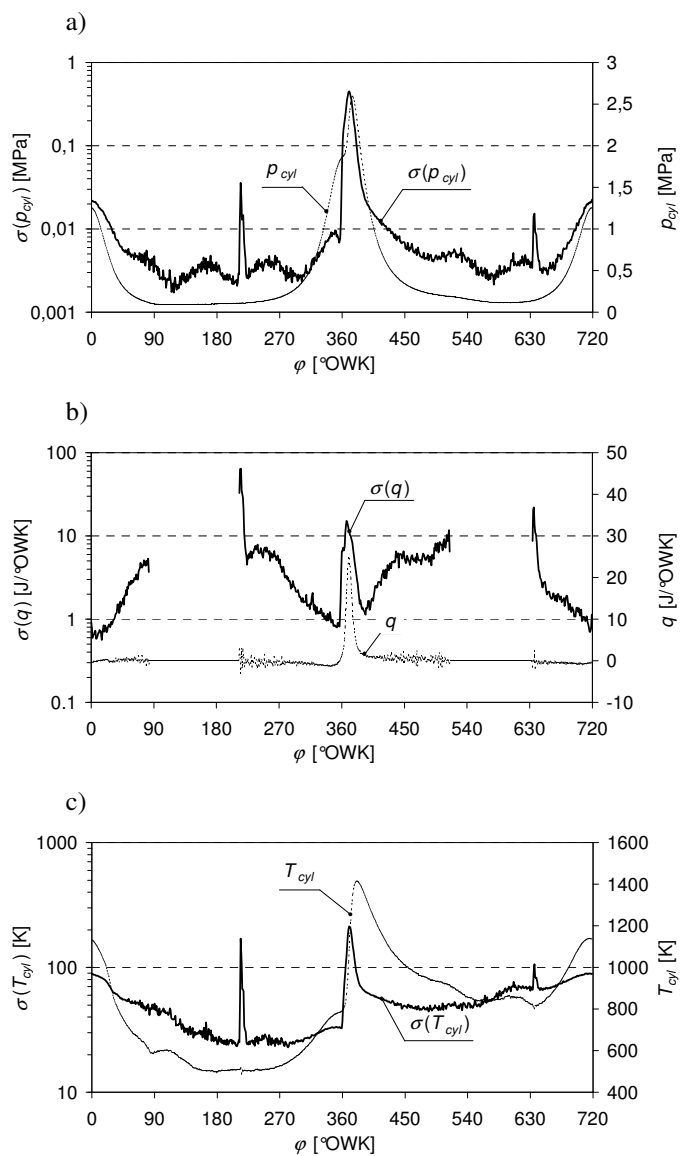


Rys. 7.8. Współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego przy zmiennych fazach rozrządu

Największą powtarzalność procesu roboczego uzyskano przy kącie zamknięcia zaworu wylotowego $\varphi_{zw} = 634$ °OWK i kącie otwarcia zaworu dolotowego $\varphi_{od} = 89$ °OWK. Dalsze zmniejszanie obciążenia silnika skutkuje niewielkim wzrostem wartości tego wskaźnika. Ciekawą obserwacją jest fakt, że opóźnianie otwarcia i zamknięcia zaworu dolotowego, które skutkuje zwiększaniem się przepływów zwrotnych, nie prowadzi do istotnych zmian powtarzalności kolejnych cykli roboczych.

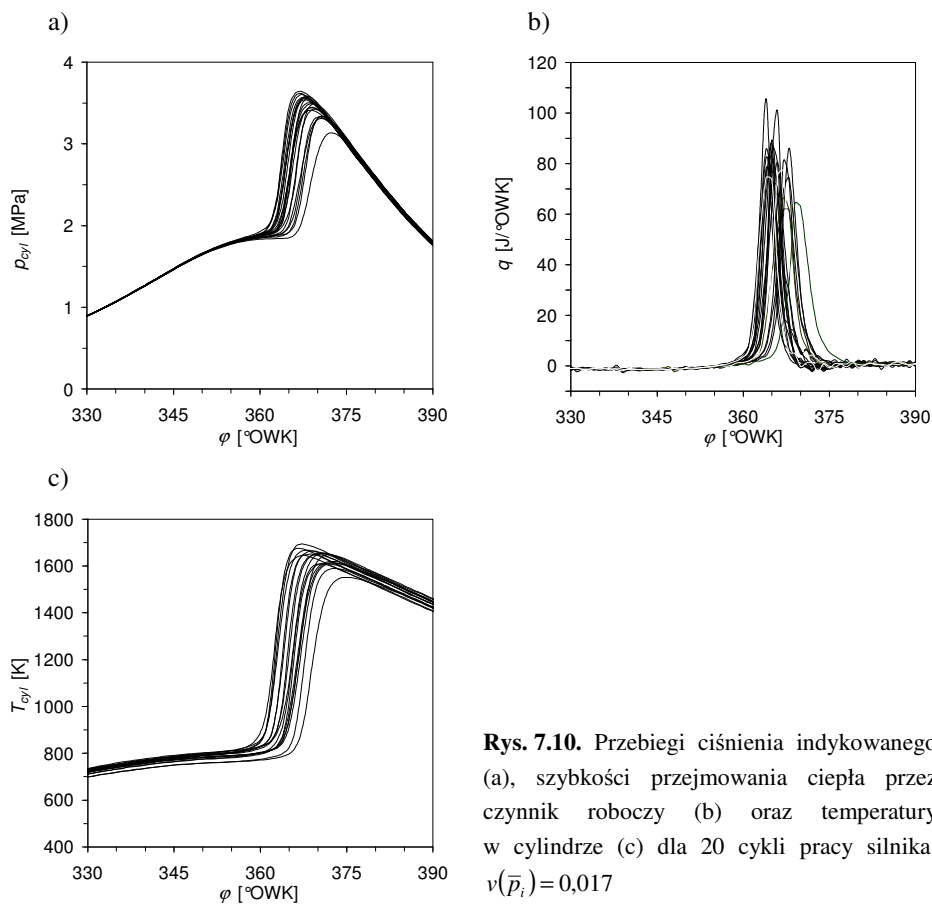
Jest oczywiste, że wraz ze wzrostem średniej ilości przepływów zwrotnych wzrasta także ich niepowtarzalność. Lecz zmienność ta i wywołane nią fluktuacje masy czynnika w cylindrze, nie wpływa w znacznym stopniu na średnie ciśnienie indykowane.

Przy identyfikacji fazy procesu spalania, która ma największy udział w niepowtarzalności cyklicznej procesu wywiązywania się ciepła można wykorzystać kątowne przebiegi odchylenia standardowego podstawowych wielkości opartych na analizie ciśnienia indykowanego w cylindrze [10].



Rys. 7.9. Odchylenie standardowe ciśnienia (a), szybkości przejmowania ciepła przez czynnik roboczy (b) oraz temperatury w cylindrze (c) w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Lokalne maksima przy kątach $\varphi = 213$ °OWK oraz $\varphi = 634$ °OWK wynikają z drgań wywołanych przez zamykanie zaworów

Największa niepowtarzalność ciśnienia w cylindrze występuje w chwili początku jego narastania na skutek wywiązywania się ciepła (rys. 7.9 a). Wskaźnik ten osiąga swoją maksymalną wartość przy kącie 371 °OWK, dla którego obserwowana jest maksymalna szybkość wywiązywania się ciepła (rys. 7.9 b). W tym samym położeniu wału korbowego spaleni uległo 50% dawki paliwa znajdującego się w cylindrze. W późniejszej fazie procesu spalania odchylenia standardowe zarówno chwilowego ciśnienia jak i szybkości przejmowania ciepła raptownie spadają.



Niepowtarzalność przebiegu temperatury w cylindrze również osiąga swoje maksimum przy kącie odpowiadającym 50% wypalenia dawki paliwa, podczas gdy jej maksymalna wartość występuje znacznie później. Należy podkreślić, że podczas obliczeń temperatury ładunku w cylindrze uwzględniano cykliczną zmienność masy powietrza, spalin i paliwa (rozdział 5). Powyższe obserwacje wskazują, że fluktuacjom podlega

głównie chwila początku spalania, która zależy niemal wyłącznie od współczynnika nadmiaru powietrza i temperatury w cylindrze.

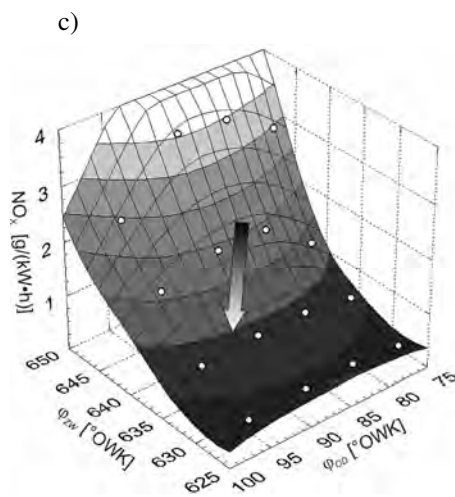
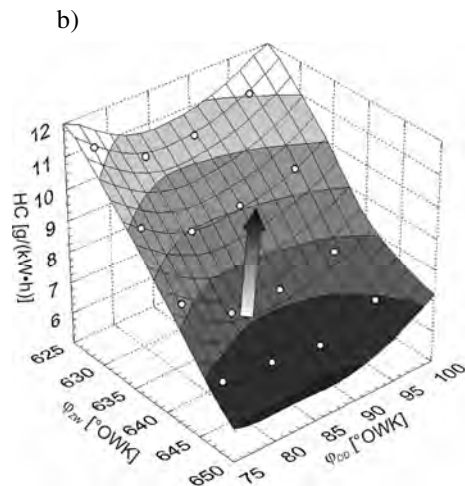
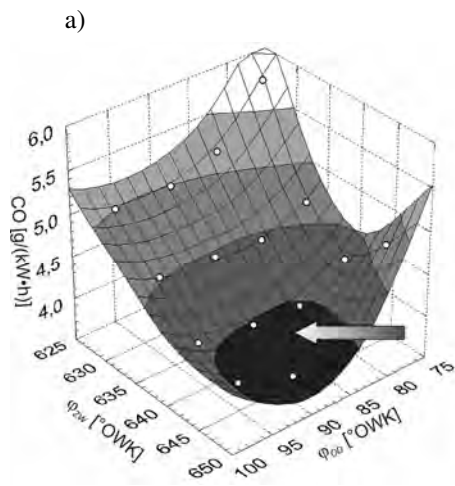
Na rysunku 7.10 przedstawiono krzywe ciśnienia, szybkości przejmowania ciepła przez czynnik roboczy oraz temperatury dla dwudziestu cykli pracy silnika. Do prezentacji wyników celowo wybrano przebiegi o skrajnych wartościach. W analizowanym przypadku współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego wynosił 0,017. Odchylenie standardowe kąta wypalenia 5% dawki paliwa wynosiło 1,1 °OWK, natomiast odchylenie standardowe kąta spalania wynosiło zaledwie 0,6 °OWK. Sama zmienność kąta samozapłonu oraz kąta spalania ma charakter deterministyczny, zależny dodatkowo od sposobu tworzenia mieszanki. Zostanie to wykazane w dalszej części niniejszego rozdziału.

Emisja toksycznych składników spalin

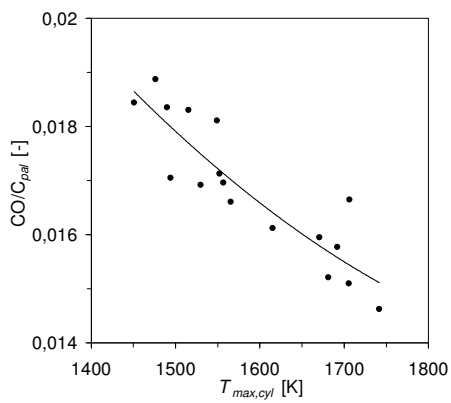
Emisja tlenu węgla zależna jest zarówno od faz zaworu wylotowego jak i dolotowego (rys. 7.11 a), czyli obciążenia silnika. Dla wszystkich ustawień zaworu wylotowego najmniejsze wartości emisji CO uzyskano przy $\varphi_{OD} = 89$ °OWK. W miarę spadku obciążenia emisja CO wzrasta, przy czym generalnie zakres zmian nie jest znaczny – od 4 do 5 g/(kW·h). Jest to związane z obniżaniem się maksymalnej temperatury spalania, w wyniku czego zmniejsza się skuteczność dopalania CO na CO₂ w cylindrze (rys. 7.12) [28, 110]. Według Sjöberga i Deca, aby zapewnić emisję CO mniejszą niż 1% masy węgla zawartego w paliwie, maksymalna temperatura w cylindrze powinna wynosić około 1500 K [117]. Wyprzedzanie otwarcia zaworu dolotowego powoduje wzrost emisji CO, szczególnie przy największych i najmniejszych obciążeniach, co także jest efektem obniżania temperatury spalania ze względu na jego wydłużenie.

Emisja niespalonych węglowodorów (rys. 7.11 b) liniowo wzrasta przy zmniejszaniu obciążenia silnika. Należy zauważyć, że przy stosunkowo niewielkiej zmianie średniego ciśnienia indykowanego (zakres zmian wynosił od ok. 0,25 do ok. 0,35 MPa) zaobserwowano wzrost emisji HC o ponad 50%. Fazy zaworu dolotowego niemal nie wpływają na emisję tego składnika, a niewielkie zmiany są związane z wartościami jednostkowego zużycia paliwa.

Emisja tlenków azotu (rys. 7.11 c) zdeterminowana jest przez obciążenie silnika. W miarę wzrostu współczynnika napełnienia maleje współczynnik recyrkulacji spalin, a w związku z tym maleje rozrzedzenie ładunku w cylindrze. W konsekwencji znacznie wzrasta temperatura (rys. 7.3 c). Przy skrajnych ustawieniach faz zaworu dolotowego występuje obniżenie emisji NO_x. Jest to związane z chłodzącym efektem przepływów zwrotnych, wpływającym na szybkość spalania i maksymalne temperatury w cylindrze (rys. 7.4 c)



Rys. 7.11. Jednostkowa indykowana emisja tlenku węgla (a), niespalonych węglowodorów (b) oraz tlenków azotu (c) przy zmiennych fazach rozrządu



Rys. 7.12. Stopień konwersji węgla zawartego w paliwie na CO w funkcji maksymalnej temperatury w cylindrze

7.4. Badania przy zmiennym współczynniku nadmiaru powietrza

7.4.1. Metodyka badań

Regulacja obciążenia silnika realizowana za pomocą zmiennych faz rozrządu, przy stałym współczynniku nadmiaru powietrza, pozwala na uzyskiwanie wartości średniego ciśnienia indykowanego w przedziale od 0,25 do 0,35 MPa. Inną metodą kontroli obciążenia silnika, umożliwiającą także rozszerzenie zakresu jego pracy, jest regulacja przez zmianę współczynnika nadmiaru powietrza.

Tabela 7.2. Warunki pracy silnika i ustawienia układu rozrządu podczas badań przy zmiennym współczynniku nadmiaru powietrza

Prędkość obrotowa (n)	1500 obr/mn			
Otwarcie przepustnicy (α_{prz})	50 %			
Ciśnienie paliwa (p_{pal})	9,6 MPa			
Kąt początku wtrysku paliwa (φ_{wtr})	-40; 20 °OWK			
Fazy rozrządu [°OWK]				
Kąt otwarcia zaworu dolotowego (φ_{OD})	89	87	85	83
Kąt zamknięcia zaworu dolotowego (φ_{ZD})	219	217	215	213
Kąt otwarcia zaworu wylotowego (φ_{OW})	508	515	521	527
Kąt zamknięcia zaworu wylotowego (φ_{ZW})	627	634	640	646
Kąt ujemnego współotwarcia zaworów (φ_{UWZ})	182	173	165	157
Wznios zaworu dolotowego (l_D)	3,6 mm			
Wznios zaworu wylotowego (l_W)	2,9 mm			

Aby ocenić wpływ współczynnika nadmiaru powietrza w cylindrze silnika na przebieg procesu spalania przeprowadzono badania przy ustawieniach faz rozrządu optymalnych z punktu widzenia minimalizacji jednostkowego zużycia paliwa (podrozdział 7.3) w zakresie kąta φ_{UWZ} od 157 do 182 °OWK. Pomiary wykonano w takich samych warunkach pracy silnika jak w poprzednim eksperymencie. Temperatura cieczy chłodzącej na wylocie z silnika wynosiła 87 °C, zaś temperatura powietrza przed zaworem dolotowym – około 40 °C. Prędkość obrotowa wału korbowego wynosiła 1500 obr/min,

a stopień otwarcia przepustnicy – 50%. Warunki pracy silnika i ustawienia rozrządu przedstawiono w tabeli 7.2.

Badania zrealizowano przy dwóch sposobach tworzenia mieszanki. W celu uzyskania mieszanki homogenicznej, paliwo podawane było 20 °OWK po GMP podczas rozprężania spalin, w okresie ujemnego współotwarcia zaworów. Aby zaszedł proces reformowania paliwa, wtrysk rozpoczynał się 40 °OWK przed GMP w czasie sprężania spalin, po zamknięciu zaworu wylotowego. Współczynnik nadmiaru powietrza w każdym przypadku regulowano w całym zakresie, w którym mógł być realizowany autonomiczny, kontrolowany samozapłon, bez konieczności wspomagania zapłonu wyładowaniem iskrowym. Masa paliwa podawanego do cylindra zmieniała się w zakresie od 8,6 mg do 14,8 mg w przypadku tworzenia mieszanki homogenicznej oraz od 6,9 mg do 15,2 mg w przypadku reformowania paliwa.

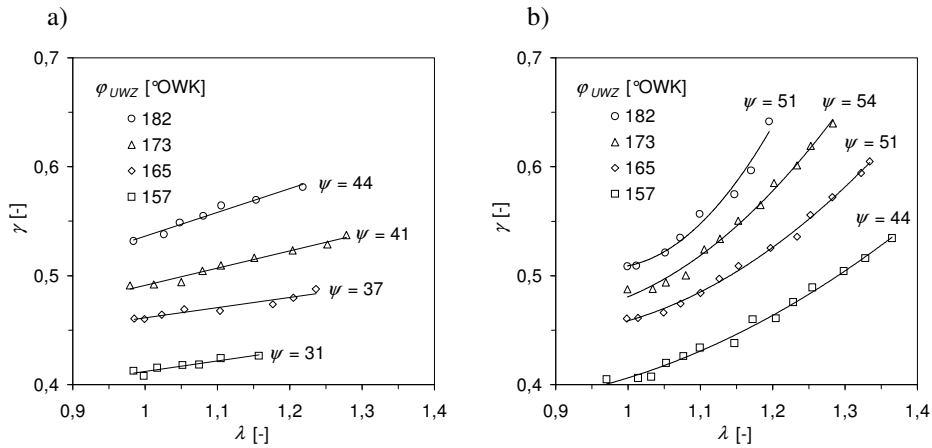
7.4.2. Wyniki badań

Zmienność składu czynnika roboczego

Jak już wspomniano, w silniku o kontrolowanym samozapłonie mieszanki pracującym z ujemnym współotwarcieniem zaworów istnieją silne zależności pomiędzy temperaturą i ilością recyrkulowanych spalin a współczynnikiem napełnienia cylindra. Na rysunku 7.13 przedstawiono zmienność współczynnika recyrkulacji spalin w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ przy różnych ustawieniach układu rozrządu. Zubażanie mieszanki powoduje znaczący spadek temperatury spalin (rys. 7.14), a w związku z tym zwiększenie gęstości ładunku sprężanego w okresie ujemnego współotwarcia zaworów. Skutkuje to silnym wzrostem współczynnika recyrkulacji spalin, który obniża napełnienie cylindra w miarę zwiększania nadmiaru powietrza w cylindrze. Innymi słowy, rozrzedzenie ładunku w cylindrze (mieszaniną świeżego powietrza i spalin) wzrasta znacznie szybciej niż sam współczynnik nadmiaru powietrza λ . Efekt ten jest silniejszy w przypadku reformowania paliwa w cylindrze, gdyż proces ten powoduje przyspieszenie samozapłonu oraz skrócenie czasu spalania, co jeszcze bardziej obniża temperaturę spalin.

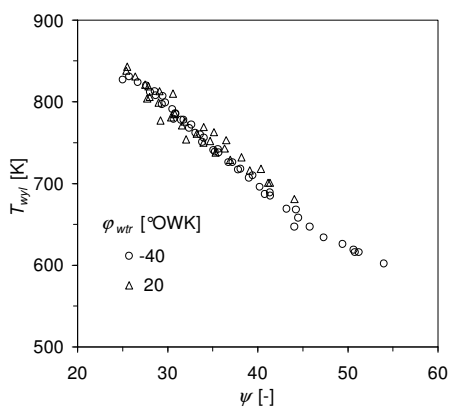
Ze względu na związek pomiędzy współczynnikiem nadmiaru powietrza a współczynnikiem recyrkulacji spalin, wprowadzono dodatkowy współczynnik składu mieszanki – stopień rozrzedzenia ładunku w cylindrze:

$$\psi = \frac{m_{pow} + m_{spal}}{m_{pal}} . \quad (7.1)$$



Rys. 7.13. Współczynnik recyrkulacji spalin w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza przy zmiennym kącie ujemnego współotwarcia zaworów; a) mieszanka homogeniczna ($\varphi_{wtr} = 20$ °OWK), b) reformowanie paliwa ($\varphi_{wtr} = -40$ °OWK)

Współczynnik rozrzedzenia ładunku ψ wyraża stosunek łącznej masy powietrza i spalin do masy paliwa w cylindrze. Na rysunku 7.13 oznaczono dodatkowo maksymalne osiągalne wartości współczynnika rozrzedzenia. Przy zasilaniu silnika mieszanką homogeniczną (rys. 7.13 a) największy zakres współczynnika nadmiaru powietrza osiągnany jest przy kącie ujemnego współotwarcia zaworów równym 173 °OWK. Zarówno zmniejszanie jak i zwiększanie masy spalin w cylindrze powoduje ograniczenie nadmiaru powietrza w zakresie stabilnej pracy silnika. Graniczny stopień rozrzedzenia ładunku wzrasta przy zwiększaniu ilości recyrkulowanych spalin.



Rys. 7.14. Temperatura spalin mierzona za zaworem wylotowym w funkcji współczynnika rozrzedzenia ładunku

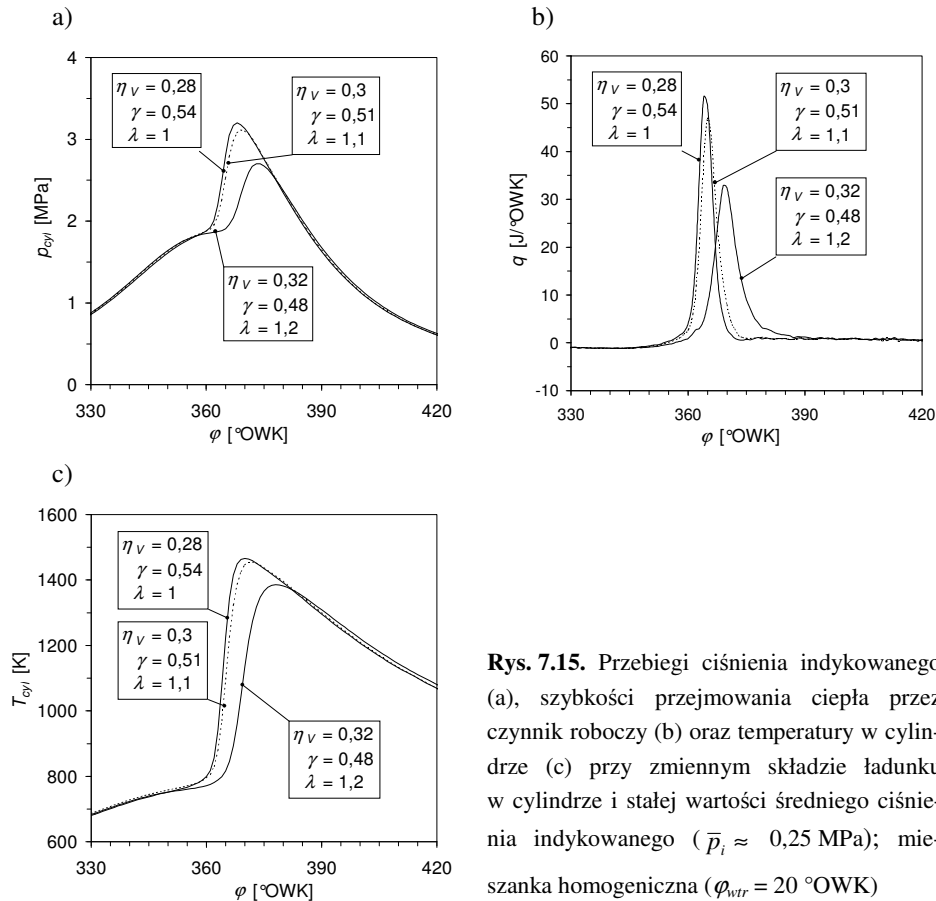
Reformowanie paliwa w cylindrze pozwala na znaczne rozszerzenie zakresu rozrzedzenia ładunku (rys. 7.13 b). Jest to skutkiem zarówno większego zakresu regulacji współczynnika nadmiaru powietrza λ , jak i zwiększającej się ilości recyrkulowanych spalin w wyniku obniżenia ich temperatury. W przypadku mniejszych kątów ujemnego współotwarcia zaworów dopuszczalne rozrzedzenie ładunku wynika ze współczynnika nadmiaru powietrza. Natomiast przy większych kątach ϕ_{UWZ} , ograniczenie to stanowiące jest przez ilość recyrkulowanych spalin.

Na rysunku 7.14 przedstawiono zależność temperatury spalin mierzonej w kanale wylotowym silnika od współczynnika rozrzedzenia ładunku. Przy największych masach paliwa w cylindrze temperatura na wylocie z silnika osiąga wartości rzędu 850 K, i maleje liniowo wraz z rozrzedzaniem ładunku. Przy małych obciążeniach temperatura spalin spada do poziomu 600 K. Z punktu widzenia sprawności cieplnej silnika jest to korzystne (mniejsza entalpia spalin). Natomiast niska temperatura znacznie ogranicza sprawność konwersji trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin.

Przebieg spalania

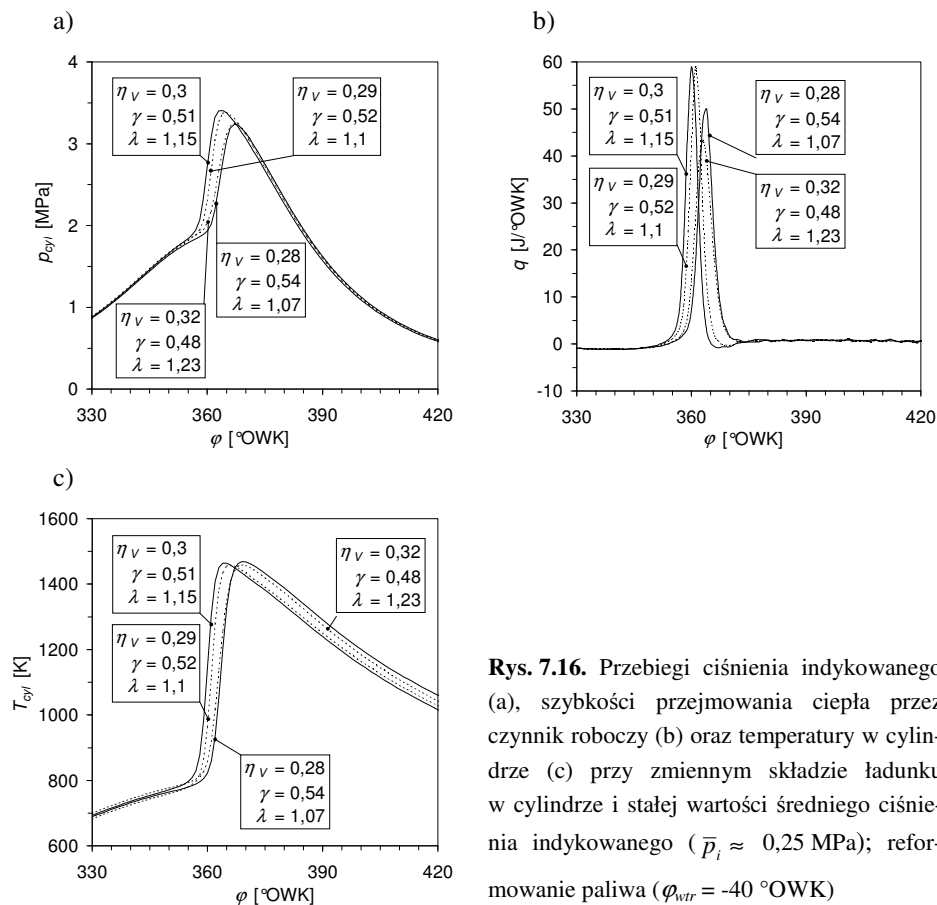
Przykładowe przebiegi ciśnienia indykowanego oraz obliczonych wartości szybkości przejmowania ciepła przez czynnik roboczy i temperatury w cylindrze przy zbliżonych wartościach średniego ciśnienia indykowanego przedstawiono na rysunkach 7.15 oraz 7.16. W przypadku wtrysku paliwa po GMP w czasie rozprężania spalin i spalaniu ładunku homogenicznego, szybkość narastania ciśnienia zmniejsza się przy zubażaniu mieszanki (rys. 7.15). Należy jednak zauważyć, że przy mieszance stechiometrycznej oraz współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,1$ uzyskuje się podobny przebieg spalania. Przy współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,2$ widoczne jest znaczne opóźnienie chwili samozapłonu oraz obniżenie szybkości wywiązywania się ciepła.

Przedstawione na wykresach krzywe są to przebiegi uśrednione synchronicznie ze 100 kolejnych cykli pracy silnika. Ze względu na niepowtarzalność procesu roboczego, maksymalne wartości szybkości wywiązywania się ciepła w cylindrze obliczone jako średnie z maksimów dla poszczególnych cykli są znacznie większe. Dla przedstawionych przebiegów wartości te wynosiły odpowiednio 67 J/°OWK, 66 J/°OWK oraz 47 J/°OWK. Spośród trzech przedstawionych przebiegów spalania i składów ładunku w cylindrze, najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa występowało przy współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,1$. Jednak zubożenie mieszanki pozwala na uzyskiwanie łagodniejszego narastania ciśnienia w cylindrze oraz niższych temperatur maksymalnych.



Rys. 7.15. Przebiegi ciśnienia indykowanego (a), szybkości przejmowania ciepła przez czynnik roboczy (b) oraz temperatury w cylindrze (c) przy zmiennym składzie ładunku w cylindrze i stałej wartości średniego ciśnienia indykowanego ($\bar{p}_i \approx 0,25$ MPa); mieszanka homogeniczna ($\varphi_{wtr} = 20$ °OWK)

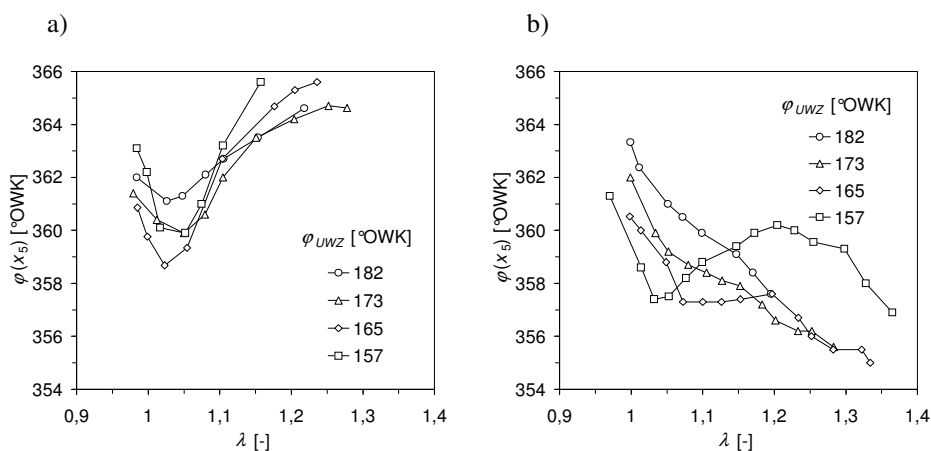
Zupełnie inaczej prezentuje się przebieg spalania przy zastosowaniu wtrysku paliwa przed GMP i jego reformowaniu (rys. 7.16). Przy najbogatszej mieszance ($\lambda = 1,07$) początek spalania jest najbardziej opóźniony, a przy mieszance najuboższej ($\lambda = 1,23$) nieco wcześniejszy. Porównując uzyskane wyniki z przebiegami dla ładunku homogenicznego (rys. 7.15) należy stwierdzić, że reformowanie znacznie przyspiesza chwilę samozapłonu, szczególnie dla mieszanek ubogich. W przypadku cykli o późniejszym początku spalania maksymalne ciśnienie w cylindrze uległo niewielkiemu obniżeniu, lecz wartości temperatury maksymalnej pozostały na niezmiennym poziomie. Uzyskanie takich zależności można wytłumaczyć analizując zmiany kąta wypalenia 5% dawki paliwa oraz kąta spalania obliczanego jako kąt wypalenia od 5% do 95% dawki paliwa (rys. 7.17 i 7.18).



Rys. 7.16. Przebiegi ciśnienia indykowanego (a), szybkości przyjmowania ciepła przez czynnik roboczy (b) oraz temperatury w cylindrze (c) przy zmiennym składzie ładunku w cylindrze i stałej wartości średniego ciśnienia indykowanego ($\bar{p}_i \approx 0,25$ MPa); reformowanie paliwa ($\varphi_{wtr} = -40$ °OWK)

Przy kącie początku wtrysku paliwa 20 °OWK po GMP (rys. 7.17 a) najwcześniejszy początek spalania występuje przy współczynniku nadmiaru powietrza λ około 1,05. W tym zakresie składu mieszanki najmniejszy kąt samozapłonu występuje przy φ_{UWZ} równym 165 °OWK, a największy przy $\varphi_{UWZ} = 182$ °OWK. Zarówno przy wzbogacaniu mieszanki jak i przy jej zubożeniu zwłoka samozapłonu wzrasta. Przy najmniejszych ilościach wewnątrz recykulowanych spalin wraz ze wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza zwłoka samozapłonu wzrasta najszybciej. W tym przypadku ograniczenie zakresu zubożania mieszanki nie wynika z rozrzedzenia ładunku w cylindrze, gdyż jest ono najmniejsze (rys. 7.13 a). Jednakże ilość recykulowanych spalin jest stosunkowo mała i obniżanie ich temperatury przy zubożaniu mieszanki zmniejsza energię wewnętrzną ładunku zatrzymanego w cylindrze po zamknięciu zaworu wylotowego. Zwiększanie gęstości spalin nie jest w stanie skompensować ich mniejszej temperatury.

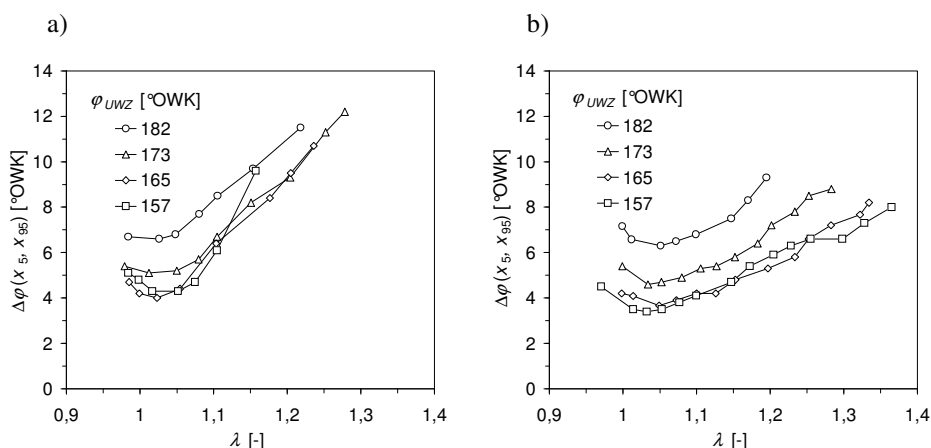
Zmiany kąta samozapłonu w przypadku reformowania paliwa w cylindrze (rys. 7.17 b) przebiegają odmiennie. Przy mieszance stechiometrycznej wartości te są podobne jak przy opóźnionym wtrysku paliwa. Przy większych kątach ujemnego współotwarcia zaworów kąt samozapłonu szybko się zmniejsza wraz ze zubażaniem mieszanki. Świadczy to o tym, że proces reformowania paliwa w cylindrze jest intensyfikowany przez wzrost zawartości tlenu w spalinach. Obniżanie temperatury spalin przy zubażaniu mieszanki dodatkowo zwiększa ich gęstość, a jednocześnie zawartość tlenu w mieszaninie spalin i paliwa. Warto jednak zauważyć, że przy znacznych kątach ujemnego współotwarcia zaworów reformowanie paliwa nie rozszerza zakresu współczynnika nadmiaru powietrza w porównaniu do spalania mieszanki homogenicznej. Przy kącie $\varphi_{UWZ} = 165$ °OWK w zakresie współczynnika nadmiaru powietrza od stechiometrycznego do $\lambda = 1,07$ kąt samozapłonu spada. Jednakże dalsze zubażanie mieszanki powoduje zahamowanie tego spadku, i do wartości $\lambda = 1,2$ utrzymuje się na niemal stałym poziomie. Oznacza to, że występuje równowaga pomiędzy rosnącą zwłoką samozapłonu wynikającą ze zubażania mieszanki, a jego przyspieszaniem na skutek reformowania paliwa. Dalszy wzrost współczynnika λ powoduje wyprzedzenie zapłonu.



Rys. 7.17. Kąt wypalenia 5% dawki paliwa w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza przy zmiennym kącie ujemnego współotwarcia zaworów; a) mieszanka homogeniczna ($\varphi_{wtr} = 20$ °OWK), b) reformowanie paliwa ($\varphi_{wtr} = -40$ °OWK)

Przy najmniejszej ilości recyrkulowanych spalin ($\varphi_{UWZ} = 157$ °OWK) zależność ta jest jeszcze bardziej widoczna. W zakresie zmian współczynnika nadmiaru powietrza λ od 1,05 do 1,2 kąt zapłonu wzrasta, a przy dalszym zmniejszaniu masy paliwa zaczyna spadać. Wartość maksymalnej temperatury uzyskiwanej w trakcie sprężania spalin

w niewielkim stopniu zależy od kąta ujemnego współotwarcia zaworów. Przy większej ilości recyrkulowanych spalin ich temperatura jest niższa, natomiast termodynamiczny stopień sprężania większy. Przy mieszance stechiometrycznej wartości temperatury były na poziomie 950 K i spadały do około 870 K przy największych wartościach rozrzedzenia ładunku, lecz niemal niezależnie od współczynnika nadmiaru powietrza. Decydujące znaczenie ma wartość współczynnika λ_r (współczynnik równoważnego nadmiaru powietrza dla mieszaniny spalin i paliwa). Przy jednakowym współczynniku nadmiaru powietrza w cylindrze $\lambda = 1,1$, dla największej ilości zatrzymywanych spalin współczynnik λ_r wynosił 0,12. Dla kąta $\varphi_{UWZ} = 173$ °OWK, współczynnik ten wynosił 0,1. Przy kącie $\varphi_{UWZ} = 165$ °OWK ekwiwalentny nadmiar powietrza spadł do 0,08, a przy $\varphi_{UWZ} = 157$ °OWK wynosił już tylko 0,06. Przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1,2$ wskaźnik λ_r przyjmował wartości odpowiednio 0,34, 0,29, 0,2 oraz 0,17.



Rys. 7.18. Kąt spalania w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza przy zmiennym kącie ujemnego współotwarcia zaworów; a) mieszanka homogeniczna ($\varphi_{wtr} = 20$ °OWK), b) reformowanie paliwa ($\varphi_{wtr} = -40$ °OWK)

Kąt początku wtrysku i wynikające z tego reformowanie paliwa lub jego brak nie wpływa na kąt spalania w takim stopniu jak na zwłokę samozapłonu. Na rysunku 7.18 przedstawiono zależność kąta spalania od współczynnika nadmiaru powietrza. Zmiany okresu trwania spalania są jednakowe dla obu sposobów tworzenia mieszanki w zakresie od mieszanek bogatych do współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,1$. Proces spalania przebiega najszybciej przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1,05$, choć w przypadku mieszanek jednorodnych maksymalne prędkości spalania uzyskiwane są dla składu stechiometrycznego [79]. Widoczny jest także progresywny wzrost kąta spa-

lania przy zwiększaniu kąta ujemnego współotwarcia zaworów. Reformowanie paliwa powoduje, że w miarę wzrostu współczynnika nadmiaru powietrza kąt spalania narasta w mniejszym stopniu niż przy braku reformowania.

Średnia wartość temperatury, przy której występował samozapłon wynosiła 775 K, niezależnie od tego czy paliwo było reformowane, czy nie. Wartość tej temperatury nie jest jednak dobrym wyznacznikiem zdolności paliwa do samozapłonu. Przy opóźnionym spalaniu wartości są mniejsze niż przy wczesnym, ponieważ na skutek wymiany ciepła, temperatura w cylindrze spada, choć reakcje przedpłomienne zostały już zapoczątkowane. Niemniej jednak, w przypadku mieszanek ubogich i reformowaniu paliwa zaobserwowano wzrost temperatury samozapłonu w stosunku do mieszanki stechiometrycznej o około 25 K. Pomimo iż spalanie rozpoczynało się znacznie wcześniej a temperatura spalin była mniejsza, temperatura samozapłonu była wyższa. Wynika to z faktu, że mimo chłodniejszych spalin ich masa w cylindrze jest większa, masa powietrza mniejsza i biorąc dodatkowo pod uwagę różnicę wartości ciepła właściwego obu czynników temperatury początku sprężania mieszanin o większej zawartości spalin osiągają wyższe wartości.

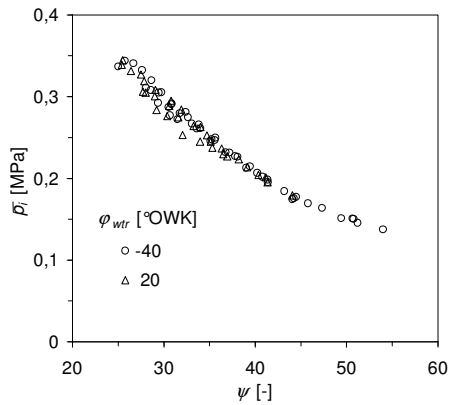
Podsumowując powyższe rozważania można stwierdzić, że zmiany w procesie spalania wraz ze składem mieszanki w połączeniu z reformowaniem paliwa w cylindrze przebiegają w dość skomplikowany sposób. W związku z tym, przy wykorzystaniu reformowania paliwa w cylindrze konieczne jest wprowadzenie zaawansowanych metod kontroli intensywności tego zjawiska i wynikającej z tego zmienności kąta samozapłonu. Biorąc pod uwagę fakt, że reformowanie paliwa przez wtrysk całej jego dawki przed GMP w okresie sprężania spalin wywołuje nadmierne wyprzedzenie samozapłonu, wydaje się być pożądane sterowanie ilością reformowanego paliwa poprzez podział jego dawki. Zagadnienie to nie jest jeszcze wystarczająco dobrze poznane i dalsze badania w tym kierunku są postulowane przez licznych autorów [39, 136]. Szczegółowej analizie wpływu sterowania kątem początku wtrysku paliwa na przebieg procesu spalania poświęcono rozdział 8.

Obciążenie silnika i zużycie paliwa

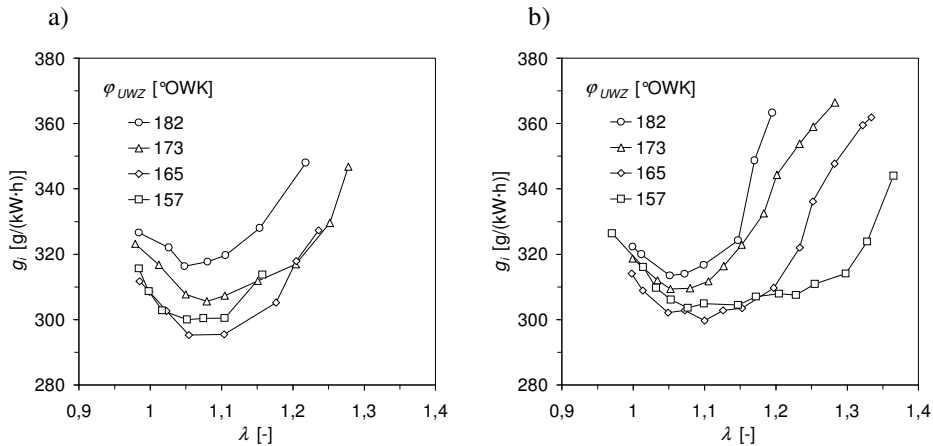
Na rysunku 7.19 przedstawiono wartości średniego ciśnienia indykowanego w cylindrze w funkcji współczynnika rozrzedzenia ładunku dla wszystkich czterech wartości ujemnego współotwarcia zaworów oraz dwóch analizowanych sposobów tworzenia mieszanki. Przy współczynniku nadmiaru powietrza zbliżonym do stechiometrycznego maksymalne średnie ciśnienie indykowane wynosi 0,35 MPa. Przy najmniejszych ilościach paliwa i jego reformowaniu w cylindrze osiągnięto wartości średniego

ciśnienia indykowanego na poziomie 0,13 MPa, co jest porównywalne ze średnim ciśnieniem tarcia w wykorzystywanym silniku badawczym.

Minimalne wartości jednostkowego zużycia paliwa, niezależnie od obciążenia silnika, występują w zakresie współczynnika nadmiaru powietrza λ od 1,05 do 1,1 zarówno w przypadku spalania mieszanki homogenicznej jak i spalania reformowanego paliwa (rys. 7.20). Na uwagę zasługuje fakt, że dla największego obciążenia silnika ($\varphi_{UWZ} = 157$ °OWK) występuje większe zużycie paliwa niż przy $\varphi_{UWZ} = 165$ °OWK, gdzie uzyskiwano mniejsze średnie ciśnienie indykowane (około 0,3 MPa przy stechiometrycznym składzie mieszanki).



Rys. 7.19. Średnie ciśnienie indykowane w funkcji współczynnika rozrzedzenia ładunku



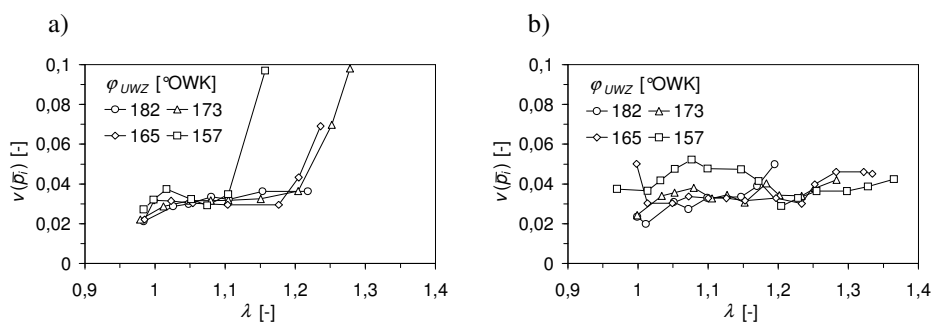
Rys. 7.20. Jednostkowe indykowane zużycie paliwa w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza przy zmiennym kącie ujemnego współotwarcia zaworów; a) mieszanka homogeniczna ($\varphi_{wtr} = 20$ °OWK), b) reformowanie paliwa ($\varphi_{wtr} = -40$ °OWK)

Przy stałym współczynniku nadmiaru powietrza, wraz ze wzrostem napełnienia cylindra i zmniejszaniem się ilości recyrkulowanych spalin, systematycznie maleje udział strat ciepłych oraz wzrasta udział strat pompowania. Straty pompowania rosną ze względu na zwiększanie się wymiany masy w cylindrze przy stałych kątoprzekrojach zaworów. Udział entalpii wypływających spalin w bilansie energetycznym, pomimo wzrostu ich temperatury (maleje rozrzedzenie ładunku) spada, za wyjątkiem punktu pomiarowego o największym obciążeniu. Dodatkowe obniżanie strat ciepłych powoduje, że w miarę wzrostu obciążenia w tym zakresie wzrasta także sprawność indykowana obiegu silnika. Przy największym obciążeniu udział entalpii wypływających spalin ponownie zaczyna wzrastać, znacznie obniżając w ten sposób sprawność cieplną.

Przy mniejszych ilościach wewnątrz recyrkulowanych spalin, gdzie reformowanie paliwa powoduje rozszerzenie zakresu współczynnika nadmiaru powietrza, obserwowane są małe wartości jednostkowego zużycia paliwa, które utrzymują się na niskim poziomie w pewnym zakresie składu mieszanki. Im mniejsze obciążenie silnika, tym wcześniej występuje wzrost zużycia paliwa przy zwiększaniu współczynnika nadmiaru powietrza (rys. 7.20 b).

Zmienność cykliczna procesu roboczego

Zdaniem większości badaczy, dopuszczalne zubożenie mieszanki w silniku CAI, podobnie jak w silniku ZI, związane jest ze wzrastającym stopniem niepowtarzalności kolejnych cykli pracy [97]. Zastosowanie reformowania paliwa w cylindrze i wynikające z tego obniżenie zmienności cyklicznej umożliwi rozszerzenie zakresu pracy silnika przy mieszankach ubogich [76, 136].



Rys. 7.21. Współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza przy zmiennym kącie ujemnego współotwarcia zaworów; a) mieszanka homogeniczna ($\varphi_{wtr} = 20$ °OWK), b) reformowanie paliwa ($\varphi_{wtr} = -40$ °OWK)

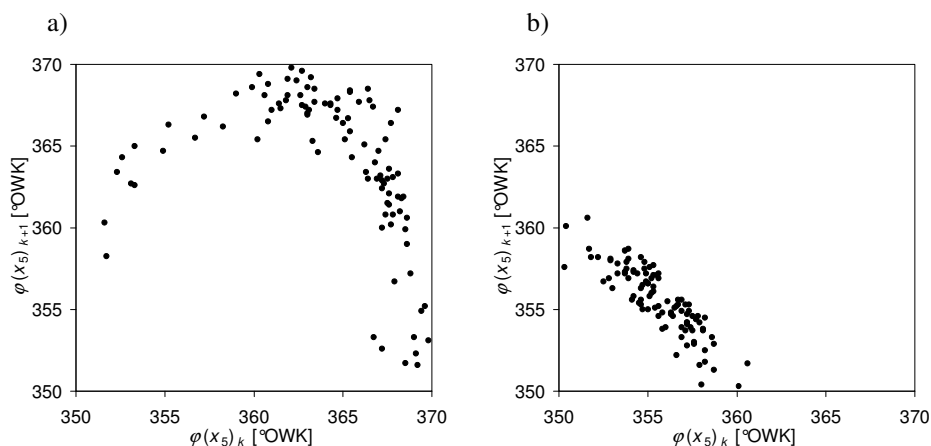
Przy spalaniu mieszanki homogenicznej (rys. 7.21 a) największa powtarzalność kolejnych cykli pracy osiągnięta jest w przypadku składu stechiometrycznego. Przy zubażaniu mieszanki wskaźnik niepewtarzalności utrzymuje się na stałym poziomie około 3%. Osiągnięcie granicznego współczynnika nadmiaru powietrza λ poprzedzone jest raptownym wzrostem niepewtarzalności. Granica ta występuje najwcześniej przy najmniejszym kącie ujemnego współotwarcia zaworów. Jest to związane ze spadkiem energii wewnętrznej czynnika roboczego na skutek małej ilości recyrkulowanych spalin. Dla największej ilości recyrkulowanych wewnątrznie spalin nie zaobserwowano wzrostu niepewtarzalności kolejnych cykli, aż do osiągnięcia granicy wypadania zapłonów.

W przypadku spalania paliwa reformowanego (rys. 7.21 b) przy większych ilościach recyrkulowanych spalin, gdzie ten proces nie rozszerza zakresu współczynnika nadmiaru powietrza, nie ma także istotnych zmian w stabilności pracy silnika. Jedynie przy mieszankach ubogich wartości wskaźnika niepewtarzalności są nieco większe. Przy największym obciążeniu silnika reformowanie paliwa skutkuje wzrostem niepewtarzalności w zakresie współczynnika nadmiaru powietrza od stechiometrycznego do $\lambda = 1,2$. Jest to zakres, w którym występuje lokalne minimum kąta samozapłonu (rys. 7.17 b). Przy mieszankach uboższych obserwowana jest poprawa stabilności cyklicznej procesu roboczego. W związku z tym cykliczne fluktuacje przy reformowaniu paliwa nie są przyczyną ograniczenia zakresu regulacji składu mieszanki paliwowo-powietrznej.

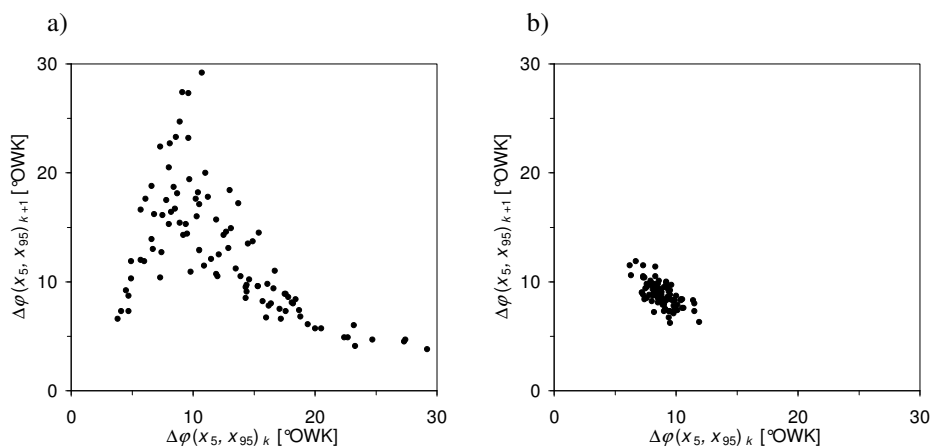
Na rysunku 7.22 przedstawiono zależności pomiędzy kątami wypalenia 5% dawki paliwa w kolejnych cyklach pracy silnika. Kąt ujemnego współotwarcia zaworów wynosił 173°OWK a współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,28$. Przy spalaniu mieszanki homogenicznej bez reformowania paliwa w cylindrze (rys. 7.22 a) zmienność cykliczna kąta wypalenia 5% dawki paliwa ma charakter deterministyczny. Jeżeli samozapłon występuje przed górnym zwrotnym położeniem tłoka, w kolejnych cyklach pracy silnika jest on stopniowo opóźniany. Natomiast po opóźnionym samozapłonie następuje silne przyspieszenie zapłonu w kolejnym cyklu i powtarza się ten scenariusz. Wczesne wywiązywanie się ciepła powoduje występowanie wysokich maksymalnych ciśnień w cylindrze, co zwiększa straty cieplne i powoduje ochłodzenie spalin. W wyniku tego spada także temperatura początku sprężania, opóźniając w ten sposób samozapłon. Mechanizm zmienności cyklicznej procesu wymiany ładunku został opisany w podrozdziale 5.4.6. W przypadku spalania mieszanki zawierającej reformowane paliwo (rys. 7.22 b) obserwowana jest silna ujemna korelacja pomiędzy następującymi po sobie cyklami roboczymi oraz znacznie mniejszy rozrzut wartości.

Zmienność kąta spalania obliczanego jako zakres wypalenia od 5% do 95% masy paliwa znajdującego się w cylindrze w przypadku mieszanki homogenicznej także wykazuje deterministyczny charakter (rys. 7.23 a). Jeżeli dany cykl pracy silnika charak-

teryzuje się szybkim przebiegiem procesu spalania, w kolejnym cyklu kąt spalania jest około dwukrotnie większy. Z kolei powolny proces spalania skutkuje skróceniem wywiązywania się ciepła w kolejnym cyklu, lecz w tym przypadku różnice pomiędzy sąsiednimi wartościami są znacznie większe. Przy spalaniu mieszanki zawierającej reformowane paliwo kąt spalania charakteryzuje się znacznie mniejszym rozrzutem (rys. 7.23 b).



Rys. 7.22. Zależności pomiędzy kątami wypalenia 5% dawki paliwa w następujących po sobie cyklach; a) spalanie mieszanki homogenicznej, b) spalanie mieszanki zawierającej reformowane paliwo

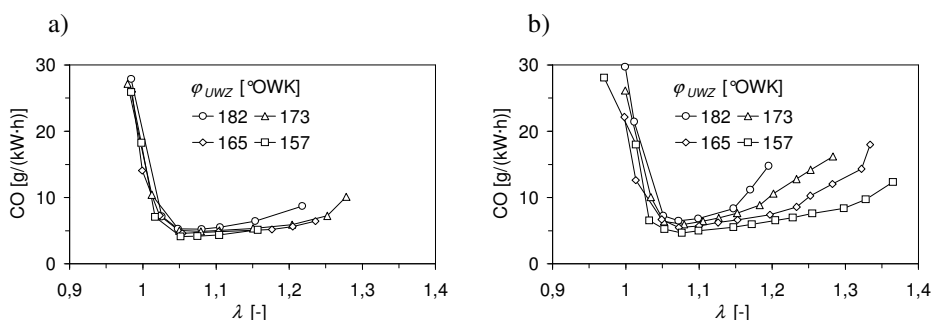


Rys. 7.23. Zależności pomiędzy kątami spalania w następujących po sobie cyklach ; a) spalanie mieszanki homogenicznej, b) spalanie mieszanki zawierającej reformowane paliwo

W przypadku reformowania paliwa mechanizm zmienności cyklicznej jest znacznie bardziej skomplikowany, niż przy barku reformowania. Jeżeli występuje wzrost temperatury spalin na skutek wolniejszego wywiązywania się ciepła wzrasta także temperatura w okresie ujemnego współotwarcia zaworów. Większa temperatura sprężanych spalin intensyfikuje proces reformowania, co także przyczynia się do przyspieszenia samozapłonu w kolejnym cyklu.

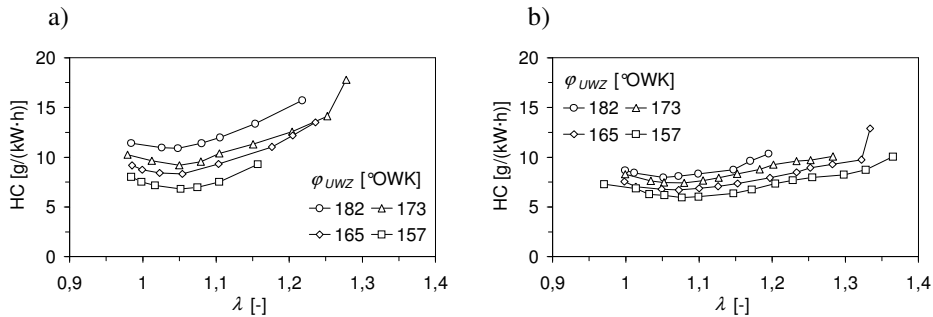
Emisja toksycznych składników spalin

Przy wtrysku paliwa po GMP w trakcie rozprężania spalin emisja tlenku węgla praktycznie nie zależy od współczynnika recyrkulacji spalin (rys. 7.24 a). Jest ona zdezeterminowana przez współczynnik nadmiaru powietrza. W pobliżu punktu stechiometrycznego uzyskiwane są znaczne wartości emisji CO, natomiast przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda \approx 1,05$, występuje minimum. Dalsze zubażanie mieszanki powoduje łagodny wzrost emisji tego składnika, głównie ze względu na wzrost zużycia paliwa oraz zmniejszanie się temperatury w cylindrze. Zależność konwersji węgla w paliwie na CO, w zależności od temperatury w cylindrze, przedstawiono na rysunku 7.12.

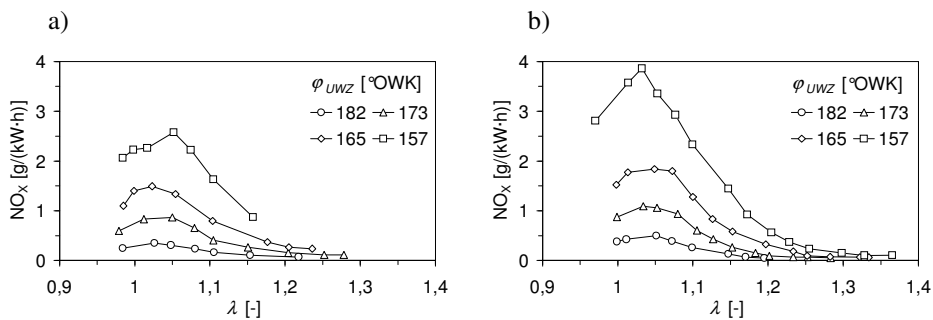


Rys. 7.24. Jednostkowa indykowana emisja tlenku węgla w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza przy zmiennym kącie ujemnego współotwarcia zaworów; a) mieszanka homogeniczna ($\varphi_{wtr} = 20$ °OWK), b) reformowanie paliwa ($\varphi_{wtr} = -40$ °OWK)

W przypadku spalania paliwa reformowanego, podobnie jak przy mieszance homogenicznej, w zakresie od niedomiaru tlenu do stechiometrii, obserwowane są znaczne wartości emisji tlenku węgla (rys. 7.24 b). Przy mieszankach ubogich jest ona nieco większa niż w poprzednim przypadku. W miarę zwiększania nadmiaru powietrza zawartość CO w spalinach wzrasta znacznie szybciej, a także staje się zależna od obciążenia silnika. Im większy współczynnik wewnętrznej recyrkulacji spalin, tym większa emisja tego składnika. Porównując emisję CO przy zbliżonych wartościach średniego ciśnienia indykowanego, reformowanie paliwa zwiększa wartość o około 1 g/(kW·h).



Rys. 7.25. Jednostkowa indykowana emisja niespalonych węglowodorów w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza przy zmiennym kącie ujemnego współotwarcia zaworów; a) mieszanka homogeniczna ($\varphi_{wtr} = 20$ °OWK), b) reformowanie paliwa ($\varphi_{wtr} = -40$ °OWK)



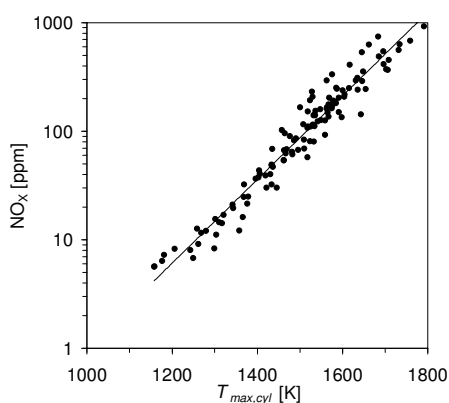
Rys. 7.26. Jednostkowa indykowana emisja tlenków azotu w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza przy zmiennym kącie ujemnego współotwarcia zaworów; a) mieszanka homogeniczna ($\varphi_{wtr} = 20$ °OWK), b) reformowanie paliwa ($\varphi_{wtr} = -40$ °OWK)

Emisja niespalonych węglowodorów (rys. 7.25) jest w równym stopniu zdeterminowana przez współczynnik nadmiaru powietrza i obciążenie silnika. Zależności te są podobne przy obu sposobach tworzenia mieszanki, choć reformowanie paliwa w cylindrze skutkuje obniżeniem emisji HC. Wzrost emisji HC w zakresie mieszanek ubogich, podobnie jak w przypadku tlenku węgla, jest głównie spowodowany rozrzedzeniem ładunku i spadkiem temperatury w cylindrze. Przy zbliżonych wartościach średniego ciśnienia indykowanego ($\bar{p}_i \approx 0,25$ MPa) emisja niespalonych węglowodorów nie jest zależna od współczynnika nadmiaru powietrza. Przy spalaniu mieszanki homogenicznej emisja wynosiła około 11 g/(kW·h), natomiast reformowanie paliwa spowodowało jej obniżenie do około 8 g/(kW·h).

Krzywe emisji tlenków azotu przy zmiennym współczynniku nadmiaru powietrza (rys. 7.26) są podobne do charakterystyk typowych dla silników o zapłonie iskrowym,

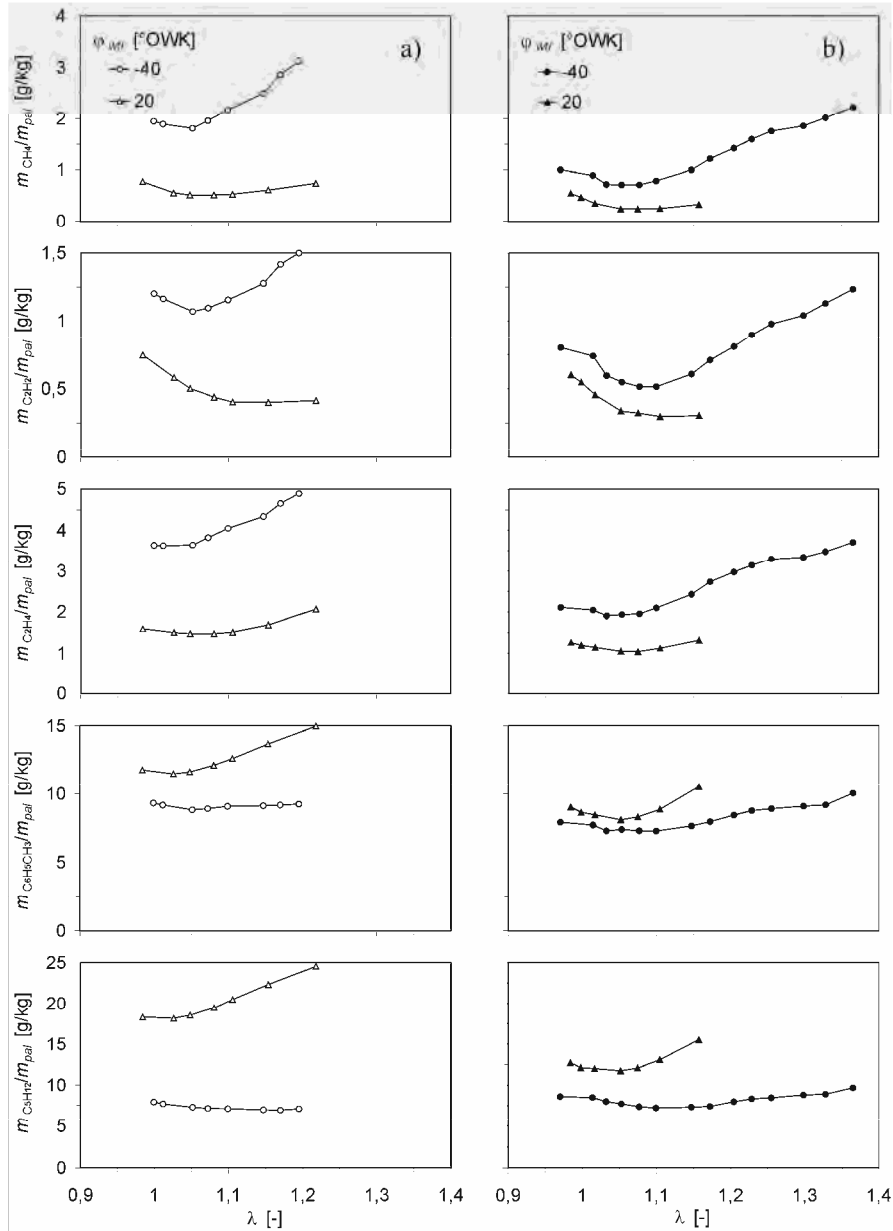
jednakże, w tym systemie spalania emisja obniża się znacznie szybciej wraz ze zubażaniem mieszanki. Jest to skutkiem szybkiego spadku temperatury w cylindrze ze względu na fakt, że wzrost współczynnika nadmiaru powietrza obniża temperaturę spalin zwiększając współczynnik recyrkulacji, co dodatkowo potęguje rozrzedzenie ładunku w cylindrze. Maksimum emisji występuje w zakresie mieszanek lekko ubogich, przy współczynniku nadmiaru powietrza λ około 1,05.

Reformowanie paliwa skutkuje zwiększeniem emisji tlenków azotu w stosunku do spalania mieszanki homogenicznej, przy porównywalnych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza. Jest to wynikiem skrócenia zwłoki samozapłonu i szybszym wywiązywaniem się ciepła w cylindrze. Spalanie odbywa się w mniejszej objętości, skutkując wzrostem temperatury wewnątrz cylindra. Możliwość większego zubożenia mieszanki przy reformowaniu paliwa sprawia, że przy małych obciążeniach uzyskiwane są podobne wartości emisji tlenków azotu.



Rys. 7.27. Frakcja molowa tlenków azotu w spalinach w funkcji maksymalnej temperatury czynnika roboczego w cylindrze. Pomiary wykonano w zakresie mieszanek ubogich

Na rysunku 7.27 przedstawiono zależność udziałów molowych tlenków azotu w spalinach w funkcji maksymalnej temperatury czynnika roboczego w cylindrze. Stężenie tlenków azotu wzrasta wykładniczo wraz ze wzrostem temperatury maksymalnej. Przy największych stopniach rozrzedzenia ładunku w cylindrze osiągnęte są jednocyfrowe stężenia tlenków azotu w spalinach. Jest to zakres średniego ciśnienia indykowanego porównywalny ze średnim ciśnieniem tarcia.



Rys. 7.28. Masa wybranych węglowodorów w spalinach w stosunku do masy paliwa w cylindrze w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza dla dwóch sposobów tworzenia mieszanki; a) małe obciążenie silnika ($\varphi_{UWZ} = 182$ °OWK), b) duże obciążenie silnika ($\varphi_{UWZ} = 157$ °OWK)

Ze względu na to, że efekt reformowania paliwa zależy od obu analizowanych czynników (ilość recyrkulowanych spalin, współczynnik nadmiaru powietrza), należy zwrócić uwagę na skład frakcyjny niespalonych węglowodorów. Zwykle, jeżeli ich emisja związana jest z efektem przyściennym lub szczelinowym, skład w spalinach jest zbliżony do składu paliwa [46]. W związku z tym, analiza składu frakcyjnego węglowodorów w spalinach może zostać wykorzystana do jakościowej oceny stopnia reformowania paliwa w cylindrze.

Na rysunku 7.28 przedstawiono masy wybranych węglowodorów w spalinach w odniesieniu do masy paliwa w cylindrze silnika. Masa C_3H_{12} podana jest jako wartość sumaryczna dla izo-pentanu i n-pentanu. Podobnie jak to miało miejsce w przypadku zmian składu paliwa (rozdział 6), zawartość metanu w spalinach przy spalaniu reformowanego paliwa ulega znacznemu zwiększeniu. Jeżeli wtrysk występuje po GMP w trakcie rozprężania spalin emisja tego składnika w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza kształtuje się podobnie jak łączna emisja węglowodorów. W odróżnieniu, spalanie paliwa reformowanego skutkuje około 4-krotnym jej wzrostem. Emisja acetylenu maleje wraz ze wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza dla mieszanki homogenicznej. Przy reformowaniu i większej ilości spalin wzrost emisji C_2H_2 następuje już przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1,05$. Przy większym obciążeniu, ze względu na mniejszą ilość recyrkulowanych spalin, a jednocześnie mniejszą ilość tlenu, wartość zaczyna wzrastać dopiero przy współczynnikach λ powyżej 1,1. Podobną zależność wykazuje także emisja etylenu (C_2H_4).

Emisje propylenu (C_3H_6) oraz 1,3 butadienu (C_4H_6), nie przedstawione na rys. 7.28, utrzymują się na niemal stałym poziomie przy zmiennym współczynniku nadmiaru powietrza, przy czym reformowanie paliwa skutkuje około 2-krotnym wzrostem zawartości obu związków.

Emisja składników o większych masach molowych – pentanu (C_5H_{12}) oraz toluenu ($C_5H_6CH_3$), który w pomiarach metodą FTIR reprezentuje łączną zawartość węglowodorów aromatycznych, zachowuje się odwrotnie niż ma to miejsce w przypadku metanu i lekkich węglowodorów nienasyconych. Zubażanie mieszanki prowadzi do wzrostu zawartości tych składników przy spalaniu paliwa nie modyfikowanego w cylindrze, natomiast na skutek reformowania emisja tych składników utrzymuje się na niemal stałym poziomie.

Analizując skład frakcyjny węglowodorów występujących w spalinach należy zwrócić uwagę na sprawność trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego. Metan jest tzw. trudno utleniającym się związkiem, w przypadku którego wymagane są znacznie wyższe temperatury gazów wylotowych. Aby uzyskać sprawność konwersji CH_4 na poziomie 50% wymagana jest temperatura spalin (tzw. temperatura *light-off*) około 800 K [32].

Biorąc pod uwagę wartości temperatury spalin mierzone na wylocie z silnika (rys. 7.14), emisję metanu z cylindra można traktować jako końcową. Przy spalaniu mieszanki homogenicznej emisja jednostkowa tego składnika wynosi od 0,1 do 0,2 g/(kW·h), zależnie od obciążenia silnika, natomiast reformowanie paliwa skutkuje pięciokrotnym jej wzrostem w zakresie mieszanek ubogich, co stanowi dwukrotną wartość dopuszczalnej emisji tego składnika, jaka będzie określona przez normę Euro VI dla silników o zapłonie samoczynnym oraz silników gazowych. Ponadto metan jest drugi na liście 6 gazów najbardziej przyczyniających się do powstawania efektu cieplarnianego objętych protokołem z Kioto z 1997 roku [48]. Zwiększona emisja acetylenu może przyczyniać się do spadku sprawności konwersji reaktora katalitycznego, gdyż gaz ten jest inhibitorem utleniania innych węglowodorów oraz tlenku węgla [32], choć sam wykazuje bardzo korzystne własności w tym zakresie. Alkany o dłuższych łańcuchach, alkeny oraz węglowodory aromatyczne należą do grupy łatwoutleniających się związków. Temperatura *light-off* reaktora katalitycznego dla propylenu jest na poziomie 500 K.

Pomimo iż reformowanie paliwa pozwala na rozszerzenie zakresu pracy silnika o kontrolowanym samozapłonie, nie można zapominać o negatywnych skutkach tego procesu chemicznego. Pomiarzy stężenia poszczególnych składników przed i za reaktorem katalitycznym wykazały, że przy większych obciążeniach silnika i lekko ubogiej mieszance sprawność konwersji metanu przez trójfunkcyjny reaktor katalityczny wynosiła 40%, natomiast w przypadku węglowodorów łatwo utleniających się wynosiła około 90%.

Sprawność spalania

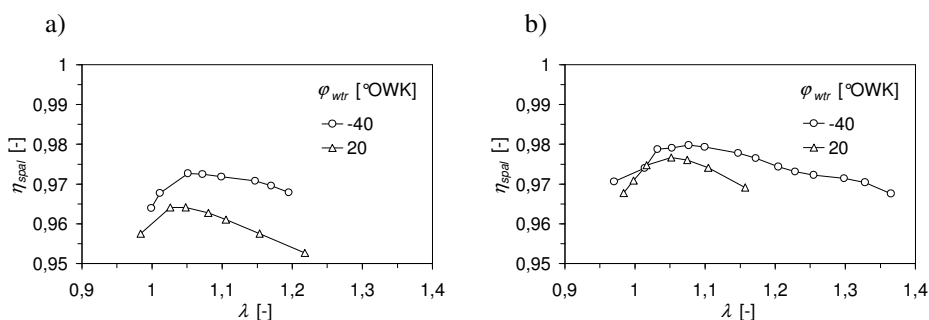
Zważywszy na znaczne zmiany składu spalin zależnie od tego czy spalana jest mieszanka homogeniczna, czy też mieszanka zawierająca reformowane paliwo wydaje się być konieczne określenie sprawności spalania. Ponieważ produktami spalania są nie tylko dwutlenek węgla i para wodna, ciepło wywiązane w wyniku procesu utleniania ma mniejszą wartość niż dolna wartość opałowa paliwa. Spaliny silnikowe zawierają palne substancje takie jak tlenek węgla i niespalone węglowodory. W związku ze znacznymi zmianami składu frakcyjnego węglowodorów należy się spodziewać, że zależnie od stopnia reformowania paliwa sprawność spalania także będzie ulegała zmianom. Wielkość ta określana jest na podstawie bilansu entalpowego produktów spalania, jednakże najczęściej w bilansie energetycznym węglowodory określone są łącznie przy założeniu, że ich skład frakcyjny jest taki sam jak skład frakcyjny paliwa [17, 45]. Ze względu na istotny wpływ procesu reformowania na skład frakcyjny węglowodorów, konieczne jest uwzględnienie udziałów poszczególnych składników z osobna.

Sprawność spalania obliczano w oparciu o udziały masowe poszczególnych składników spalin oraz ich entalpie tworzenia w temperaturze 298 K na podstawie równania

$$\eta_{spal} = 1 + (1 + \lambda L_t) \frac{x_{CO} h_{CO} + x_{NO_x} h_{NO_x} + x_{HCHO} h_{HCHO} + x_{CH_3CHO} h_{CH_3CHO} + x_{C_m H_n} h_{C_m H_n}}{W_{pal}}, \quad (7.2)$$

gdzie łączna entalpia niespalonych węglowodorów oraz tlenków azotu obliczana była jako suma mierzonych zawartości składników, ważona ich entalpiami tworzenia. Wykaz oznaczanych składników spalin oraz stałe termodynamiczne przyjmowane do obliczeń znajdują się w załączniku 3.

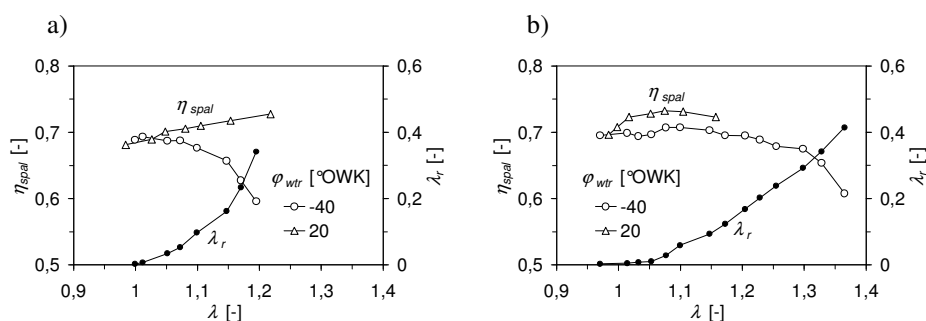
Zgodnie z powszechnie przyjmowanymi założeniami entalpie czystych pierwiastków jak O_2 , H_2 oraz C_2 wynoszą zero. Ponieważ entalpie tworzenia CO_2 oraz H_2O uwzględnione są w dolnej wartości opałowej paliwa, składniki te nie zostały ujęte w bilansie składu spalin.



Rys. 7.29. Sprawność spalania (obliczona na podstawie równania 7.2) w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza dla dwóch sposobów tworzenia mieszanki; a) małe obciążenie silnika ($\phi_{UWZ} = 182$ °OWK), b) duże obciążenie silnika ($\phi_{UWZ} = 157$ °OWK)

Na rysunku 7.29 przedstawiono wyniki obliczeń sprawności spalania mieszanki zawierającej reformowane paliwo oraz mieszanki homogenicznej. Przy większym kącie ϕ_{UWZ} osiągane są nieznacznie mniejsze sprawności spalania. Lecz w obu przypadkach przy reformowaniu paliwa i ubogich mieszankach sprawność jest większa, co jest skutkiem obniżenia emisji węglowodorów. Nawet przy znacznym zubażeniu mieszanki w przypadku większej ilości recyrkulowanych spalin sprawność spalania utrzymuje się na wysokim poziomie. W wyniku intensyfikacji reformowania paliwa ulega zmniejszeniu frakcja ciężkich węglowodorów o dużych entalpiach tworzenia. Należy jednak pamiętać, że przy obliczaniu sprawności spalania na podstawie składu spalin nie da się wyizolować ciepła, które wywiązało się w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów.

W związku z tym wysoka sprawność spalania nie musi oznaczać odpowiednio skutecznego przekształcenia energii chemicznej zawartej w paliwie na pracę indykowaną.



Rys. 7.30. Sprawność spalania (obliczona na podstawie równania 7.3) w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza dla dwóch sposobów tworzenia mieszanki; a) małe obciążenie silnika ($\varphi_{UWZ} = 182$ °OWK), b) duże obciążenie silnika ($\varphi_{UWZ} = 157$ °OWK). Na wykresach dodatkowo naniesiono wartości współczynnika ekwiwalentnego nadmiaru powietrza w mieszaninie spalin i paliwa przy reformowaniu paliwa

Sprawność spalania może być określana także jako stosunek ciepła przekształconego w pracę indykowaną oraz podniesienie energii wewnętrznej czynnika roboczego w okresie spalania do energii doprowadzonej wraz z paliwem. Przy takim ujęciu uwzględnione są straty związane z częściowym utlenianiem paliwa w okresie ujemnego współotwarcia zaworów. Ewentualny wzrost wartości opałowej także powinien być zauważalny. Sprawność zdefiniowaną w ten sposób można wyrazić jako:

$$\eta_{spal} = \frac{\int_{PS}^{KS} p_{cyl} dV_{cyl} + U_{cyl, KS} - U_{cyl, PS}}{m_{pal} W_{pal}} \quad (7.3)$$

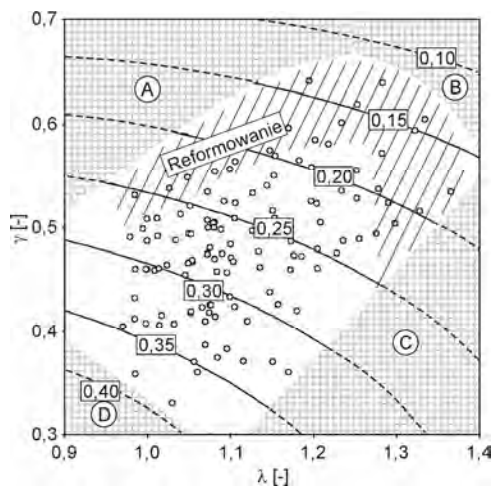
Przy dużej ilości recyrkulowanych spalin i wtrysku paliwa po GMP wraz ze zubażaniem mieszanki sprawność wzrasta o około 5%, natomiast przy reformowaniu paliwa, sprawność spada (rys. 7.30 a). Jest to związane z częściowym utlenianiem paliwa w czasie ujemnego współotwarcia zaworów, które zmniejsza wartość opałową pozostałego w cylindrze czynnika. Jeżeli utlenianie występuje przed GMP, występuje znaczne obniżenie sprawności cieplnej silnika. Przy mniejszych ilościach recyrkulowanych spalin (rys. 7.30 b) zjawisko to nasila się dopiero w zakresie mieszanek uboższych. Dzieje się tak, ponieważ wolniej narasta ekwiwalentny współczynnik nadmiaru powietrza λ_r w mieszaninie spalin i paliwa. Jeżeli w cylindrze była tworzona mieszanka bez reformowania paliwa praca indykowana ujemnego współotwarcia zaworów wynosiła -14 J

przy $\varphi_{UWZ} = 182^\circ \text{OWK}$ oraz -9 J przy $\varphi_{UWZ} = 157$, przy czym straty te w bardzo niewielkim stopniu malały wraz ze wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza. Natomiast wtrysk paliwa w trakcie sprężania spalin powodował, że przy kącie $\varphi_{UWZ} = 182^\circ \text{OWK}$ praca w tym okresie w miarę zubażania mieszanki zmieniała się od -19 J do -5 J , a przy $\varphi_{UWZ} = 157$ od -14 J do $+4 \text{ J}$. Większe straty rekompresji przy mieszance bogatej związane są z ciepłem przemiany fazowej wtryskiwanego paliwa, natomiast obniżanie strat w miarę zubażania mieszanki wynika z wywiązywania się ciepła w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów.

W związku z tym, negatywne skutki reformowania paliwa to nie tylko wzrost zawartości trudnoutleniających się węglowodorów, ale także spadek sprawności silnika ze względu na wywiązywanie się ciepła podczas ujemnego współotwarcia zaworów.

7.5. Ograniczenia zakresu obciążenia silnika

Na podstawie przeprowadzonych badań określono zakres pracy silnika w trybie CAI. Analiza procesu spalania pozwoliła na zidentyfikowanie przyczyn ograniczenia dopuszczalnego zakresu obciążeń. Obszar pracy zidentyfikowany został przy prędkości obrotowej 1500 obr/min i stałych wzniosach zaworów.



Rys. 7.31. Zakres współczynnika nadmiaru powietrza i współczynnika recyrkulacji spalin, w którym silnik jest w stanie pracować w trybie CAI. Warstwice na rysunku oznaczają wartości średniego ciśnienia indykowanego. Obszar zakreskowany oznacza rozszerzenie zakresu pracy silnika uzyskane dzięki reformowaniu paliwa

Ograniczenia zakresu współczynnika nadmiaru powietrza oraz współczynnika recyrkulacji spalin wynikają ze składu i parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w cylindrze silnika. Na rysunku 7.31 oznaczono granice pracy silnika, a następnie scharakteryzowano przyczyny, które uniemożliwiają realizację kontrolowanego samozapłonu.

W obszarze A (rys. 7.31) ograniczenie zakresu pracy wynika z występującego zjawiska tzw. wypadania zapłonów. Przy dużych wartościach współczynnika recyrkulacji spalin wzrasta zawartość CO_2 i H_2O w cylindrze ograniczając w ten sposób zdolność mieszanki do samozapłonu [97]. W miarę zubażania mieszanki zwiększa się zawartość tlenu w recyrkulowanych wewnętrznie spalinach, przy jednoczesnym spadku zawartości CO_2 i H_2O . W efekcie, w pewnym zakresie możliwy jest wzrost współczynnika recyrkulacji spalin przy zubażaniu mieszanki paliwowo-powietrznej. Ten zakres pracy kończy się ze względu na dopuszczalne rozrzedzenie ładunku. Zastosowanie reformowania paliwa pozwala na uzyskiwanie większych wartości współczynnika recyrkulacji spalin ze względu na poprawę zdolności do samozapłonu.

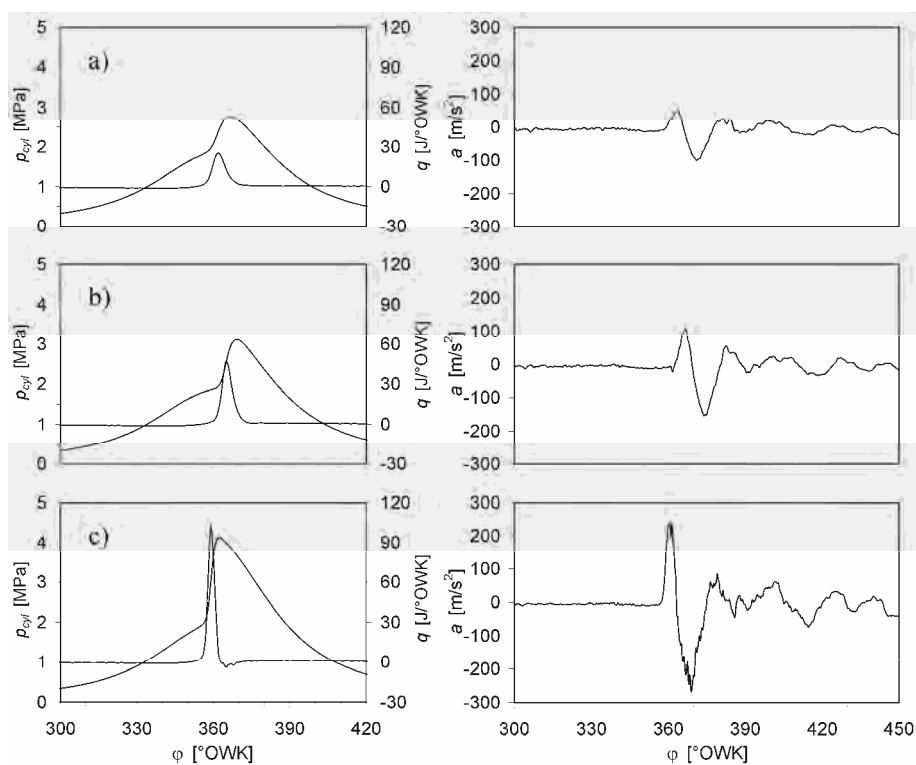
Obszar B limituje zakres pracy z dwóch powodów. Pierwszym jest rozrzedzenie ładunku i wynikające z tego wypadanie zapłonów, a drugim niepełne spalanie. Powolny przebieg wywiązywania się ciepła skutkuje obniżeniem temperatury ładunku i wygaszaniem płomienia przed zakończeniem procesu utleniania paliwa. Prowadzi to do wzrostu emisji tlenu węgla i niespalonych węglowodorów. Przyspieszenie samozapłonu przez reformowanie paliwa znacznie rozszerza zakres dopuszczalnego rozrzedzenia ładunku w cylindrze. Dzięki temu możliwe było osiągnięcie wartości średniego ciśnienia indykowanego na poziomie średniego ciśnienia tarcia. Należy zauważyć, że obniżono dolną granicę obciążeń silnika w porównaniu z wynikami uzyskanymi przez innych badaczy [105, 136, 147]

Ograniczenie zakresu pracy C związane jest z minimalną dopuszczalną ilością spalin, poniżej której występuje wypadanie zapłonów. Przy mieszankach zbliżonych do stechiometrii wysoka temperatura spalin powoduje zmniejszenie współczynnika recyrkulacji i obniżenie energii wewnętrznej czynnika. W miarę wzrostu współczynnika nadmiaru powietrza wzrasta także współczynnik recyrkulacji, lecz obniża się temperatura ładunku.

Ograniczenie D wynika z występowania spalania stukowego. Nadmierne zwiększenie się temperatury w komorze spalania powoduje, że występuje zjawisko wybuchu cieplnego mieszanki [112]. Przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda \approx 1,05$, ze względu na szybki przebieg wywiązywania się ciepła, zjawisko to jest mniej intensywne. Wzbogacanie mieszanki powoduje spowolnienie wywiązywania się ciepła, co sprzyja spalaniu stukowemu nawet przy większych wartościach współczynnika recyrkulacji spalin. W zakresie dużych obciążeń granica poprawnej pracy silnika znajduje się na poziomie osiąganym przez innych badaczy na silnikach o wewnętrznej recyrkulacji spalin, wolnossących oraz bez ogrzewania powietrza dolotowego [23, 105].

Drgania silnika

Limit zakresu obciążenia nie wynika jedynie z możliwości realizacji procesu spalania, lecz także z dopuszczalnego hałasu i drgań towarzyszących pracy silnika. Choć liczni autorzy zwracają uwagę na ten fakt, zazwyczaj ograniczają się do stwierdzenia, że hałas będący skutkiem szybkiego przyrostu ciśnienia w przypadku kontrolowanego samozapłonu jest znacznie większy niż podczas pracy silnika w trybie zapłonu iskrowego. Eng [33] dokonał korelacji natężenia hałasu towarzyszącego pracy silnika i szybkości narastania ciśnienia w cylindrze, wskazując limity twardości pracy silnika.



Rys. 7.32. Porównanie ciśnienia w cylindrze, szybkości przejmowania ciepła przez czynnik roboczy oraz przyspieszenia mierzonego na głowicy silnika w kierunku osi cylindra przy różnych obciążeniach silnika

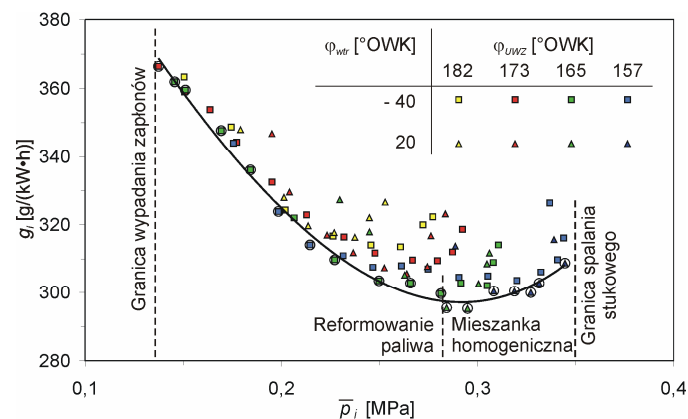
Z badań porównawczych wynika, że praca w trybie CAI wywołuje hałas o około 15 dB większy od silnika ZI w tych samych warunkach prędkości i obciążenia [14]. Należy jednak zwrócić uwagę, że w dużej mierze hałas pochodzi od układu dolotowego

przy całkowicie otwartej przepustnicy, a praca z częściowo przymkniętą przepustnicą znacznie go ogranicza [129].

Na rysunku 7.32 przedstawiono przebiegi ciśnienia w cylindrze, szybkości przejmowania ciepła przez czynnik roboczy oraz przyspieszenia drgań mierzonych na głowicy silnika badawczego w kierunku osi cylindra. Szybkie narastanie ciśnienia prowadzi do znacznego wzrostu amplitudy drgań. Dla porównania, podczas pracy przy zapłonie iskrowym i obciążeniu odpowiadającym przypadkowi c (rys. 7.32), amplituda drgań mierzona na tym samym silniku wynosiła około 30 m/s^2 [51], czyli była niemal 10-krotnie mniejsza. Uwzględnienie drgań podczas doboru strategii sterowania silnika CAI jest postulowane także przez innych badaczy [129].

7.6. Regulacja obciążenia silnika

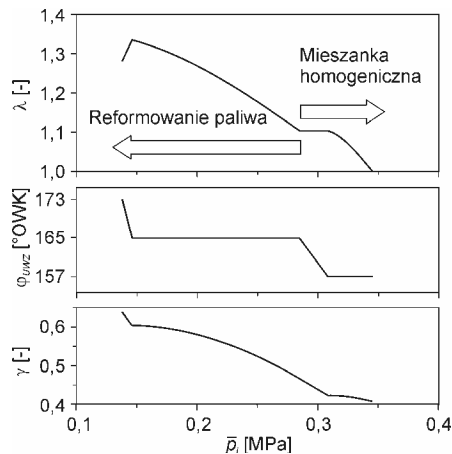
Na podstawie przeprowadzonych badań sformułowano zalecenia dotyczące sterowania obciążeniem silnika pracującego w trybie kontrolowanego samozapłonu. Zostały one zobrazowane na tle charakterystyki obciążeniowej silnika (rys. 7.33).



Rys. 7.33. Charakterystyka obciążeniowa silnika pracującego w trybie kontrolowanego samozapłonu

Aby uzyskać najmniejsze wartości jednostkowego indykowanego zużycia paliwa, w zakresie większych obciążeń ($\bar{p}_i \geq 0,28 \text{ MPa}$), paliwo należy podawać do cylindra w czasie rozprężania spalin, aby nie zachodził proces reformowania, który w tym zakresie zmniejsza sprawność cieplną silnika. Ponadto reformowanie paliwa przy dużych obciążeniach znacznie zwiększa emisję tlenków azotu. Przy średnim ciśnieniu indykowanym na poziomie $0,35 \text{ MPa}$ emisja tlenków azotu wynosiła około $2,5 \text{ g/(kW·h)}$, natomiast proces reformowania powodował jej zwiększenie o około 1 g/(kW·h) .

Ze względów praktycznych znacznie łatwiej jest regulować obciążenie silnika za pomocą współczynnika nadmiaru powietrza poprzez zmianę dawki paliwa, niż za pomocą faz rozrządu. W pierwszym przypadku sterowanie procesem spalania może odbywać się z rozdzielczością cyklową, a dla silnika wielocylindrowego – indywidualnie dla każdego z cylindrów.



Rys. 7.34. Sposób regulacji obciążenia silnika pracującego w trybie kontrolowanego samozapłonu

Na rysunku 7.34 przedstawiono proponowany sposób regulacji obciążenia silnika pracującego w trybie kontrolowanego samozapłonu. Aby uzyskać maksymalną wartość obciążenia silnika należy zastosować kąt ujemnego współotwarcia zaworów równy 157°OWK i stechiometryczną mieszankę paliwowo-powietrzną. Zmniejszanie obciążenia do $\bar{p}_i = 0,3 \text{ MPa}$ odbywa się przez zmniejszanie dawki paliwa, aż do osiągnięcia współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,1$. Ze względu na mały zakres regulacji nadmiaru powietrza, przy małej ilości recyrkulowanych spalin, dalsze zmniejszanie obciążenia musi odbywać się przez zwiększenie kąta ujemnego współotwarcia zaworów do wartości 165°OWK , przy której osiągnane jest średnie ciśnienie indykowane na poziomie $0,28 \text{ MPa}$ bez zmian współczynnika nadmiaru powietrza. Dalsze zmniejszanie obciążenia odbywa się wyłącznie przez zmianę współczynnika nadmiaru powietrza przy kącie $\phi_{UWZ} = 165^\circ\text{OWK}$, aż do granicy stabilnej pracy silnika. Aby osiągnąć najmniejsze obciążenia silnika należy zwiększyć kąt ujemnego współotwarcia zaworów przy ubogiej mieszance.

8. Sterowanie wtryskiem paliwa

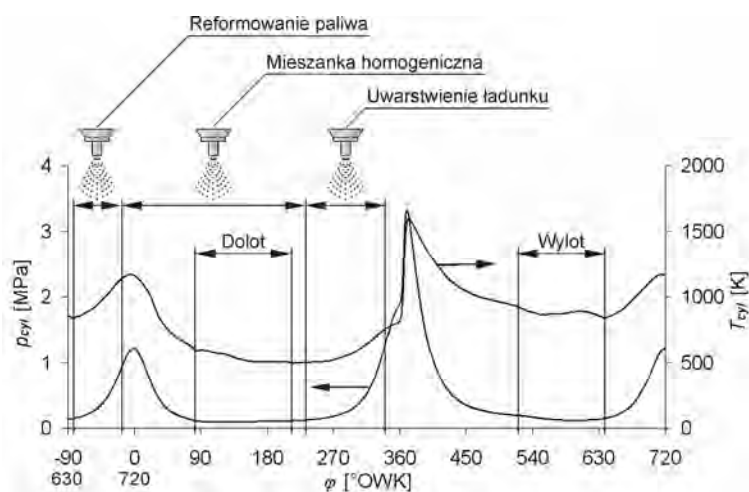
8.1. Wymagania dotyczące sposobów tworzenia mieszanki

Zagadnienia związane ze sterowaniem bezpośrednim wtryskiem paliwa w silniku o kontrolowanym samozapłonie benzyny są w ostatnich latach przedmiotem intensywnych prac. Uzyskane wyniki eksperymentów potwierdzają znaczny wpływ kąta wtrysku paliwa na przebieg procesu spalania i emisję toksycznych składników spalin [71, 76, 121, 149].

Jedną z potencjalnych korzyści zastosowania bezpośredniego wtrysku paliwa w silniku CAI jest reformowanie paliwa w cylindrze i możliwość spalania uboższych mieszanek. W efekcie możliwe jest uzyskiwanie mniejszych obciążeń silnika podczas pracy w trybie kontrolowanego samozapłonu [35]. W rozdziale 7 zwrócono uwagę na negatywne skutki tego procesu (spadek sprawności cieplnej, zbyt duże wyprzedzenie zapłonu oraz zwiększona emisja metanu). Efektywne reformowanie paliwa w zastosowanym silniku badawczym uzyskuje się przy wtrysku paliwa przed GMP w czasie ujemnego współotwarcia zaworów, a stopień reformowania zależy od kąta wtrysku. Innym sposobem sterowania stopniem reformowania paliwa jest wtrysk z podziałem dawki paliwa. Prace w tym kierunku prowadzone są przez licznych badaczy [41, 65, 136, 139, 157]. Jest to stosunkowo nowa tematyka badań związana z systemami spalania CAI. Jej genezą jest fakt, że zmiana stopnia reformowania paliwa w cylindrze pozwala na kształtowanie przebiegu procesu spalania [9, 35, 139, 140].

Na podstawie badań procesu spalania (rozdział 7) stwierdzono, że przy największych osiągalnych obciążeniach silnika korzystne jest spalanie mieszanki bez reformowania paliwa, gdyż opóźnienie samozapłonu zmniejsza emisję tlenków azotu i obniża zużycie paliwa. Podobne wnioski na podstawie badań silnika z ogrzewaniem powietrza na dolocie wyciągnęli Canakci i Reitz [18]. Ponadto mniejsze szybkości narastania ciśnienia oraz niższe temperatury w cylindrze obniżają hałas i drgania towarzyszące pracy silnika, a także obciążenia cieplne elementów komory spalania.

Wtrysk paliwa podczas rozprężania spalin lub dolotu powietrza do cylindra zapewnia powstawanie mieszanki homogenicznej bez zmian w chemicznej budowie paliwa. Wtrysk w suwie sprężania umożliwia uwarstwienie ładunku, co pozwala na rozszerzenie zakresu pracy silnika w kierunku większych obciążeń [41]. Zagadnienie to jest dobrze poznane w silnikach Diesla pracujących według koncepcji częściowej homogenizacji ładunku [42, 82, 92]. W przypadku silników CAI zasilanych benzyną, w których stosowany jest znacznie mniejszy nadmiar powietrza, nie ma jednoznacznych informacji dotyczących skutków uwarstwienia ładunku. Tworzenie mieszanki heterogenicznej może prowadzić do powstawania lokalnych stref o wysokiej temperaturze i przejawiać się znacznym zwiększeniem emisji tlenków azotu [27, 121, 136]. Jednakże według Zhenga i Kumara [157] uwarstwienie ładunku w silniku CAI obniża emisję tlenków azotu w stosunku do wartości uzyskiwanych na mieszance homogenicznej.



Rys. 8.1. Schematyczna prezentacja strategii sterowania bezpośrednim wtryskiem paliwa do cylindra w silniku o kontrolowanym samozapłonie

Przedstawione w rozdziale 7 wyniki badań dotyczą dwóch przypadków; spalania mieszanki homogenicznej bez reformowania paliwa oraz spalania mieszanki homogenicznej zawierającej reformowane paliwo. Zwrócono uwagę na fakt, że stopień reformowania paliwa (który można ocenić na podstawie stężenia metanu w spalinach) zależy nie tylko od kąta wtrysku paliwa i temperatury w cylindrze, ale również od nadmiaru tlenu w spalinach sprężanych w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów.

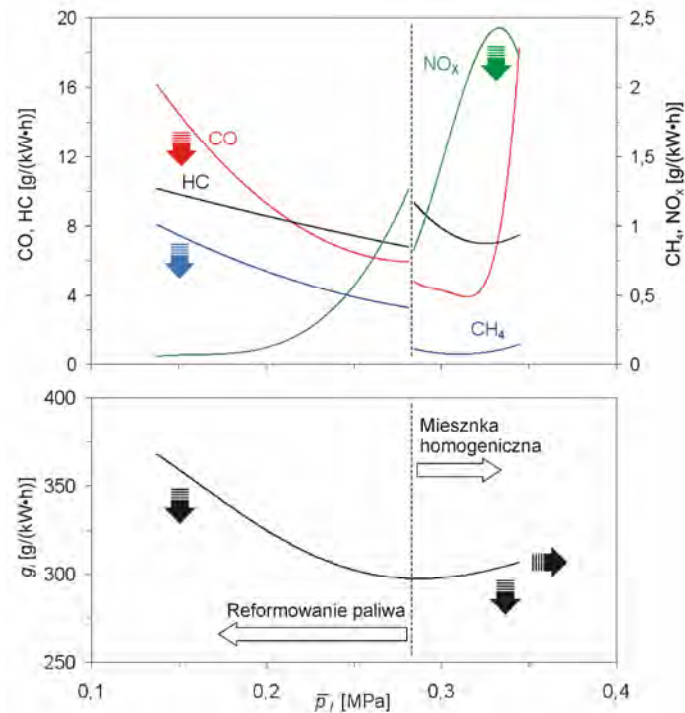
Aby zoptymalizować przebieg procesu spalania konieczne są badania nad wykorzystaniem wszystkich sposobów tworzenia mieszanki, od zastosowania wczesnego wtrysku paliwa w celu jego reformowania w cylindrze do uzyskania znacznego uwarstwienia

ładunku przez wtrysk paliwa w trakcie sprężania ładunku. W niniejszym rozdziale przedstawiono wyniki badań strategii sterowania kątem wtrysku paliwa. Zostały one schematycznie przedstawione na rysunku 8.1. Paliwo podawane było do cylindra w pojedynczej dawce oraz z podziałem dawki. Ponadto określono wpływ ciśnienia paliwa przed wtryskiwaczem na przebieg spalania oraz emisję toksycznych składników spalin.

8.2. Cele sterowania kątem początku wtrysku paliwa

Celem prowadzonych badań było określenie sposobów sterowania kątem wtrysku paliwa zależnie od warunków pracy silnika. Przy małych obciążeniach silnika, ze względu na zużycie paliwa, korzystniejsze jest zwiększenie współczynnika nadmiaru powietrza niż rozrzedzenie ładunku przez wewnętrznie recyrkulowane spaliny. Aby było możliwe spalanie tak ubogich mieszanek wymagane jest zastosowanie reformowania paliwa w cylindrze. Znaczny stopień reformowania paliwa prowadzi do obniżenia sprawności spalania oraz zwiększenia emisji metanu (rys. 8.2). Udział masowy tego składnika stanowi około 10% wszystkich niespalonych węglowodorów. Biorąc pod uwagę fakt, że jest to tzw. trudnoutleniający się związek, skuteczność jego konwersji w 3-funkcyjnym reaktorze katalitycznym przy niskich temperaturach spalin jest bardzo mała. W przypadku małych obciążeń silnika należałoby zmniejszyć stopień reformowania paliwa w celu obniżenia ilości paliwa utleniającego się w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów oraz obniżenia emisji metanu. W związku z tym wydaje się być uzasadnione sterowanie wtryskiem umożliwiające regulację stopnia reformowania paliwa.

Przy większych obciążeniach oczekiwanym skutkiem modyfikacji sposobu sterowania wtryskiem paliwa powinno być obniżenie maksymalnych ciśnień i temperatur w cylindrze, a w efekcie redukcja emisji tlenków azotu. Ponadto wymagane jest podniesienie górnego zakresu obciążenia silnika. Podczas badań procesu spalania (rozdział 7) stwierdzono, że ograniczeniem jest nie tylko spalanie stukowe, ale również ilość energii dostarczanej przez recyrkulowane spaliny. Przy małych kątach ujemnego współotwarcia zaworów i wtrysku paliwa w trakcie rozprężania spalin zakres regulacji współczynnika nadmiaru powietrza jest niewielki. Ochłodzenie i tak małej ilości recyrkulowanych spalin prowadzi do występowania zjawiska tzw. wypadania zapłonów. Zaobserwowano, że w tym zakresie pracy reformowanie paliwa znacznie rozszerza zakres rozrzedzenia ładunku w cylindrze. Jednakże wynikające z reformowania paliwa zbytne wyprzedzenie samozapłonu skutkuje twardą pracą silnika. Ponadto spada jego sprawność cieplna.



Rys. 8.2. Charakterystyka obciążeniowa silnika pracującego w trybie kontrolowanego samozapłonu. Strzałki na wykresie przedstawiają cele, jakie należy osiągnąć przy modyfikacji sposobu sterowania procesem tworzenia mieszanki w cylindrze

Przy średnim obciążeniu ($\bar{p}_1 \approx 0,3\text{MPa}$), gdy osiągniata jest największa powtarzalność pracy silnika oraz najmniejsze zużycie paliwa, współczynnik recyrkulacji spalin γ wynosi około 0,45, a współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda \approx 1,1$ W trakcie badań eksperymentalnych stwierdzono, że przy takich nastawach układu sterowania silnika najłatwiejsze jest jego uruchomienie w trybie CAI. Innymi słowy, jest to zakres w którym silnik pracuje „najlepiej”. Przy tym obciążeniu silnika można stosować zarówno reformowanie paliwa jak i tworzenie mieszanki homogenicznej. Problemem jest natomiast znaczna emisja tlenków azotu przy lekko ubogiej mieszance. Głównym celem sterowania kątem wtrysku w tym zakresie powinna być redukcja emisji tego składnika.

8.3. Badania sterowania kątem początku wtrysku paliwa w pojedynczej dawce

8.3.1. Metodyka badań

Badania przy zmiennym kącie początku wtrysku paliwa miały na celu wskazanie kierunków, w których należy organizować proces tworzenia mieszanki zależnie od obciążenia silnika (zwiększenie stopnia reformowania lub zwiększenie stopnia uwarstwienia). Wyniki przedstawione w rozdziale 7 wskazują, że przy pojedynczej dawce paliwa nie jest możliwe sterowanie kątem początku wtrysku w dużym zakresie przy ubogich mieszankach. Przy wtrysku paliwa w trakcie rozprężania spalin zakres regulacji składu mieszanki jest znacznie mniejszy niż przy reformowaniu.

Tabela 8.1. Warunki pracy silnika i ustawienia rozrządu podczas badań sterowania kątem początku wtrysku paliwa

Prędkość obrotowa (n)	1500 obr/mn		
Otwarcie przepustnicy (α_{prz})	50 %		
Współczynnik nadmiaru powietrza (λ)	1,08		
Ciśnienie paliwa (p_{pal})	9,6 MPa		
Fazy rozrządu [°OWK]			
Kąt otwarcia zaworu dolotowego (φ_{OD})	87	85	83
Kąt zamknięcia zaworu dolotowego (φ_{ZD})	217	215	213
Kąt otwarcia zaworu wylotowego (φ_{OW})	515	521	527
Kąt zamknięcia zaworu wylotowego (φ_{ZW})	634	640	646
Kąt ujemnego współotwarcia zaworów (φ_{UWZ})	173	165	157
Wznios zaworu dolotowego (l_D)	3,6 mm		
Wznios zaworu wylotowego (l_W)	2,9 mm		

Dlatego też, aby osiągnąć jak największy zakres kąta początku wtrysku paliwa eksperymenty zrealizowano przy współczynniku nadmiaru powietrza λ równym 1,08. Taki nadmiar powietrza zapewnia uzyskanie minimalnego jednostkowego zużycia paliwa niezależnie od współczynnika recyrkulacji spalin.

Badania przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej wału korbowego wynoszącej 1500 obr/min. Temperatura cieczy chłodzącej na wylocie z silnika, podobnie jak

w poprzednich eksperymentach, utrzymywana była na poziomie 87 °C, a temperatura w rurze dolotowej – około 40 °C. Charakterystyki regulacyjne sporządzone zostały dla kilku obciążeń silnika (wartości kąta ujemnego współotwarcia zaworów). W tabeli 8.1 przedstawiono nastawy silnika, w których realizowano badania.

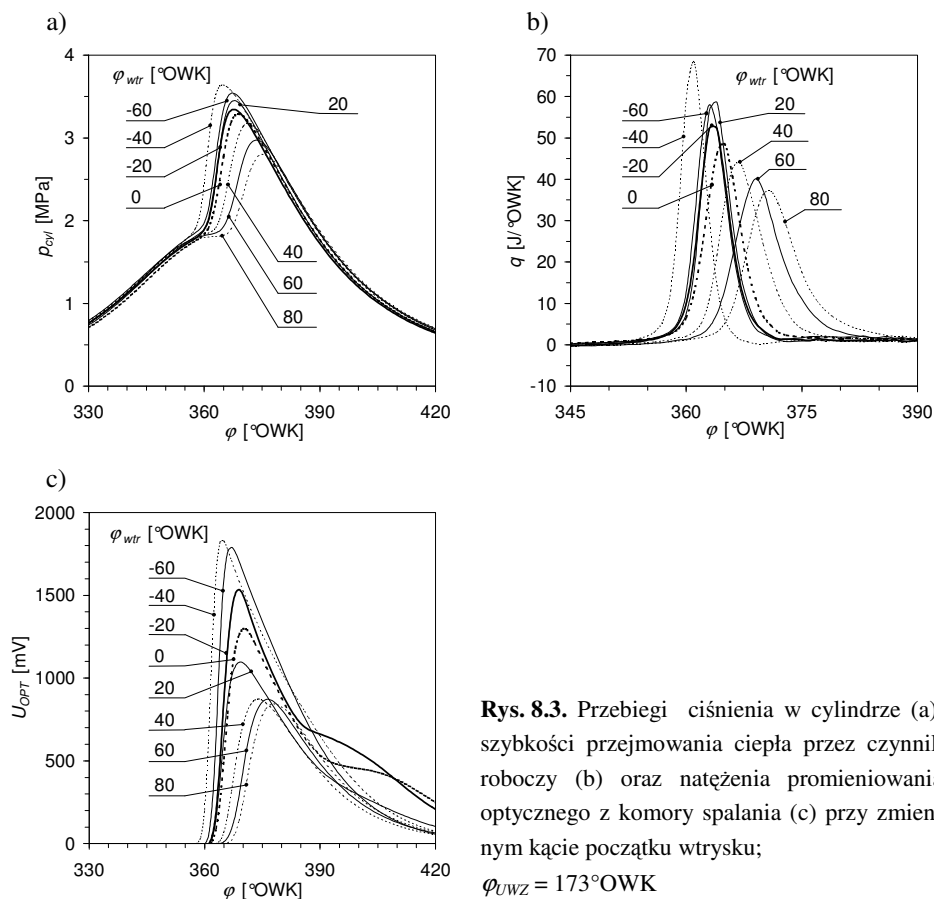
Kąt początku wtrysku zmieniano od początku sprężania spalin w okresie ujemnego współotwarcia zaworów. W praktyce kąt ten ustalono na -60 °OWK (ujemne wartości oznaczają kąt przed GMP w trakcie sprężania spalin), ponieważ dalsze wyprzedzanie wtrysku nie intensyfikuje procesu reformowania (rozdział 6). Następnie, kąt początku wtrysku był opóźniany, aż do wartości, przy której następował nadmierny wzrost nieopwarzalności średniego ciśnienia indykowanego.

8.3.2. Wyniki badań

Przebieg spalania

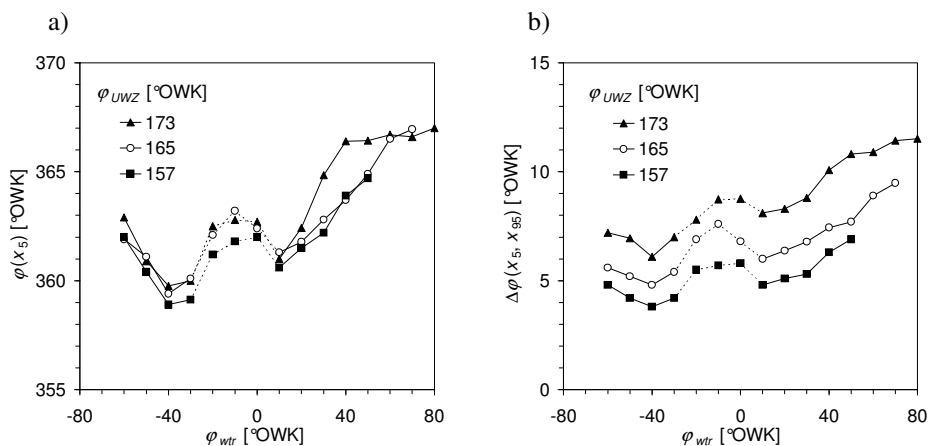
Na rysunku 8.3 przedstawiono przebiegi ciśnienia indykowanego w cylindrze oraz szybkości przejmowania ciepła przez czynnik roboczy przy zmiennym kącie początku wtrysku. Wszystkie krzywe są to wartości uśrednione synchronicznie ze 100 kolejnych cykli pracy silnika, przy czym szybkość wywiązywania się ciepła była obliczana dla każdego cyklu z osobna, a następnie uśredniana. Aby ocenić wpływ kąta wtrysku paliwa na przebieg procesu spalania wykorzystano także natężenie panchromatycznego promieniowania optycznego z komory spalania silnika (rys. 8.3 c).

Najwcześniejszy samozapłon uzyskano przy kącie początku wtrysku paliwa wynoszącym 40 °OWK przed GMP w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów. Wyprzedzenie wtrysku do 60 °OWK przed GMP powoduje opóźnienie kąta samozapłonu i zmniejszenie szybkości wywiązywania się ciepła (rys. 8.3 b). Na uwagę zasługuje fakt, że opóźnianie początku wtrysku powyżej 20 °OWK po GMP w bardzo istotny sposób wpływa na przebieg spalania. Pomimo, iż w tym zakresie efektywne reformowanie już nie zachodzi (rozdział 6), chwila wtrysku w dalszym ciągu determinuje kąt samozapłonu i szybkość wywiązywania się ciepła. Przy późnych kątach początku wtrysku w cylindrze panują względnie małe wartości ciśnienia i temperatury. W takich warunkach wydłuża się czas „życia” kropeł paliwa a także zwiększa się zasięg strugi. W związku z tym ulega zmianie rozmieszczenie ładunku w komorze spalania. Znaczny stopień uwarstwienia ładunku może skutkować pojawieniem się stref, w których występuje bogata mieszanka. Przy opóźnionym początku wtrysku rejestrowane jest mniejsze natężenie promieniowania niż przy wcześniejszym podawaniu paliwa. Świadczy to o tym, że przyczyną tak dużego wpływu kąta wtrysku w tym zakresie nie może być znaczne uwarstwienie ładunku, gdyż spowodowałoby to powstanie lokalnych obszarów o wysokiej temperaturze i wzrost natężenia promieniowania.



Rys. 8.3. Przebiegi ciśnienia w cylindrze (a), szybkości przejmowania ciepła przez czynnik roboczy (b) oraz natężenia promieniowania optycznego z komory spalania (c) przy zmiennym kącie początku wtrysku; $\varphi_{UWZ} = 173^\circ\text{OWK}$

Dzięki zastosowaniu pomiarów optycznych w komorze spalania zidentyfikowano także zwilżanie denka tłoka przez strugę wtryskiwanego paliwa. Przy kątach początku wtrysku 20°OWK przed GMP oraz w GMP zaobserwowano znaczne natężenie promieniowania występujące po zakończeniu fazy szybkiego wywiązywania się ciepła (rys. 8.3 b i c). Promieniowanie to jest skutkiem dopalania resztek paliwa, jakie znajdowało się na tłoku, pomimo iż wtrysk odbywał się ponad jeden obrót wału korbowego wcześniej. Osiadanie ciekłego paliwa na ściankach komory spalania i wynikające z tego powstawanie płomieni powierzchniowych jest zjawiskiem nienormalnego spalania i prowadzi do znaczącego wzrostu emisji niespalonych węglowodorów [89]. Z tego powodu nie jest możliwe podawanie paliwa do cylindra w tym zakresie kąta obrotu wału korbowego, a uzyskane wyniki pomiarów mają znaczenie jedynie poznawcze.

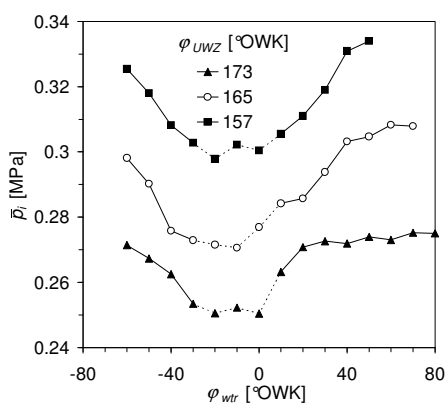


Rys. 8.4. Kąt wypalenia 5% dawki paliwa (a) oraz kąt spalania (b) przy zmiennym kącie początku wtrysku i zmiennym kącie ujemnego współotwarcia zaworów

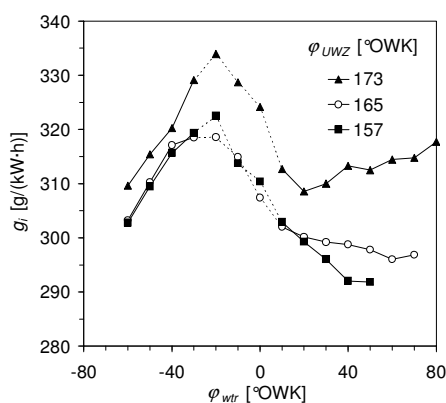
Na rysunku 8.4 a przedstawiono charakterystykę kąta wypalenia 5% dawki paliwa, a na rysunku 8.4 b charakterystykę kąta spalania (obliczanego jako zmiana położenia wału korbowego od wypalenia 5% do 95% dawki paliwa) w funkcji kąta początku wtrysku. Niezależnie od obciążenia silnika najwcześniejszy samozapłon występuje przy podawaniu paliwa 40 °OWK przed GMP w czasie ujemnego współotwarcia zaworów. Dalsze wyprzedzanie wtrysku powoduje opóźnienie początku spalania. Przy zwiększaniu kąta początku wtrysku powyżej -30 °OWK występuje lokalny wzrost kąta samozapłonu. Jest to związane z osiadaniem filmu paliwowego na denku tłoka. Zjawisko to zostało zidentyfikowane z wykorzystaniem pomiarów optycznych. Silnie wpływa ono także na emisję spalin, co zostanie przedstawione w dalszej części niniejszego rozdziału. W tym zakresie punkty pomiarowe na wykresach (rys. od 8.4 do 8.8) połączone są linią kreskową. Pomijając tę anomalię procesu tworzenia mieszanki, w zakresie od -40 °OWK do maksymalnego osiągalnego opóźnienia wtrysku, kąt zapłonu monotonicznie wzrasta. Największy zakres regulacji kąta początku wtrysku uzyskano przy najmniejszym obciążeniu ($\varphi_{UWZ} = 173$ °OWK). Przy opóźnieniu φ_{wtr} do 80 °OWK silnik był jeszcze w stanie pracować samodzielnie bez konieczności wspomagania zapłonu wyładowaniem iskrowym. Natomiast wraz ze wzrostem obciążenia (zmniejszającą się ilością recyrkulowanych spalin) malał także kąt dopuszczalnego opóźnienia wtrysku. Zmienność kąta spalania (rys. 8.4 b) jest podobna do tej, jaka występuje w przypadku samozapłonu. Jednakże w tym przypadku, poza chwilą wtrysku paliwa, znaczenie ma także ilość recyrkulowanych wewnętrznie spalin.

Obciążenie silnika i zużycie paliwa

Kąt początku wtrysku paliwa wpływa na przebieg spalania, co z kolei determinuje sprawność cieplną silnika (rys 8.6). Dla małego obciążenia minimum zużycia paliwa występuje zarówno przy jego podawaniu 60 °OWK przed GMP jak i przy kącie początku wtrysku 20 °OWK po GMP. Dalsze opóźnianie wtrysku powoduje spadek sprawności cieplnej silnika. W miarę zwiększania obciążenia (zmniejszania kąta ujemnego współotwarcia zaworów) opóźnienie samozapłonu i wydłużenie spalania powoduje obniżenie zużycia paliwa.



Rys. 8.5. Średnie ciśnienie indykowane przy zmiennym kącie początku wtrysku i zmiennym kącie ujemnego współotwarcia zaworów



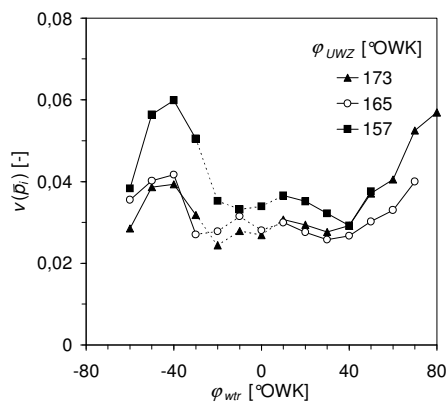
Rys. 8.6. Jednostkowe indykowane zużycie paliwa przy zmiennym kącie początku wtrysku i zmiennym kącie ujemnego współotwarcia zaworów

Aby utrzymać stały współczynnik nadmiaru powietrza ($\lambda = 1,08$), masa wtryskiwanego paliwa zmieniała się od około 11 mg przy największym kącie φ_{UWZ} do około 13,5 mg przy najmniejszym kącie φ_{UWZ} . Zależnie od kąta początku wtrysku napełnienie cylindra zmieniało się w zakresie mniejszym niż 5%. Najmniejsze napełnienie, a jednocześnie najmniejszą dawkę paliwa, uzyskano przy wtrysku w pobliżu GMP w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów. Ze względu na niewielki nadmiar powietrza nie zaobserwowano znacznego utleniania paliwa w cylindrze i wynikającego z tego wpływu wzrostu ciśnienia i temperatury na napełnienie cylindra. Stąd zmiany średniego ciśnienia indykowanego (rys. 8.5) w równym stopniu zależą od napełnienia jak i od sprawności cieplnej.

Przedstawiona zmienność zużycia paliwa (rys. 8.6) pozwala na określenie kierunków, w jakich należy prowadzić prace nad organizacją procesu tworzenia mieszanki. Przy dużych obciążeniach konieczne jest opóźnienie chwili samozapłonu oraz zmniejszenie szybkości wywiązywania się ciepła. Dzięki temu zmniejsza się „twardość” pracy silnika a także ulegają obniżeniu straty ciepłne. Natomiast przy małych obciążeniach korzystne jest zarówno reformowanie paliwa jak i wtrysk paliwa w początkowej fazie rozprężania spalin. W tym przypadku wydaje się być uzasadnione zastosowanie podziału dawki paliwa aby uzyskać częściowe reformowanie.

Zmienność cykliczna procesu roboczego

Przy podawaniu paliwa w pojedynczej dawce nie jest możliwe osiągnięcie dużego zakresu regulacji kąta początku wtrysku ze względu na wzrost niepewtarzalności średniego ciśnienia indykowanego (rys. 8.7). Przy najmniejszym obciążeniu silnika, w miarę opóźniania początku wtrysku, silnie wzrasta współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego. Jednakże, w zakresie, w którym występuje minimum jednostkowego zużycia paliwa (rys. 8.6) wskaźnik niepewtarzalności jest na akceptowalnym poziomie około 3%. Przy większych obciążeniach, gdzie przy opóźnianiu wtrysku wzrasta sprawność cieplna silnika, jednocześnie wzrasta niepewtarzalność. W związku z tym zastosowanie podziału dawki paliwa, gdzie pierwsza dawka zapewni przygotowanie mieszanki do samozapłonu, a druga będzie odpowiadała za wydłużenie procesu spalania przy jednoczesnym zachowaniu odpowiedniego poziomu zmienności cyklicznej, powinno umożliwić zwiększenie sprawności cieplnej.



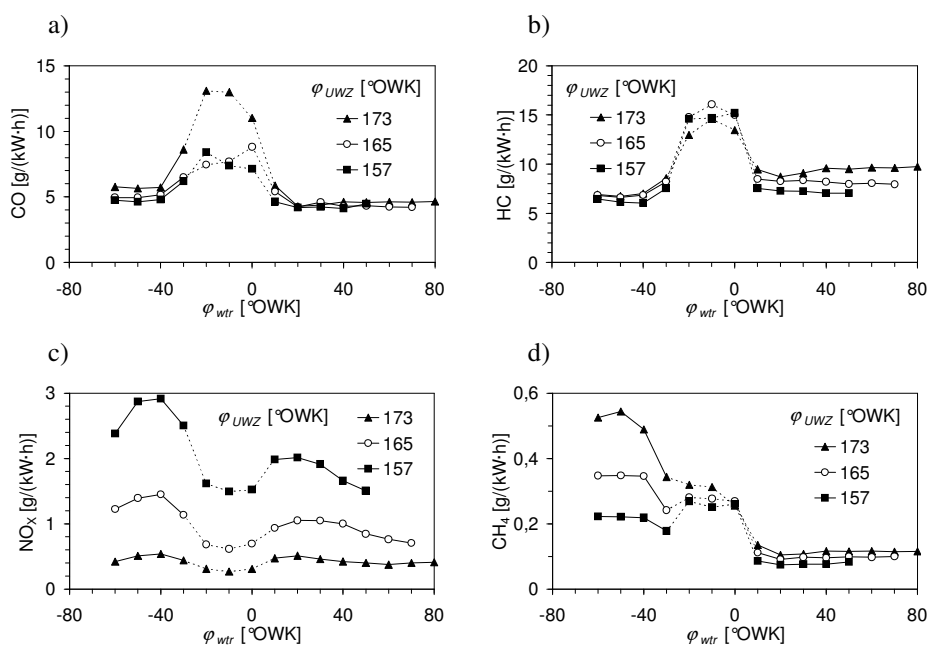
Rys. 8.7. Współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego przy zmiennym kącie początku wtrysku i zmiennym kącie ujemnego współotwarcia zaworów

Warto również zauważyć, że przy wtrysku paliwa przed GMP występują względnie duże wartości współczynnika zmienności średniego ciśnienia indykowanego (rys. 8.7). W przypadku najmniejszego kąta ujemnego współotwarcia zaworów wzrost niepewta-

rzalności wynika z faktu, że zastosowany współczynnik nadmiaru powietrza λ znajduje się w pobliżu granicy stabilnej pracy silnika ze względu na zubożenie mieszanki (podrozdział 7.4). Ponadto przy większych obciążeniach reformowanie paliwa wzmaga niepowtarzalność cykliczną procesu roboczego.

Emisja toksycznych składników spalin

Emisja tlenku węgla (rys. 8.8 a) w zakresie, w którym występuje reformowanie paliwa w cylindrze praktycznie nie zależy od kąta wtrysku paliwa. Zauważalny jest natomiast wpływ długości ujemnego współotwarcia zaworów. Im mniejsze obciążenie i większy współczynnik recyrkulacji spalin tym większy jest stopień reformowania paliwa, co zwiększa emisję CO. W zakresie spalania mieszanki homogenicznej emisja CO nie zależy zarówno od kąta wtrysku, jak i od obciążenia silnika. Generalnie, przy spalaniu mieszanki homogenicznej osiągane są mniejsze poziomy emisji tlenku węgla, niż przy reformowaniu paliwa.



Rys. 8.8. Jednostkowa indykowana emisja tlenku węgla (a), niespalonych węglowodorów (b), tlenków azotu (c) oraz metanu (d) przy zmiennym kącie początku wtrysku i zmiennym kącie ujemnego współotwarcia zaworów

W przypadku emisji węglowodorów sytuacja jest odwrotna (rys. 8.8 b). Spalanie mieszanki zawierającej reformowane paliwo prowadzi do zmniejszenia emisji w stosunku do mieszanki homogenicznej. Lecz dla późniejszych kątów wtrysku paliwa zauważalny jest wpływ obciążenia silnika, głównie związany ze sprawnością cieplną.

W zakresie, w którym występuje zwilżanie tłoka przez strugę paliwa znacząco wzrasta zarówno emisja tlenku węgla jak i niespalonych węglowodorów (rys. 8.8 a i b). Z tego powodu paliwo nie może być podawane w tym zakresie obrotu wału korbowego. Ciekawe spostrzeżenia wynikają z obserwacji składu węglowodorów w spalinach. Wzrost ich emisji stanowiący jest niemal wyłącznie przez związki aromatyczne oraz n-pentan. Emisja izo-pentanu, choć stanowi on istotny składnik niespalonych węglowodorów, w wyniku osiadania paliwa nie wzrasta. Zjawisko to prowadzi także do osadzania się nadmiernych ilości sadzy na ściankach komory spalania i sprzyja przedostawaniu się paliwa do oleju smarującego. Należy jednak podkreślić, że powyższe uwagi nie mają charakteru uniwersalnego i mają zastosowanie jedynie do systemu spalania i systemu tworzenia mieszanki w wykorzystywanym silniku badawczym.

Regulacja kąta początku wtrysku paliwa pozwala na kontrolę emisji tlenków azotu (rys. 8.8 c). Opóźnienie chwili samozapłonu oraz wydłużenie procesu spalania znacząco zmniejsza emisję tego składnika spalin. Redukcja emisji NO_x powinna być, obok zużycia paliwa, głównym kryterium doboru strategii sterowania wtryskiem paliwa. Przy spalaniu mieszanek ubogich i zastosowaniu trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin emisję tlenków azotu z cylindra można traktować jako końcową. Przy największym obciążeniu silnika ($\varphi_{UWZ} = 157^\circ\text{OWK}$) opóźnienie początku wtrysku paliwa z 20°OWK do 50°OWK skutkuje obniżeniem emisji tlenków azotu z $2\text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ do $1,5\text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ przy jednoczesnym zwiększaniu napełnienia cylindra i ilości podawanego paliwa.

Wtrysk paliwa przed GMP w trakcie sprężania spalin znacznie zwiększa emisję metanu (rys. 8.8 d). Ze względu na niską temperaturę spalin, sprawność konwersji reaktora katalitycznego w zakresie utleniania CH_4 jest niewielka, i z tego punktu widzenia nie jest korzystne reformowanie paliwa w cylindrze. Przy spalaniu mieszanki homogenicznej emisja CH_4 jest na poziomie $0,1\text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$. Reformowanie paliwa przy dużych kątach ujemnego współotwarcia zaworów zwiększa emisję do ponad $0,5\text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$. Lecz właśnie przy znacznych ilościach recyrkulowanych spalin i ubogich mieszanek reformowanie paliwa przynosi największy skutek w postaci rozszerzenia zakresu pracy silnika w kierunku małych obciążeń. Obniżenie stopnia reformowania paliwa przez regulację kąta początku wtrysku jest niemożliwe ze względu na osiadanie filmu paliwowego na denku tłoka. W tym przypadku również wydaje się być uzasadnione zastosowanie podziału dawki paliwa, aby zmniejszyć stopień jego reformowania.

8.4. Badania sterowania kątem początku wtrysku z podziałem dawki paliwa

8.4.1. Metodyka badań

Jeżeli paliwo podawane jest do cylindra w pojedynczej dawce nie jest możliwa realizacja wtrysku w czasie dolotu ze względu na szybko wzrastającą niepowtarzalność kolejnych cykli roboczych. To ograniczenie może wynikać z krótkiego czasu na przygotowanie mieszanki. Obniżenie szybkości wywiązywania się ciepła (przez opóźnienie początku wtrysku) przy większych obciążeniach silnika niesie jednak ze sobą korzyści w postaci zmniejszenia emisji tlenków azotu oraz wzrostu sprawności cieplnej. Ponadto, pracy silnika towarzyszą mniejsze drgania i hałas, które stanowią poważną przeszkodę dla rozszerzania zakresu obciążeń w trybie kontrolowanego samozapłonu.

Aby spełnić ten postulat przy zachowaniu powtarzalnej pracy silnika należy zastosować podział masy paliwa wtryskiwanego do cylindra (dwa wtryski paliwa na jeden cykl pracy). Dla zapewnienia właściwego przygotowania mieszanki do samozapłonu część paliwa należy podawać w okresie ujemnego współotwarcia zaworów. Druga część dawki podawana w późniejszym okresie kontroluje szybkość wywiązywania się ciepła, a przy znacznych opóźnieniach umożliwia uzyskanie uwarstwienia ładunku.

W zakresie małych obciążeń silnika i ubogiej mieszanki paliwowo-powietrznej konieczne jest stosowanie reformowania paliwa w cylindrze. Jednakże, jak wykazano w poprzednim podrozdziale, reformowanie paliwa (najskuteczniejsze przy wtrysku paliwa 40 °OWK przed GMP w czasie sprężania spalin) skutkuje obniżeniem sprawności cieplnej silnika. W tym przypadku podział dawki paliwa wtryskiwanego do cylindra ma na celu zmniejszenie ilości reformowanego paliwa przy zachowaniu korzystnych skutków tego procesu chemicznego w postaci rozszerzenia zakresu palności mieszanki.

Badania przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej wału korbowego wynoszącej 1500 obr/min. Temperatura cieczy chłodzącej na wylocie z silnika, podobnie jak w poprzednich eksperymentach, wносиła 87 °C, a temperatura w rurze dolotowej – około 40 °C. Charakterystyki regulacyjne sporządzone zostały dla wybranych obciążeń silnika, przy różnych kątach ujemnego współotwarcia zaworów oraz różnych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza. W tabeli 8.2 przedstawiono nastawy silnika, przy których przeprowadzono pomiary. Dodatkowo zamieszczono bazowe wartości kąta początku wtrysku stosowane w poprzednich eksperymentach (podrozdział 7.4) oraz wartości parametrów regulacyjnych. Wyniki badań uzyskane przy zastosowaniu podziału dawki paliwa przedstawiono w kolejnych podrozdziałach.

Tabela 8.2. Warunki pracy silnika i ustawienia rozrządu podczas badań sterowania kątem początku wtrysku z podziałem dawki paliwa

Prędkość obrotowa (n)	1500 obr/mn		
Otwarcie przepustnicy (α_{prz})	50 %		
Ciśnienie paliwa (p_{pal})	9,6 MPa		
Współczynnik nadmiaru powietrza (λ)	1,25	1,1	1,0
Fazy rozrządu [°OWK]			
Kąt otwarcia zaworu dolotowego (φ_{OD})	85	85	83
Kąt zamknięcia zaworu dolotowego (φ_{ZD})	215	215	213
Kąt otwarcia zaworu wylotowego (φ_{OW})	521	521	527
Kąt zamknięcia zaworu wylotowego (φ_{ZW})	640	640	646
Kąt ujemnego współotwarcia zaworów (φ_{UWZ})	165	165	157
Wznios zaworu dolotowego (l_D)	3,6 mm		
Wznios zaworu wylotowego (l_W)	2,9 mm		
Udział masowy paliwa podawanego w drugiej dawce ($m_{wtr, 2}/m_{wtr}$)	0,5	0,3	
	0,7	0,5	0,5
	0,9	0,7	
Wartości odniesienia			
Współczynnik recyrkulacji spalin (γ)	0,53	0,48	0,38
Kąt początku wtrysku paliwa (φ_{wtr})	[°OWK]	-40	20
Średnie ciśnienie indykowane (\bar{p}_i)	[MPa]	0,23	0,29
Jednostkowe zużycie paliwa (g_i)	[g/(kW·h)]	322	295
		302	

Przy tworzeniu mieszanki nie zawierającej reformowanego paliwa pierwszy wtrysk rozpoczynał się przy niezmiennym kącie $\varphi_{wtr, 1} = 20$ °OWK po GMP w trakcie rozprężania spalin. Jest to zakres w którym osiągnane są małe wartości wskaźnika niepowtarzalności cyklicznej oraz mała zwłoka samozapłonu. Drugą dawkę paliwa podawano przy zmiennym kącie. Pozwalało to na tworzenie mieszanki homogenicznej, a także uwarstwienie ładunku. Wyniki badań przedstawiono w kolejnym podrozdziale.

Przy tworzeniu mieszanki zawierającej częściowo reformowane paliwo (podrozdział 8.4.4) pierwsza dawka wtryskiwana była z wyprzedzeniem zapewniającym największy

skutek reformowania, czyli najwcześniejszy kąt samozapłonu. Kąt wtrysku pierwszej dawki ustalono na 40 °OWK przed GMP w trakcie sprężania spalin. Druga dawka, podobnie jak w poprzednim przypadku, była opóźniana w całym osiągalnym zakresie.

Niezależnie od pożądanego sposobu tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej należało także określić jaki powinien być podział dawki paliwa. Przy częściowym reformowaniu najlepsze rezultaty osiągane są jeżeli w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów wtryskiwane jest od 10% do 25% masy paliwa przypadającej na cykl pracy silnika [19, 136]. Należy jednak pamiętać, że stopień reformowania zależy od wielu czynników, jak choćby zawartości tlenu w spalinach czy temperatury. Stąd, sposób sterowania podziałem dawki paliwa i wynikającym z tego stopniem jego reformowania jest indywidualny dla każdego systemu spalania.

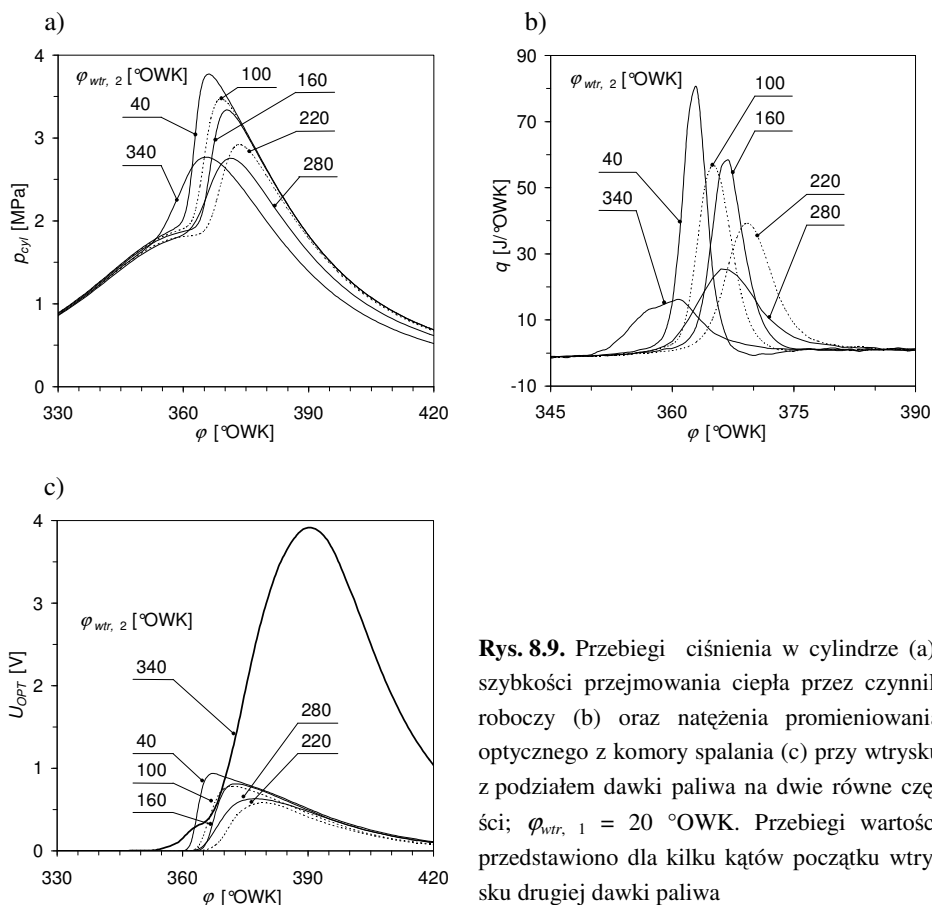
8.4.2. Wyniki badań uzyskane przy tworzeniu mieszanki ubogiej

Badania przeprowadzono przy średnim obciążeniu silnika (kąt ujemnego współotwarcia zaworów wynosił 165 °OWK, a współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,1$). Wartości odniesienia, uzyskane przy pojedynczej dawce paliwa wtryskiwanej 20 °OWK po GMP w trakcie rozprężania spalin przedstawiono w tabeli 8.2. Zastosowanie podziału dawki paliwa pozwoliło na realizację autonomicznego procesu spalania CAI przy znacznie większym opóźnieniu wtrysku drugiej dawki, niż to miało miejsce przy podawaniu paliwa w pojedynczej dawce.

Przebieg spalania

Na rysunku 8.9 przedstawiono przebiegi ciśnienia indykowanego w cylindrze, szybkości przejmowania ciepła przez czynnik roboczy oraz natężenia promieniowania optycznego z komory spalania dla wtrysku paliwa z podziałem na dwie równe dawki. Wraz z opóźnieniem kąta wtrysku drugiej dawki wzrasta zwłoka samozapłonu oraz maleje szybkość wywiązywania się ciepła, lecz tylko w zakresie do końca procesu dolutu powietrza. Wtrysk paliwa w suwie sprężania (przy kątach 280 °OWK oraz 340 °OWK) powoduje zmniejszenie kąta samozapłonu, przy czym nie ulega zwiększeniu maksymalna szybkość wywiązywania się ciepła. Przebieg spalania przy wtrysku drugiej dawki paliwa 20 °OWK przed GMP w suwie pracy wskazuje, że uzyskane zostało uwarstwienie ładunku w cylindrze. Szybkość przejmowania ciepła przez czynnik roboczy (rys. 8.9 b) raptownie wzrasta, a następnie ulega zahamowaniu podczas spalania dyfuzyjnego drugiej dawki paliwa, które trwa znacznie dłużej niż spalanie kinetyczne [34, 128]. Krzywa promieniowania optycznego (rys. 8.9 c) znacząco różni się od pozostałych zarejestrowanych przebiegów. Wyraźnie widoczny jest podział spalania na dwa etapy. W pierwszym etapie uzyskiwana jest amplituda sygnału porównywalna ze spala-

niem kinetycznym podczas spalania ładunku homogenicznego, natomiast w drugim etapie obserwowane są bardziej emisyjne płomienie, charakterystyczne dla spalania dyfuzyjnego [128].



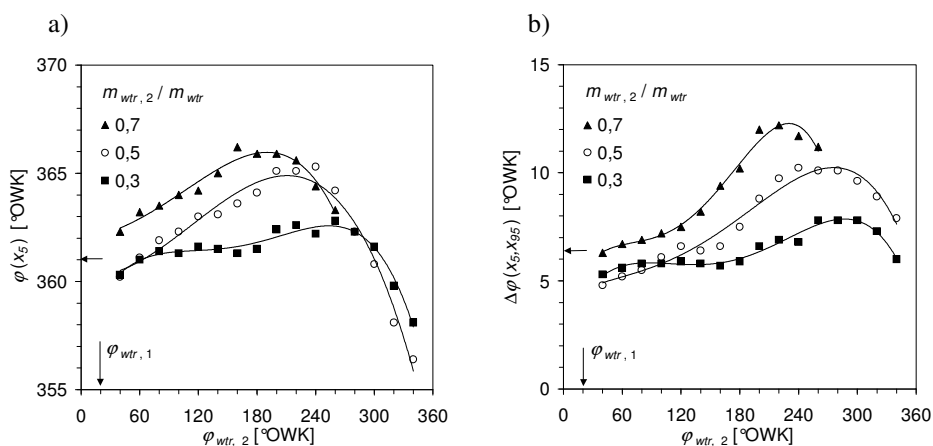
Rys. 8.9. Przebiegi ciśnienia w cylindrze (a), szybkości przejmowania ciepła przez czynnik roboczy (b) oraz natężenia promieniowania optycznego z komory spalania (c) przy wtrysku z podziałem dawki paliwa na dwie równe części; $\varphi_{wtr, 1} = 20$ °OWK. Przebiegi wartości przedstawiono dla kilku kątów początku wtrysku drugiej dawki paliwa

Badania przeprowadzono także przy zmiennych udziałach masowych paliwa wtryskiwanego w pierwszej i drugiej dawce. Na rysunku 8.10 przedstawiono charakterystyki regulacyjne kąta wypalenia 5% dawki paliwa oraz kąta spalania dla trzech różnych podziałów dawki. Paliwo podawane było do cylindra w dwóch jednakowych dawkach oraz przy podziale 30%/70% i 70%/30%.

Podobnie jak w przypadku pojedynczej dawki paliwa, opóźnianie wtrysku powoduje zwiększenie zwłoki samozapłonu (rys. 8.10 a) oraz wydłużenie spalania (rys. 8.10 b). Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, że wtrysk drugiej dawki paliwa po zamknięciu zaworu dolotowego, skutkuje znacznym przyspieszeniem zapłonu i skróceniem okresu

spalania. Krzywe szybkości wywiązywania się ciepła przedstawione na rysunku 8.9 b nie ukazują tego zjawiska, lecz jest to wynikiem niepowtarzalności kolejnych cykli roboczych silnika.

W przypadku, gdy tylko 30% masy paliwa podawane jest w drugiej dawce w zakresie od rozprężania spalin do końca procesu dolotu, kąt samozapłonu niemal nie zależy od kąta wtrysku i utrzymuje się na poziomie podobnym do wartości bazowej (przedstawionej na wykresie za pomocą strzałki na osi rzędnych). Zwiększanie udziału masy paliwa wtryskiwanego w drugiej dawce powoduje znaczące opóźnienie samozapłonu i wydłużenie spalania w miarę opóźniania wtrysku. Kąt wtrysku, przy którym obserwowane jest skrócenie zwłoki samozapłonu jest tym wcześniejszy, im większa jest porcja paliwa podawana w drugiej dawce.

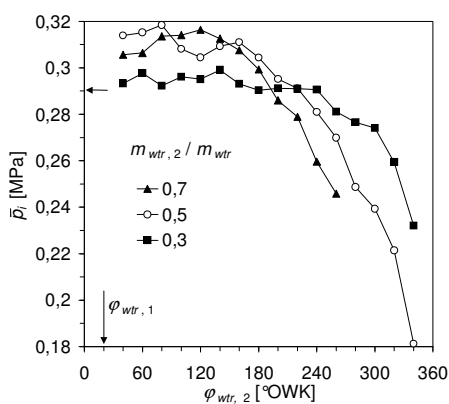


Rys. 8.10. Kąt wypalenia 5% dawki paliwa (a) oraz kąt spalania (b) w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr,1} = 20$ °OWK

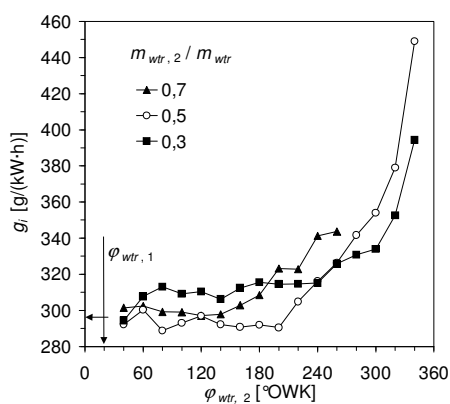
Proces przyspieszania samozapłonu przy opóźnianiu wtrysku paliwa jest skutkiem uwarstwienia ładunku. Niejednorodność mieszaniny w cylindrze powoduje występowanie lokalnych stref o podwyższonej temperaturze. Dzieje się tak, gdyż przemiana fazowa paliwa pochłania ciepło nierównomiernie w objętości komory spalania.

Obciążenie silnika i zużycie paliwa

Niezależnie od podziału masy paliwa, wtrysk w trakcie procesu sprężania powoduje spadek sprawności cieplnej silnika (rys. 8.12). Jest to częściowo związane z nadmiernym wyprzedzeniem zapłonu (rys. 8.10) oraz wzrostem niepowtarzalności cyklicznej procesu roboczego (rys. 8.13). Ponadto, zwiększona emisja tlenu węgla oraz węglowodorów (rys. 8.15) prowadzi do obniżenia sprawności spalania. Zmiana kąta wtrysku i podziału masy paliwa wpływa także na napełnienie cylindra i uzyskiwane wartości średniego ciśnienia indykowanego (rys. 8.11). W przypadku podawania 30% masy paliwa w drugiej dawce obciążenie silnika nie ulega zmianom przy wtrysku w trakcie rozprężania spalin oraz w trakcie dolotu. Przy uwarstwieniu ładunku zmniejszanie średniego ciśnienia indykowanego związane jest ze spadkiem sprawności cieplnej, wynikającym głównie ze spadku sprawności spalania. Chłodzący efekt wtrysku większej masy paliwa w czasie rozprężania spalin i w czasie dolotu poprawia współczynnik napełnienia oraz zwiększa obciążenie silnika (rys. 8.11). Natomiast przy podawaniu paliwa podczas sprężania zwiększanie dawki i opóźnianie początku wtrysku powoduje spadek sprawności cieplnej (rys. 8.12).



Rys. 8.11. Średnie ciśnienie indykowane w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr,1} = 20^\circ\text{OWK}$

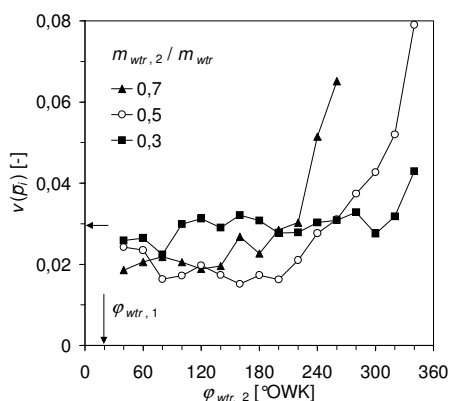


Rys. 8.12. Jednostkowe indykowane zużycie paliwa w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr,1} = 20^\circ\text{OWK}$

Najmniejsze wartości jednostkowego zużycia paliwa uzyskano przy podziale dawki na dwie równe części i wtrysku drugiej dawki w zakresie do końca procesu dolotu. Przy takim sterowaniu silnika średnie ciśnienie indykowane wynosiło około 0,3 MPa.

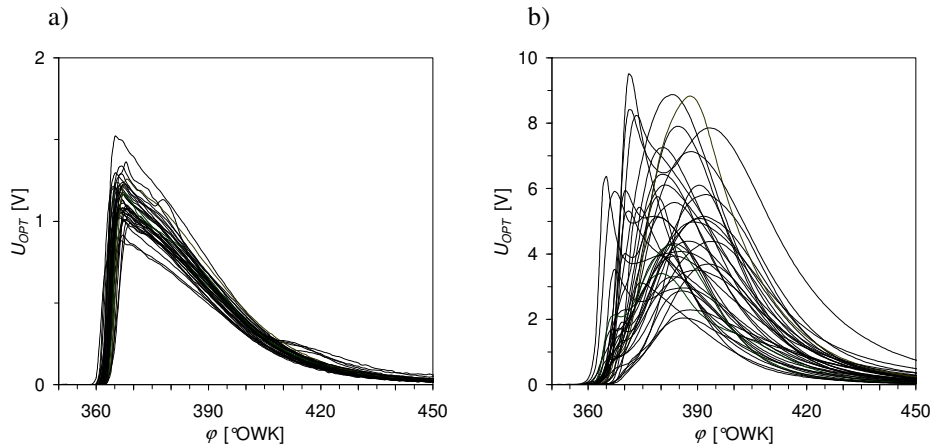
Zmienność cykliczna procesu roboczego

Największa powtarzalność kolejnych cykli roboczych (rys. 8.13) występuje przy sposobie wtrysku paliwa zapewniającym także największą sprawność cieplną (rys. 8.12). Przy równomiernym podziale oraz podawaniu większej części dawki paliwa w drugim wtrysku, współczynnik zmienności raptownie wzrasta przy kącie $\varphi_{wtr, 2} > 220$ °OWK. Zapewne ograniczenie opóźnienia początku wtrysku przy tym podziale dawki, objawiające się wzrostem niepowtarzalności cyklicznej, jest związane ze zbyt krótkim czasem na przygotowanie mieszanki w cylindrze. Spalanie ładunku uwarstwionego znacznie wzmacnia niepowtarzalność kolejnych cykli pracy silnika. Wynika to ze zmienności rozkładu paliwa w cylindrze [12, 77, 80] a także zmienności ruchu ładunku [31].



Rys. 8.13. Współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr, 1} = 20$ °OWK

Występowanie uwarstwienia ładunku oraz jego zmienność zidentyfikowano na podstawie pomiarów natężenia promieniowania optycznego z komory spalania. Przy wtrysku drugiej dawki paliwa 60 °OWK po GMP w trakcie rozprężania spalin emisja optyczna w funkcji kąta obrotu wału korbowego w kolejnych cyklach pracy silnika charakteryzuje się dużą powtarzalnością (rys. 8.14 a). Natomiast przy podawaniu drugiej dawki paliwa 60 °OWK przed GMP w czasie suwu sprężania występuje znaczna nierównomierność rozkładu paliwa w cylindrze. W większości cykli roboczych zauważalne są dwa etapy spalania (rys. 8.14 b). W pierwszej kolejności zapłonowi ulega część paliwa w przygotowanej mieszance homogenicznej. Następnie, z pewnym opóźnieniem, spalana jest część ładunku, która jest uwarstwiona. Warto także zauważyć, że przy spalaniu ładunku uwarstwionego występują znacznie większe natężenia emisji optycznej. Jest to związane z większą emisyjnością sadzy, która występuje w strefach koncentracji paliwa w przestrzeni roboczej.

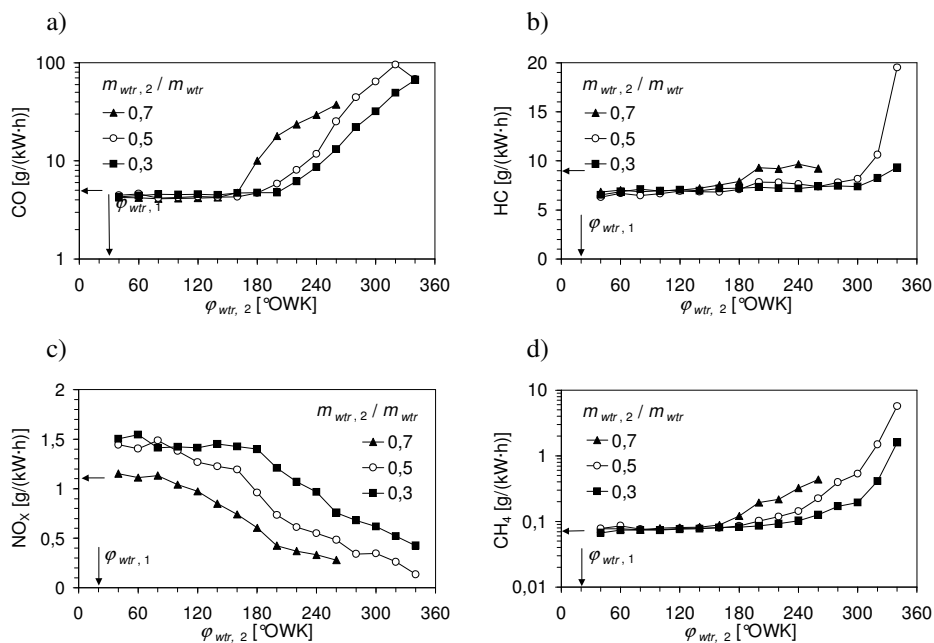


Rys. 8.14. Natężenie promieniowania optycznego z komory spalania przy dwóch kątach początku wtrysku drugiej dawki paliwa i równomiernym podziale masy paliwa pomiędzy dawki; a) $\varphi_{wtr,2} = 60$ °OWK, b) $\varphi_{wtr,2} = 300$ °OWK; $\varphi_{wtr,1} = 20$ °OWK

Emisja toksycznych składników spalin

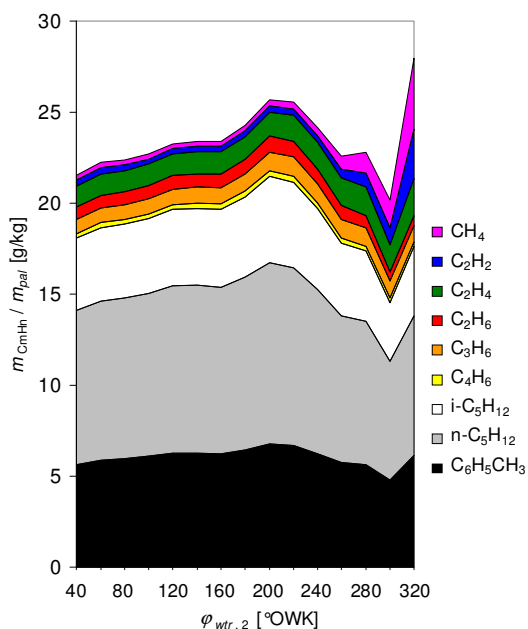
Na rysunku 8.15 przedstawiono emisję toksycznych składników spalin przy zmiennym kącie wtrysku drugiej dawki i zmiennych udziałach masowych paliwa podawanego 20 °OWK po GMP w czasie ujemnego współotwarcia zaworów oraz w dalszej części procesu rozprężania spalin, procesu dolotu i procesu sprężania. Jak już wspomniano, wzrost zużycia paliwa przy późnych kątach wtrysku drugiej dawki (rys. 8.12) w dużej mierze związany jest ze wzrostem emisji tlenku węgla i niespalonych węglowodorów.

Przy kątach wtrysku drugiej dawki od 40 °OWK do 160 °OWK stosunek podziału masy paliwa podawanego do cylindra nie wpływa na emisję CO, węglowodorów łącznie oraz CH₄. Przy późniejszych kątach występuje znaczny wzrost emisji CO oraz metanu, tym większy, im większa masa paliwa podawana jest z większym opóźnieniem. Temu zjawisku nie towarzyszy proporcjonalny wzrost emisji niespalonych węglowodorów łącznie (rys. 8.15 b). Wyjątek stanowią wyniki uzyskane przy kącie wtrysku $\varphi_{wtr,2} = 340$ °OWK, przy którym, na podstawie promieniowania optycznego z komory spalania (rys 8.9 c), zidentyfikowano występowanie spalania dyfuzyjnego. Należy również zauważyć, że przy tym sposobie tworzenia mieszanki wystąpił spadek emisji tlenku węgla w stosunku do wtrysku całej masy paliwa 20 °OWK po GMP, choć ze względu na zmniejszenie szybkości wywiązywania się ciepła w cylindrze wystąpiło także obniżenie temperatury.



Rys. 8.15. Jednostkowa indykowana emisja tlenku węgla (a), niespalonych węglowodorów (b), tlenków azotu (c) oraz metanu (d) w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr,1} = 20$ °OWK

W wyniku opóźnienia podawania paliwa do cylindra uzyskano radykalne obniżenie emisji tlenków azotu (rys. 8.15 c), przy czym emisja była tym mniejsza im większa część paliwa była podawana w późniejszym okresie. Najmniejsze uzyskane stężenia molowe tlenków azotu w spalinach były na poziomie 20 ppm. Ta zależność jest w sprzeczności z wynikami uzyskanymi przez innych badaczy. Urushihara i in. [136] oraz Yamaoka i in. [149] przeprowadzili podobne badania procesu tworzenia mieszanki, lecz paliwo podawane było w pojedynczej dawce. Na podstawie uzyskanych rezultatów stwierdzono, że wtrysk paliwa w suwie sprężania prowadzi do zwiększenia emisji tlenków azotu ze względu na uwarstwienie ładunku i pojawienie się w komorze spalania stref o wysokiej temperaturze. Jednakże we wspomnianych pracach badania prowadzono na nieco uboższych mieszankach paliwowo-powietrznych. Należy przypuszczać, że przy zastosowanym współczynniku nadmiaru powietrza uwarstwienie ładunku w cylindrze powoduje, że spalanie zachodzi w strefie lokalnie bogatej mieszanki, dodatkowo pozbawionej tlenu przez uprzedni proces spalania kinetycznego.



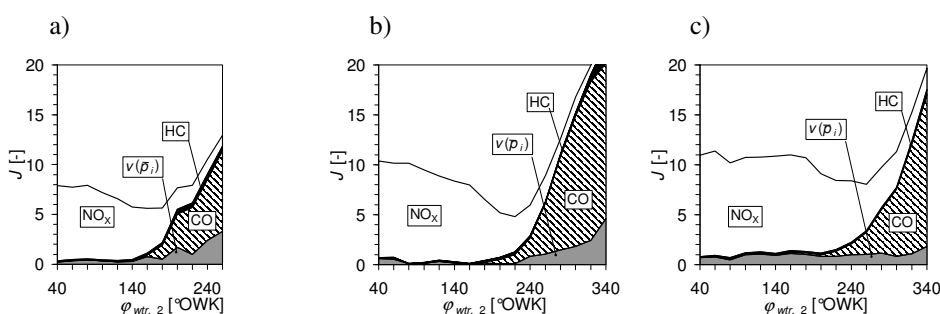
Rys. 8.16. Masa węglowodorów w spalinach w stosunku do masy paliwa wtrysniętego do cylindra w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr, 1} = 20$ °OWK. Masa wtryskiwanego paliwa podzielona była na dwie równe części

Wzrost emisji niespalonych węglowodorów stanowiący jest w znacznej części przez metan. Jego udział masowy w węglowodorach znajdujących się w spalinach bez reformowania paliwa stanowi jedynie około 2%, a w spalinach reformowanego paliwa stanowi od 6% do 11% (rozdział 6). Jest faktem, że udział masowy metanu w spalinach, przy spalaniu ładunku uwarstwionego, wzrasta około 2-krotnie szybciej niż zawartość węglowodorów tzw. niemetanowych. Spostrzeżenie to wynika z przeprowadzonych na tym samym silniku badań procesu tworzenia mieszanki przy inicjacji spalania za pomocą zapłonu iskrowego. W tym przypadku, opóźnienie wtrysku od chwili zamknięcia zaworu dolotowego do kąta $\varphi_{wtr, 2} = 300$ °OWK skutkuje jednak zmniejszaniem stopnia konwersji paliwa na niespalone węglowodory (rys. 8.16). Jednocześnie w tym samym zakresie stopień konwersji metanu wzrasta od 0,33 do 1,5 g/kg paliwa, co stanowi około 8% wszystkich węglowodorów. Wzrost emisji niespalonych węglowodorów wynika niemal wyłącznie ze wzrostu jednostkowego zużycia paliwa, która to wielkość w tym przypadku determinowana jest przez emisję CO, a w rezultacie przez spadek sprawności spalania. Przy dwuetapowym tworzeniu lekko ubogiej mieszanki paliwowo-powietrznej późniejsze podawanie drugiej dawki paliwa powoduje obniżenie emisji węglowodorów ze względu na zmniejszanie się wpływu tzw. efektu przyściennego. Jednocześnie występuje silny wzrost emisji tlenku węgla. Zależność ta jest typowa dla silników o zapłonie iskrowym [148] jak i dla silników CAI [83].

Aby jednoznacznie ocenić wpływ podziału dawki paliwa na emisję toksycznych składników spalin z cylindra posłużono się funkcją jakości opisującą sumaryczne zmiany emisji oraz powtarzalności kolejnych cykli pracy silnika w następującej postaci:

$$J = \left(\frac{v(\bar{p}_i)}{v(\bar{p}_i)^*} - 1 \right) + \left(\frac{\text{CO}}{\text{CO}^*} - 1 \right) + \left(\frac{\text{HC}}{\text{HC}^*} - 1 \right) + \left(\frac{\text{NO}_x}{\text{NO}_x^*} - 1 \right) \quad (8.1)$$

Podobną funkcję w swoich badaniach procesu wtrysku w silniku zasilanym olejem napędowym wykorzystali Martin i in. [82]. Wartości w licznikach są to emisje jednostkowe poszczególnych składników spalin oraz współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego, natomiast w mianownikach znajdują się wartości odniesienia. Jako wartości odniesienia w badaniach przyjęto minimalne emisje i współczynnik zmienności uzyskane w trakcie realizacji eksperymentów. Wartości te wynosiły: $v(\bar{p}_i)^* = 0,0152$, a emisje jednostkowe CO – 4,12 g/(kW·h), HC – 6,29 g/(kW·h) i NO_x – 0,135 g/(kW·h). Udziału jednostkowego zużycia paliwa nie uwzględniono w funkcji jakości, ponieważ jego względne zmiany były niewielkie i składnik ten byłby zawsze znacznie mniejszy niż pozostałe.



Rys. 8.17. Wartości funkcji jakości obliczonej na podstawie równania 8.1 w zależności od kąta początku wtrysku drugiej dawki dla trzech udziałów masowych paliwa podawanego w drugiej dawce; a) $m_{wtr,2}/m_{wtr} = 0,7$, b) $m_{wtr,2}/m_{wtr} = 0,5$, c) $m_{wtr,2}/m_{wtr} = 0,3$; $\phi_{wtr,1} = 20$ °OWK

Ze względu na znaczny zakres zmian wartości, największe udziały w funkcji jakości (rys. 8.17) ma emisja tlenku węgla oraz tlenków azotu. Należy jednak pamiętać, że przy współpracy silnika z trójfunkcyjnym reaktorem katalitycznym, przy lekko ubogich mieszankach, skuteczność utleniania tlenku węgla przekracza 90%, stąd nawet znaczne zwiększenie emisji tego składnika z cylindra nie wiązałoby się z obniżeniem własności ekologicznych silnika. W badaniach Martina i in. [82] wartość odniesienia wynosiła aż 19,4 g/(kW·h), przy założeniu spełnienia przez silnik wyposażony w trójfunkcyjny reaktor katalityczny amerykańskiej normy obowiązującej w 2010 roku. Najistotniejszy

z punktu widzenia emisji spalin jest składnik związany z tlenkami azotu, gdyż w tym przypadku emisję z cylindra należy traktować jako końcową. Przy wtrysku 70% masy paliwa w drugiej dawce wartość funkcji jakości nie ulega większym zmianom (rys. 8.17 a). Generalnie, zmniejszaniu emisji tlenków azotu towarzyszy wzrost emisji tlenku węgla, przy czym wyraźny wzrost emisji CO rozpoczyna się przy wtrysku jeszcze w trakcie trwania procesu dolotu. Natomiast przy podziale dawki paliwa na równe części emisja tlenku węgla utrzymuje się na zadowalająco małym poziomie aż do początku suwu sprężania, czyli kąta wtrysku 220 °OWK. W tym zakresie funkcja jakości przyjmuje najmniejszą wartość, jak również uzyskiwana jest najbardziej powtarzalna praca silnika (rys. 8.17 b). Zmniejszenie udziału masowego drugiej dawki paliwa do 30% nie wywołuje znacznego obniżenia emisji tlenku węgla, jak również nie przesuwają minimum sumarycznej funkcji jakości w kierunku późniejszych kątów wtrysku.

Wyniki przeprowadzonej analizy pozwalają stwierdzić, że najlepsze rezultaty w zakresie redukcji toksycznych składników spalin osiągane są przy podziale dawki paliwa na dwie równe części i rozpoczynaniu wtrysku drugiej dawki tuż po zamknięciu zaworu dolotowego. Taka strategia wtrysku zapewnia osiągnięcie niemal trzykrotnej redukcji emisji tlenków azotu w porównaniu z wartościami uzyskiwanymi przy wtrysku drugiej dawki paliwa 40 °OWK po GMP podczas rozprężania spalin. Towarzyszy temu zwiększenie jednostkowego zużycia paliwa o około 3%. Wadą tej strategii tworzenia mieszanki jest jednak duża wrażliwość na kąt początku wtrysku. Nadmierne wyprzedzenie wtrysku prowadzi do znacznego wzrostu emisji tlenków azotu, natomiast opóźnienie skutkuje raptownym wzrostem emisji CO, jednostkowego zużycia paliwa oraz zwiększeniem niepowtarzalności kolejnych cykli pracy silnika.

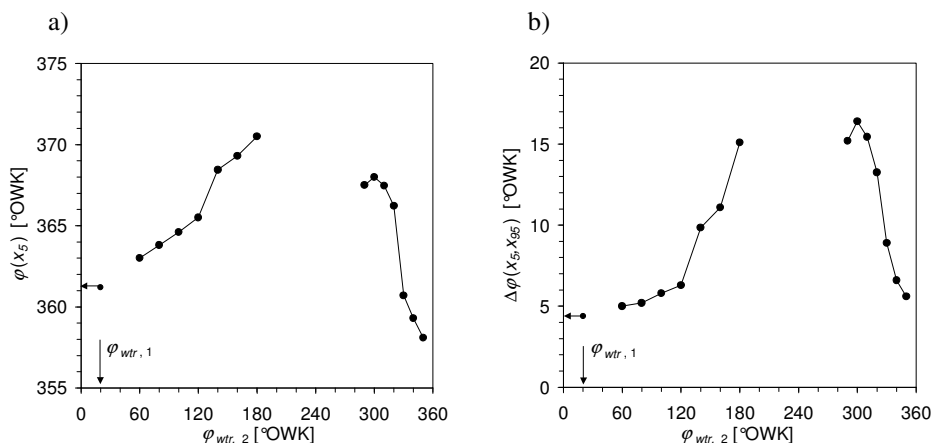
8.4.3. Wyniki badań uzyskane przy tworzeniu mieszanki stechiometrycznej

Przy najmniejszym stosowanym kącie ujemnego współotwarcia zaworów ($\varphi_{VWZ} = 157$ °OWK) oraz tworzeniu mieszanki stechiometrycznej pierwsza dawka paliwa wtryskiwana była 20 °OWK po GMP w trakcie rozprężania spalin, a druga przy zmiennym kącie. Przedstawione wyniki dotyczą podziału masy paliwa na dwie równe części. Warunki pracy silnika przedstawiono w tabeli 8.2. W poprzednim podrozdziale udowodniono, że przy tworzeniu mieszanki nie zawierającej reformowanego paliwa taki podział daje najlepszy efekt w zakresie redukcji emisji tlenków azotu oraz zużycia paliwa. Wykonano także pomiary przy zmiennych udziałach masowych, lecz zaobserwowano spadek sprawności cieplnej silnika. W tym przypadku okazało się, że paliwo nie może być podawane w początkowej fazie suwu sprężania, gdyż w tym zakresie występowało tzw. wypadanie zapłonów.

Przebieg spalania

Podobnie jak przy mniejszym obciążeniu i lekko ubogiej mieszance paliwowo-powietrznej (podrozdział 8.4.2), wraz z opóźnieniem kąta wtrysku drugiej dawki paliwa w okresie ujemnego współotwarcia zaworów oraz w suwie dolotu, wzrasta zwłoka samozapłonu oraz kąt spalania (rys. 8.18). Należy jednak zauważyć, że obie wartości charakteryzujące przebieg procesu spalania w tym przypadku wzrastają znacznie szybciej niż miało to miejsce przy mniejszym obciążeniu (rys. 8.10). Wtrysk drugiej dawki paliwa po DMP podczas procesu dolotu nie pozwala na realizację kontrolowanego samozapłonu.

Biorąc pod uwagę fakt, że opóźnienie spalania zwiększa temperaturę spalin i zmniejsza stopień ich recyrkulacji, w tym zakresie ilość spalin zatrzymywanych w cylindrze mogła się okazać zbyt mała do inicjacji spalania. Przy podawaniu całej dawki paliwa przy kącie 20°OWK współczynnik recyrkulacji spalin wynosił 0,38, natomiast przy podziale dawki wartość ta spadła do 0,35. Jednocześnie następował niewielki wzrost współczynnika napełnienia cylindra.

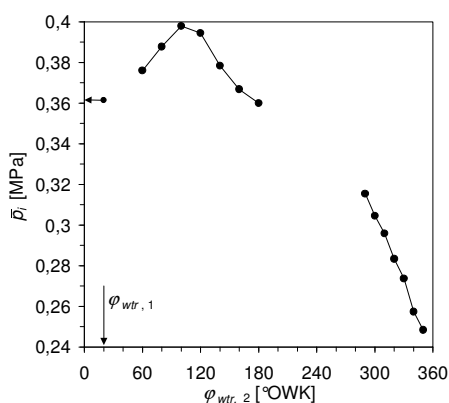


Rys. 8.18. Kąt wypalenia 5% dawki paliwa (a) oraz kąt spalania (b) w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr,1} = 20^\circ\text{OWK}$

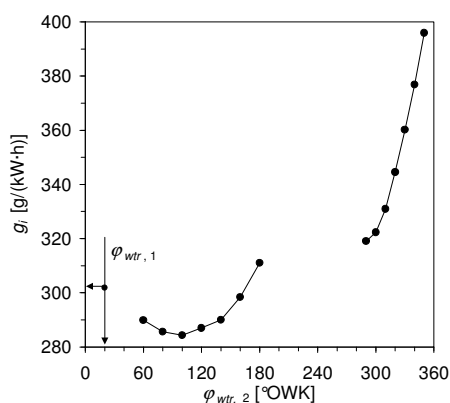
Podawanie paliwa w trakcie procesu sprężania zmniejsza zwłokę samozapłonu, i w tym zakresie kąta wtrysku praca silnika ponownie staje się możliwa. Wraz z opóźnieniem wtrysku paliwa spalanie bardzo przyspiesza. Należy pamiętać, że wzbogacanie mieszanki ($\lambda < 1,05$) opóźnia chwilę samozapłonu (rozdział 7), lecz częściowe uwarstwienie ładunku skutkuje tym, że w komorze spalania występują strefy o lokalnie uboższej mieszance, i to właśnie w tych obszarach może dochodzić do zapłonu najwcześniej.

Obciążenie silnika i zużycie paliwa

Dzięki spowolnieniu procesu spalania przez opóźnienie wtrysku drugiej dawki paliwa osiągnięto znaczny wzrost sprawności cieplnej silnika. Przy podawaniu paliwa 20 °OWK po GMP, g_i wynosiło 302 g/(kW·h). Podział dawki i wtrysk pozostałej części 100 °OWK po GMP pozwolił na zredukowanie zużycia paliwa do 285 g/(kW·h) (rys. 8.20). Jednocześnie, także częściowo na skutek zwiększenia współczynnika napełnienia, średnie ciśnienie indykowane wzrosło od 0,36 MPa do wartości 0,4 MPa (rys. 8.19). Wzrost masy powietrza w cylindrze wynikał z chłodzącego działania wtrysku paliwa do cylindra.



Rys. 8.19. Średnie ciśnienie indykowane w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr,1} = 20$ °OWK



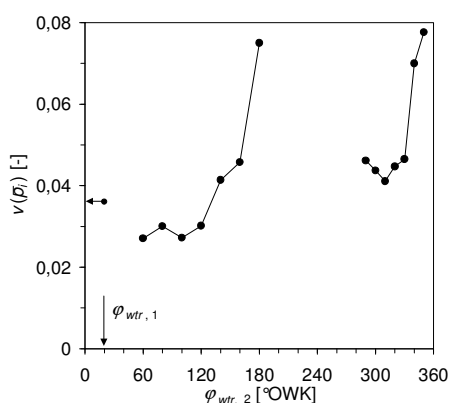
Rys. 8.20. Jednostkowe indykowane zużycie paliwa w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr,1} = 20$ °OWK

Przy wtrysku paliwa w późniejszej fazie dolotu oraz przy tworzeniu mieszanki częściowo uwarstwionej następował znaczny wzrost zużycia paliwa. Dla kątów $\varphi_{wtr,2}$ pomiędzy 100 °OWK a 180 °OWK jest to skutkiem wzrostu niepowtarzalności cyklicznej, natomiast w późniejszym okresie dominującym czynnikiem jest spadek sprawności spalania.

Zmienność cykliczna procesu roboczego

Przy podziale dawki paliwa, w zakresie, w którym występuje minimum zużycia paliwa uzyskano współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego na poziomie 3% (rys. 8.21). Wraz z opóźnianiem zwłoki samozapłonu, przy wtrysku paliwa w trakcie dolotu wskaźnik ten szybko wzrasta. Przy tworzeniu mieszanki uwarstwionej na wskaźnik zmienności dodatkowo ma wpływ niepowtarzalność rozkładu paliwa

w cylindrze. Można przypuszczać, że niejednorodność ładunku przy mieszance stechiometrycznej powoduje znaczną zmienność cykliczną sprawności spalania.



Rys. 8.21. Współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa;
 $\varphi_{wtr,1} = 20$ °OWK

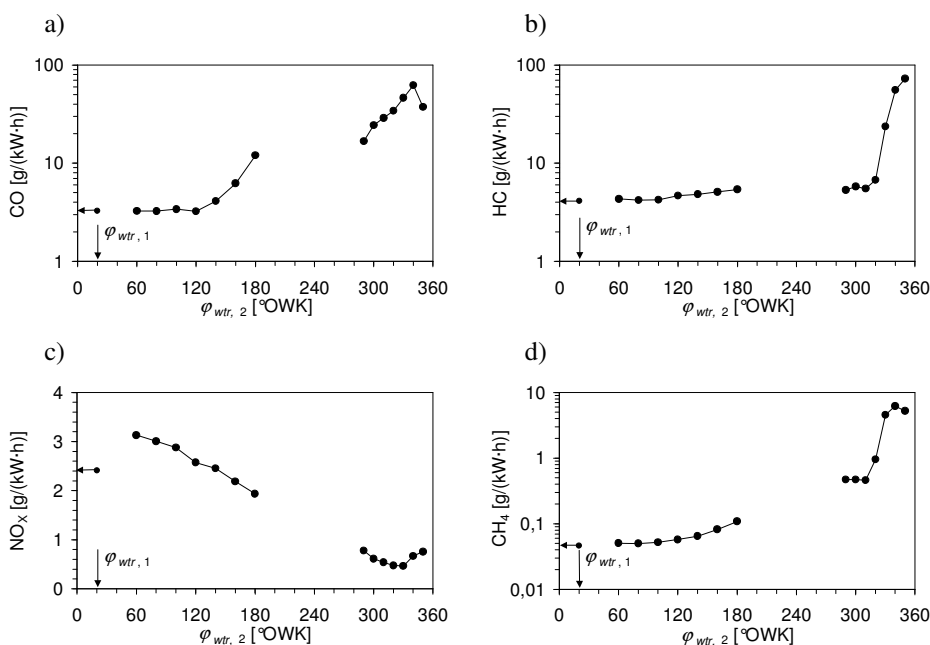
Emisja toksycznych składników spalin

Podobnie jak to ma miejsce w przypadku średniego obciążenia silnika, w pewnym zakresie kąta wtrysku drugiej dawki paliwa nie ulega zmianie emisja tlenku węgla (rys. 8.22 a). Przy takim obciążeniu silnika uzyskiwane są najmniejsze wartości emisji na poziomie 3,3 g/(kW·h). Należy jednak zauważyć, że ten zakres kąta wtrysku jest znacznie mniejszy i kończy się w początkowej fazie procesu dolotu. Pomimo iż silnik był zasilany mieszanką stechiometryczną, maksymalna wartość emisji CO (uzyskana przy $\varphi_{wtr,2} = 340$ °OWK) jest o 30% mniejsza niż w przypadku większego współotwarcia zaworów i mieszanki lekko ubogiej (rys. 8.15 a).

Wzrost emisji niespalonych węglowodorów (rys. 8.22 b), a szczególnie metanu (rys. 8.22 d), jest wyraźny już przy kątach wtrysku powyżej 100 °OWK. Przy wtrysku paliwa w pobliżu GMP w trakcie suwu sprężania emisja HC raptownie wzrasta do poziomu 70 g/(kW·h), a emisja metanu osiąga ponad 6 g/(kW·h).

Przy wtrysku całej dawki paliwa 20 °OWK po GMP w trakcie rozprężania spalin uzyskano mniejsze emisje tlenków azotu niż przy podziale dawki i kątach $\varphi_{wtr,2}$ w zakresie rozprężania spalin. Wynika to z faktu, że podział dawki paliwa skutkuje zwiększeniem napełnienia cylindra, co wywołuje wzrost temperatury w komorze spalania, niezależnie od uzyskiwanego spowolnienia wywiązywania się ciepła. Ponadto, podczas wykonywania charakterystyki regulacyjnej, ze względu na niebezpieczeństwo niepełnego spalania, współczynnik nadmiaru powietrza λ utrzymywany był w zakresie od 1 do 1,02 (w układzie sterowania silnika badawczego czas wtrysku nie był regulowany

w zamkniętej pętli sprzężenia zwrotnego). Stąd – w rzeczywistości – w spalanej mieszance występował niewielki nadmiar tlenu, który mógł być przyczyną nieco większej emisji NO_x .



Rys. 8.22. Jednostkowa indykowana emisja tlenku węgla (a), niespalonych węglowodorów (b), tlenków azotu (c) oraz metanu (d) w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr,1} = 20$ °OWK

Niemniej jednak, celem sterowania wtryskiem paliwa, w tym zakresie pracy silnika jest zwiększenie sprawności cieplnej. Przy współpracy silnika z trójfunkcyjnym reaktorem katalitycznym, przy maksymalnym osiągalnym obciążeniu silnika, powinien być utrzymywany stechiometryczny skład mieszanki paliwowo-powietrznej. Umożliwia to uzyskanie wysokiej sprawności redukcji tlenków azotu. Przy kącie wtrysku drugiej dawki paliwa wynoszącym 100 °OWK (przy organizacji tworzenia mieszanki zapewniającej minimalne zużycie paliwa) emisja NO_x jest na zadowalającym poziomie. Stężenie molarne tego składnika wynosiło 740 ppm. Najistotniejsze w tym przypadku jest rozszerzenie zakresu pracy silnika (zwiększenie średniego ciśnienia indykowanego), a ten postulat został spełniony.

8.4.4. Wyniki badań uzyskane przy tworzeniu ubogiej mieszanki zawierającej reformowane paliwo

Badania strategii sterowania wtryskiem paliwa w celu utworzenia mieszanki zawierającej częściowo reformowane paliwo przeprowadzono przy takich samych nastawach układu rozrządu jak badania na mieszance lekko ubogiej ($\lambda = 1,1$). Kąt ujemnego współotwarcia zaworów wynosił 165 °OWK, a współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,25$. Warunki pracy silnika oraz wartości odniesienia, uzyskane przy pojedynczej dawce paliwa wtryskiwanej 40 °OWK przed GMP w trakcie sprężania spalin przedstawiono w tabeli 8.2. Poziomy odniesienia zaznaczono dodatkowo na wykresach za pomocą strzałek wskazujących poszczególne wartości na osi rzędnych.

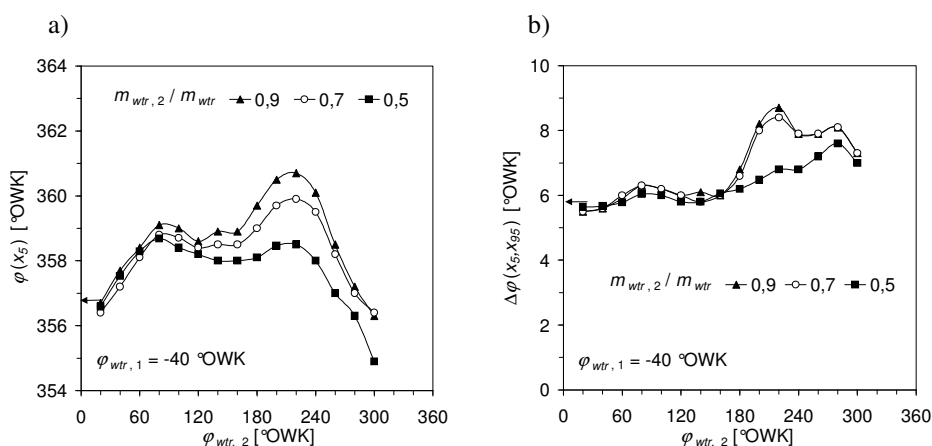
Pierwsza część dawki paliwa wtryskiwana była 40 °OWK przed GMP w trakcie sprężania spalin (jest to kąt wtrysku, przy którym obserwowany jest największy skutek reformowania w postaci przyspieszenia zapłonu). Kolejną porcję paliwa podawano do cylindra przy zmiennym kącie wynoszącym od 20 do 300 °OWK.

Ponieważ reformowanie paliwa skutkuje spadkiem sprawności cieplnej wynikającym z wywiązywania się ciepła w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów, przy tej strategii tworzenia mieszanki zastosowano inne podziały dawki. Aby ograniczyć utlenianie w czasie rekompresji spalin należało zminimalizować udział masowy paliwa reformowanego. Udziały masowe paliwa wtryskiwanego przed i po GMP wynosiły odpowiednio 10%/90%, 30%/70% oraz po 50%. Obniżenie udziału dawki paliwa podawanej w pierwszym wtrysku nie jest możliwe ze względu na dynamiczne własności wtryskiwacza. Dawkowanie małych ilości paliwa przy bardzo krótkich czasach wtrysku jest nieprecyzyjne.

Przebieg spalania

Na rysunku 8.23 przedstawiono charakterystyki regulacyjne kąta samozapłonu oraz kąta spalania dla trzech stosowanych podziałów dawki paliwa. Przy większych udziałach masowych paliwa podawanego w drugiej dawce opóźnianie początku wtrysku do chwili otwarcia zaworu dolotowego ($\varphi_{OD} = 85$ °OWK) opóźnia kąt zapłonu o około 2 °OWK. Jednakże, w przeciwieństwie do obserwacji poczynionych przy tworzeniu mieszanki homogenicznej bez reformowania paliwa, dalsze opóźnianie kąta wtrysku powoduje skrócenie zwłoki samozapłonu. Ponowne zwiększenie zwłoki samozapłonu następuje dopiero przy podawaniu paliwa przed zamknięciem zaworu dolotowego. Opóźnienie to jest tym większe im większa masa paliwa podawana jest w drugiej dawce. Zjawisko to może być skutkiem ruchu ładunku w cylindrze związanego z procesem dolotu. Podobna zależność ma miejsce w przypadku kąta spalania (rys. 8.23 b), lecz przy równych udziałach

łach masowych występuje ono w minimalnym stopniu. Zmiany tej wielkości charakteryzującej przebieg spalania są znacznie mniejsze niż przy braku reformowania paliwa.



Rys. 8.23. Kąt wypalenia 5% dawki paliwa (a) oraz kąt spalania (b) w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr,1} = -40$ °OWK

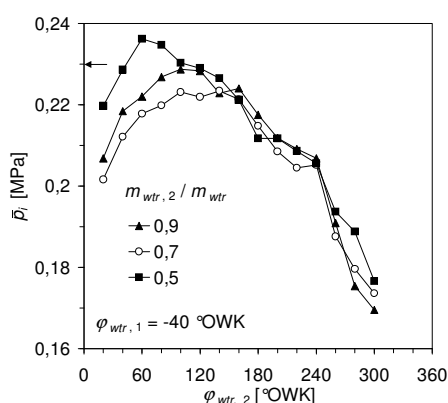
Wtrysk w trakcie procesu sprężania wiąże się z ponownym przyspieszeniem samozapłonu, przy czym przy najmniejszej masie paliwa podawanej w tym okresie, skutek jest największy. Jest to sytuacja odwrotna do tej, jaka miała miejsce przy braku reformowania paliwa.

Analizując przebieg spalania, należy stwierdzić, że nawet minimalna ilość reformowanego paliwa zapewnia przyspieszenie zapłonu mieszanki. Warto jednak zauważyć, że przy mniejszych ilościach paliwa wtryskiwanego w trakcie sprężania spalin wzrasta ekwiwalentny współczynnik nadmiaru powietrza λ_r (współczynnik ten został zdefiniowany w rozdziale 6). W związku z tym, możliwe jest, że pomimo mniejszej ilości paliwa wzrasta stopień jego reformowania, ze względu na nadmiar tlenu w mieszaninie. Generalnie, skutek reformowania w większym stopniu zależy od ilości utleniacza niż ilości paliwa w mieszaninie.

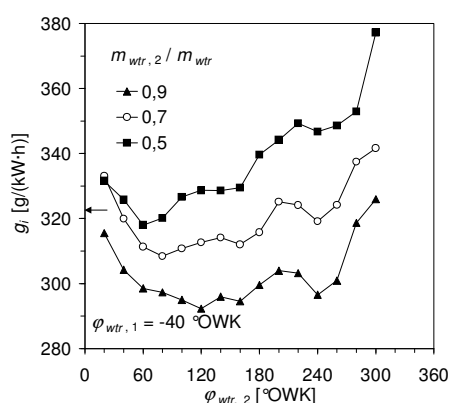
Obciążenie silnika i zużycie paliwa

Kąt początku wtrysku paliwa (w czasie rozprężania spalin oraz w początkowej fazie dolotu) oraz stosunek podziału dawki silnie wpływają na napełnienie cylindra, co skutkuje zmiennością średniego ciśnienia indykowanego (rys. 8.24). Zmiany ilości powietrza napływającej do cylindra wynikają z wywiązywania się ciepła w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów oraz chłodzącego efektu przemiany fazowej paliwa. Stosunek

podziału dawki paliwa w znacznym stopniu wpływa na jego zużycie jednostkowe (rys. 8.25). Im mniejsza jest masa reformowanego paliwa, tym większa jest sprawność cieplna silnika. Należy jednak zauważyć, że w okresie ujemnego współotwarcia zaworów praca indykowana ma dodatnie wartości, które nie zależą w znacznym stopniu od podziału dawki (rys. 8.26). Przy większej pierwszej dawce paliwa, większe jest pochłanianie energii czynnika roboczego w procesie reformowania, większa część paliwa musi także ulegać utlenianiu, generując przy tym niewielkie ilości pracy, ze względu na mały stopień rozprężania.



Rys. 8.24. Średnie ciśnienie indykowane w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr,1} = -40$ °OWK

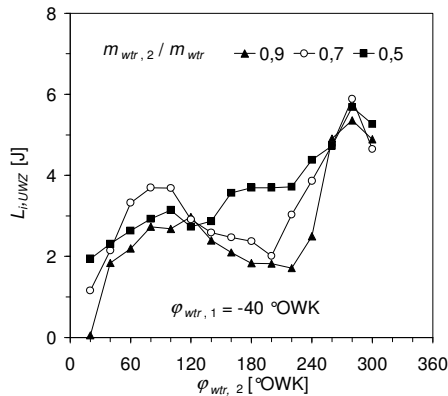


Rys. 8.25. Jednostkowe indykowane zużycie paliwa w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr,1} = -40$ °OWK

Wzrost sprawności przy opóźnieniu kąta wtrysku drugiej dawki do chwili otwarcia zaworu dolotowego związany jest z opóźnieniem samozapłonu. W całym zakresie kąta wtrysku drugiej dawki paliwa, przy największym jej udziale masowym (90%), osiągnęte jest najmniejsze zużycie paliwa. W zasadzie, wtrysk drugiej dawki w zakresie od kąta 60 °OWK do 160 °OWK zapewnia minimalizację zużycia paliwa. W tym przypadku osiągnięto znaczną poprawę sprawności cieplnej silnika. Jednostkowe zużycie paliwa przy wtrysku w pojedynczej dawce wynosiło 322 g/(kW·h). Zmniejszenie ilości reformowanego paliwa do 10% pozwoliło na obniżenie jego zużycia do poziomu 295 g/(kW·h).

Dla wszystkich trzech rozdziałów masy paliwa sprawność cieplna spada, jeżeli wtrysk występuje pod koniec suwu dolotu, lecz przy kącie $\varphi_{wtr,2} = 240$ °OWK znajduje się lokalne minimum. Należy zauważyć, że przy tworzeniu mieszanki nieco bogatszej ($\lambda = 1,1$) bez reformowania paliwa znacznie wcześniej występuje raptowny wzrost zuży-

cia paliwa przy opóźnieniu wtrysku drugiej dawki (rys. 8.12). W obu przypadkach jest to związane ze spadkiem sprawności spalania wynikającym ze wzrostu emisji CO.

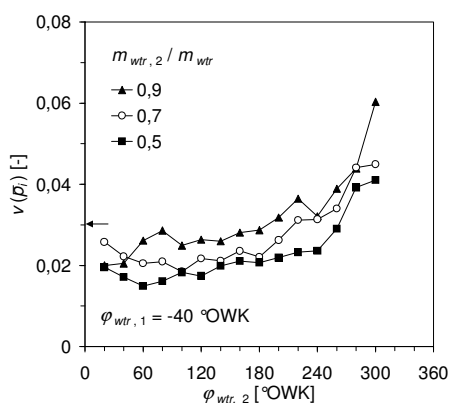


Rys. 8.26. Praca indykowana ujemnego współotwarcia zaworów w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr, 1} = -40$ °OWK

Niezależnie od podziału dawki paliwa praca indykowana w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów jest dodatnia (rys. 8.26). Przy kącie początku wtrysku 20 °OWK po GMP w trakcie rozprężania spalin praca jest tym mniejsza im większa masa paliwa wtryskiwana jest w drugiej dawce. Wynika to z chłodzącego efektu przemiany fazowej. Opóźnianie wtrysku drugiej dawki powoduje zwiększanie pracy indykowanej, ponieważ nie cała masa paliwa odparuje przed otwarciem zaworu dolotowego. Przy wtrysku 70% masy paliwa w zakresie kąta $\varphi_{wtr, 2}$ od 60 do 100 °OWK ilości wydzielonego ciepła za znacznie większe niż przy dwóch pozostałych podziałach dawki. Obserwowane zjawisko tłumaczy spadek średniego ciśnienia indykowanego w tym zakresie. Wzrost temperatury i ciśnienia przed otwarciem zaworu dolotowego i w początkowej fazie procesu dolotu obniża napelnienie cylindra. Jeżeli druga dawka paliwa podawana jest w trakcie suwu dolotu następuje zmniejszenie pracy indykowanej, jednakże tylko przy większych udziałach masowych paliwa. Przy dalszym opóźnieniu wtrysku drugiej dawki w dalszym następuje wzrost ilości ciepła wywiązanego w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów. Jest to związane z większą zawartością tlenu w spalinach, gdyż w tym zakresie znacznie wzrasta emisja CO (rys. 8.28 a). Generalnie ilość ciepła, jaka wywiązuje się w czasie ujemnego współotwarcia zaworów nie zależy od masy paliwa wtrysniętego przed GMP, lecz od dostępnej ilości utleniacza.

Zmienność cykliczna procesu roboczego

Największa powtarzalność kolejnych cykli roboczych, wyrażona współczynnikiem zmienności średniego ciśnienia indykowanego, występuje przy równym podziale paliwa (rys. 8.27). Należy jednak zauważyć, że w zakresie, w którym występuje najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa (rys. 8.25), podział dawki pozwolił na poprawę zmienności cyklicznej w stosunku do podawania całej dawki w trakcie sprężania spalin (rys. 8.7).



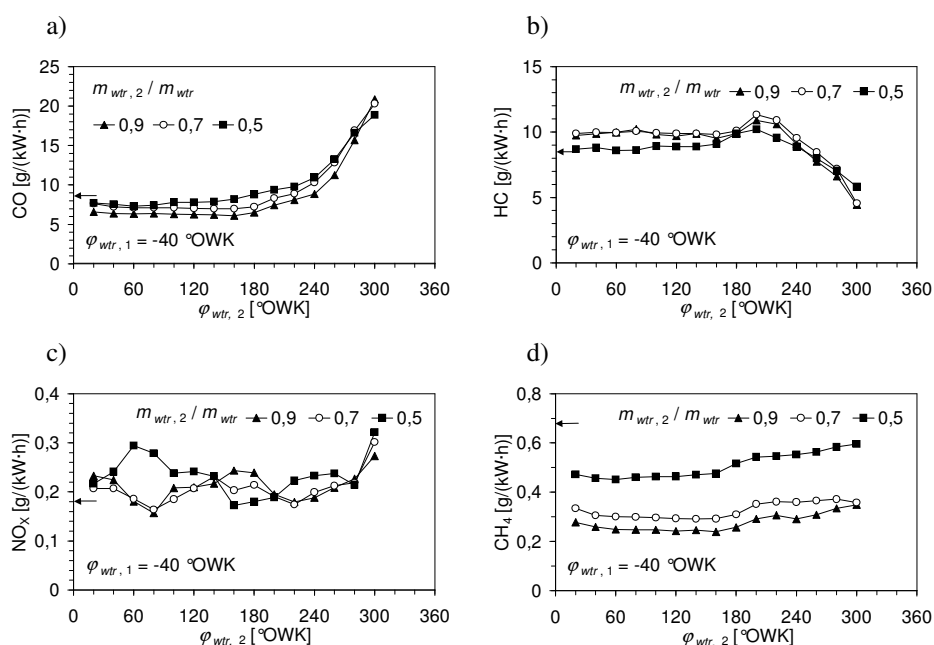
Rys. 8.27. Współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr,1} = -40$ °OWK

Wraz z opóźnianiem kąta wtrysku współczynnik zmienności łagodnie wzrasta. Raptowny wzrost następuje przy kącie $\varphi_{wtr,2} = 240$ °OWK, powyżej którego odnotowywany jest także znaczny spadek sprawności cieplnej silnika (rys. 8.25).

Emisja toksycznych składników spalin

Zmniejszenie udziału masowego reformowanego paliwa, przy wczesnych kątach wtrysku drugiej dawki, powoduje obniżenie emisji tlenku węgla (rys. 8.28 a). Należy pamiętać, że reformowanie wywołuje wzrost emisji tego składnika. W analizowanym punkcie pracy, emisja CO wzrosła na skutek reformowania o ponad 2 g/(kW·h). Zwiększa się ona także wraz z ilością recyrkulowanych spalin w stosunku do masy wtrysniętego paliwa (podrozdział 7.4). Sugeruje to znaczny wpływ ekwiwalentnego współczynnika nadmiaru powietrza w mieszaninie spalin i paliwa na stopień reformowania. W zakresie, w którym uzyskano najmniejsze zużycie paliwa znacznie zredukowano emisję tlenku węgla. Wynosiła ona 6 g/(kW·h), co jest względnie małą wartością przy niskich temperaturach występujących w cylindrze w trakcie procesu spalania (maksymalna temperatura w cylindrze uśredniona dla wszystkich punktów pomiarowych w eksperymencie nie przekraczała 1400 K).

W zakresie emisji niespalonych węglowodorów łącznie (rys. 8.28 b), efekt podziału dawki paliwa przy kątach wtrysku drugiej dawki do 180 °OWK jest odwrotny do emisji CO. Przy jednakowych udziałach masowych emisja HC jest tylko nieznacznie większa niż przy reformowaniu całej porcji paliwa. Zmniejszenie masy reformowanego paliwa powoduje wzrost emisji do około 10 g/(kW·h) w całym wspomnianym zakresie. Wtrysk paliwa po zamknięciu zaworu dolotowego skutkuje obniżeniem emisji HC. Przy bogatszych mieszankach tworzonych bez udziału reformowanego paliwa w tym zakresie emisja wzrasta. Obserwowana relacja pomiędzy emisją tlenku węgla oraz niespalonych węglowodorów jest typowa dla silników o zapłonie iskrowym z tworzeniem mieszanki w cylindrze [148].



Rys. 8.28. Jednostkowa indykowana emisja tlenku węgla (a), niespalonych węglowodorów (b), tlenków azotu (c) oraz metanu (d) w funkcji kąta początku wtrysku drugiej dawki paliwa; $\varphi_{wtr,1} = -40$ °OWK

Kąt wtrysku drugiej dawki w niewielkim stopniu wpływa na emisję metanu (rys. 8.28 d). W zakresie $\varphi_{wtr,2}$ do 20 do 160 °OWK stopień konwersji paliwa na CH₄ nie ulega zmianom. Natomiast zmniejszenie ilości reformowanego paliwa pozwala na radykalne obniżenie zawartości tego składnika w spalinach. Stopień konwersji w przypadku równego podziału dawki wynosi 1,4 g/kg paliwa. Kiedy reformowane jest tylko 10%

dawki paliwa wartość ta wynosi 0,8 g/kg paliwa. We wszystkich przypadkach wtrysk po 240 °OWK powoduje wzrost konwersji metanu o około 0,2 g/kg paliwa. Przy reformowaniu 10% masy paliwa emisja metanu była na poziomie 0,25 g/(kW·h), podczas gdy podawanie całej dawki paliwa podczas sprężania spalin skutkowało emisją tego składnika równą 0,68 g/(kW·h) (jest to wartość porównywalna z planowanym limitem emisji dla silników zasilanych gazem naturalnym po 2014 roku). Uzyskana emisja metanu jest jednak dwukrotnie wyższa niż przy braku reformowania paliwa (podrozdział 7.4).

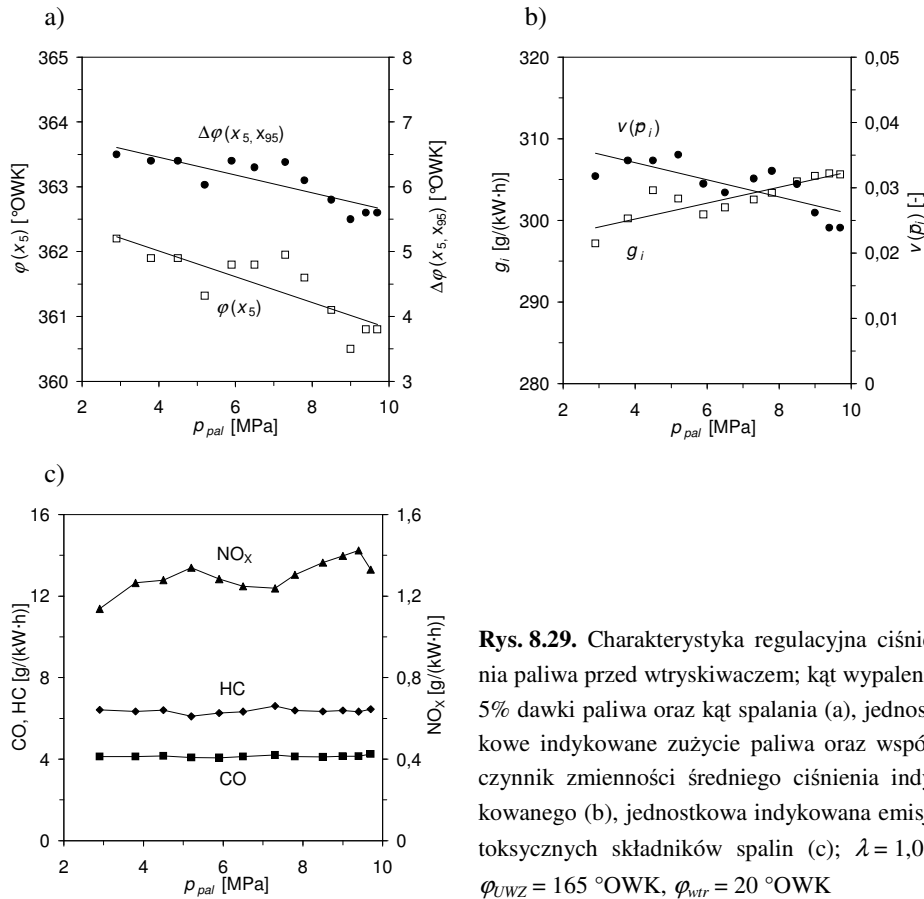
Kąt wtrysku drugiej dawki oraz ilość reformowanego paliwa nie wpływają na emisję tlenków azotu (rys. 8.28 c), których stężenie molowe wynosiło około 30 ppm. Niewielkie zmiany emisji NO_x są skutkiem wahań ilości recyrkulowanych spalin. Zwiększenie emisji przy najpóźniejszym kącie wtrysku wynika ze wzrostu jednostkowego zużycia paliwa.

8.5. Badania przy zmiennym ciśnieniu paliwa

Badania przy zmiennym ciśnieniu paliwa przeprowadzono przy prędkości obrotowej silnika 1500 obr/min i otwarciu przepustnicy wynoszącym 50%. Współczynnik napełnienia cylindra wynosił 0,34, współczynnik recyrkulacji spalin 0,45, a współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1,08$. Paliwo wtryskiwane było do cylindra w pojedynczej dawce, a kąt początku wtrysku wynosił 20 °OWK. Kąt ujemnego współotwarcia zaworów wynosił 165 °OWK.

W miarę zwiększania ciśnienia przed wtryskiwaczem nieznacznie wzrasta jednostkowe zużycie paliwa (rys. 8.29 b), natomiast maleje niepowtarzalność kolejnych cykli pracy silnika. Spadek sprawności cieplnej przy większym ciśnieniu paliwa wynika ze zbyt wczesnego początku spalania (rys. 8.29 a). Obniżenie ciśnienia zwiększa czas „życia” kropeł i opóźnia proces tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej. Ciśnienie paliwa praktycznie nie wywiera wpływu na emisję niespalonych węglowodorów oraz tlenku węgla, natomiast emisja tlenków azotu nieznacznie zmniejsza się przy spowalnianiu procesu spalania (rys. 8.29 c). Zmiany wywołane ciśnieniem paliwa są niewielkie, a korzystne skutki związane z opóźnieniem procesu spalania mogłyby być osiągnięte poprzez zmianę kąta początku wtrysku.

W tym przypadku, pomijalny wpływ ciśnienia wtrysku na przebieg procesu spalania i emisję toksycznych składników spalin, ma pozytywne znaczenie. Przy pracy silnika z niewielkimi obciążeniami, kiedy wymagane są małe czasy wtrysku, można zwiększyć precyzję dawkowania paliwa przez obniżenie ciśnienia i wydłużenie czasu wtrysku (największa udział w niepowtarzalności dawkowania paliwa ma zwłoka otwarcia i zwłoka zamknięcia wtryskiwacza). W szczególności jest to istotne przy podziale dawki paliwa, gdzie wymagane jest stosowanie krótkich czasów otwarcia wtryskiwacza.

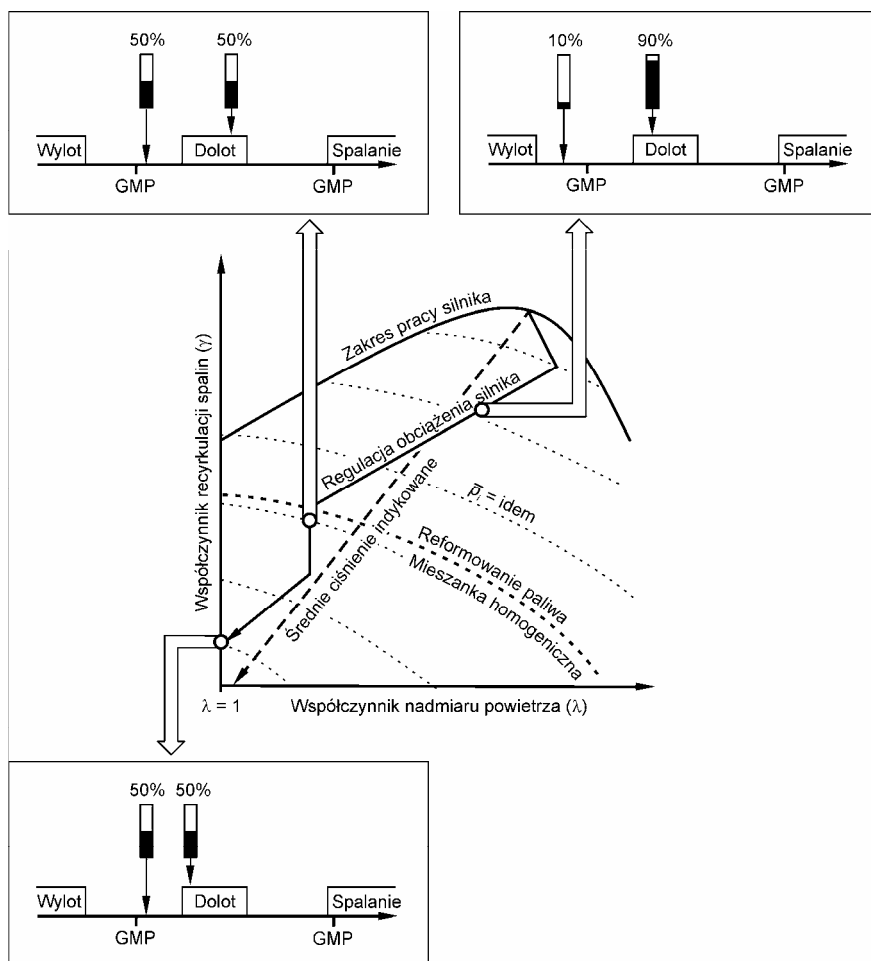


Rys. 8.29. Charakterystyka regulacyjna ciśnienia paliwa przed wtryskiwaczem; kąt wypalenia 5% dawki paliwa oraz kąt spalania (a), jednostkowe indykowane zużycie paliwa oraz współczynnik zmienności średniego ciśnienia indykowanego (b), jednostkowa indykowana emisja toksycznych składników spalin (c); $\lambda = 1,08$, $\varphi_{UWZ} = 165$ °OWK, $\varphi_{WTR} = 20$ °OWK

8.6. Zalecenia dotyczące sposobu sterowania kątem początku wtrysku paliwa

Mając na uwadze wyznaczone cele, w zależności od obciążenia silnika (podrozdział 8.2), przeprowadzone badania pozwalają na określenie sposobu sterowania bezpośrednim wtryskiem paliwa. Zadaniem, jakie należało wykonać, było opóźnienie chwili samozapłonu oraz zmniejszenie szybkości wywiązywania się ciepła. W przypadku, gdy konieczne jest reformowanie paliwa należało zmniejszyć stopień jego utlenienia w czasie ujemnego współotwarcia zaworów. Biorąc pod uwagę znaczny wpływ sposobu tworzenia mieszanki na powyższe parametry, dobór strategii sterowania procesem tworzenia mieszanki jest najbardziej efektywnym narzędziem do sterowania przebiegiem procesu spalania. Z uwagi na ograniczony zakres regulacji kąta wtrysku w pojedynczej dawce (zwilżanie tłoka przez strugę paliwa i nadmierny wzrost niepewtarzalności przy opóź-

nionych kątach wtrysku), w każdym punkcie pracy korzystne jest stosowanie podziału dawki paliwa. Na rysunku 8.30 przedstawiono schematycznie sposób sterowania podziałem dawki paliwa przy zmiennym obciążeniu silnika.



Rys. 8.30. Sposób regulacji obciążenia oraz sterowania wtryskiem paliwa w silniku pracującym w trybie kontrolowanego samozapłonu

Przy dużych obciążeniach, gdzie reformowanie paliwa nie jest pożądane, najlepsze rezultaty osiągnięto przy podziale dawki paliwa na dwie równe części. W tym przypadku, ze względu na powtarzalność pracy silnika, pierwszą dawkę paliwa należy wtryskiwać przy kącie obrotu wału korbowego 20° OWK po GMP w trakcie rozprężania spalin (tak przygotowana mieszanka wykazuje największą skłonność do samozapłonu). W celu

opóźnienia chwili zapłonu i wydłużenia procesu spalania (co sprzyja zarówno redukcji emisji tlenków azotu jak i podnosi sprawność cieplną silnika), druga dawka powinna być podawana w trakcie procesu dolotu.

Aby uzyskać jak największe obciążenie silnika, przy wciąż znacznej ilości recyrkulowanych wewnętrznie spalin, mieszanka paliwowo-powietrzna powinna być stechiometryczna. Dzięki temu do cylindra wprowadzana jest maksymalna ilość paliwa, a zwiększona emisja tlenków azotu nie stanowi ograniczenia ze względu na osiąganą w tym zakresie wysoką sprawność redukcji trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin. Głównym problemem jest natomiast szybkość narastania ciśnienia i wynikające z tego obciążenia mechaniczne i cieplne oraz hałas towarzyszący pracy silnika. W tym przypadku minimalizacja jednostkowego zużycia paliwa występuje, jeżeli druga dawka paliwa podawana jest w początkowej fazie dolotu.

Pamiętając o tym, że podczas pracy silnika w trybie kontrolowanego samozapłonu łączna masa powietrza i spalin w cylindrze niemal się nie zmienia, obniżanie obciążenia silnika musi odbywać się przez jednoczesne zmiany współczynnika nadmiaru powietrza i współczynnika recyrkulacji spalin. W zakresie małych kątów ujemnego współotwarcia zaworów zakres regulacji składu mieszanki nie jest znaczący, lecz nawet niewielki wzrost współczynnika nadmiaru powietrza wiąże się ze wzrostem ilości recyrkulowanych wewnętrznie spalin. W związku z tym ilość energii doprowadzonej wraz z paliwem do cylindra maleje szybciej niż wynika to z wartości samego współczynnika nadmiaru powietrza. Jeżeli regulacja obciążenia silnika wymaga zwiększenia ilości recyrkulowanych spalin (zwiększenia kąta ujemnego współotwarcia zaworów) i tworzenia mieszanki lekko ubogiej, druga dawka paliwa powinna być wtryskiwana pod koniec procesu dolotu. Jak wynika z przeprowadzonej analizy, według kryterium minimalizacji emisji toksycznych składników spalin korzystniej byłoby wtryskiwać paliwo w początkowej fazie sprężania, lecz związane jest to ze wzrostem jego zużycia (w konsekwencji ulega także obniżeniu średnie ciśnienie indykowane). Aby osiągnąć żądane obciążenie silnika, paliwo należy podawać przed zamknięciem zaworu dolotowego. W zasadzie, wtrysk powinien się odbywać przed wystąpieniem przepływów zwrotnych. Przy zbliżaniu kąta wtrysku do zamknięcia zaworu dolotowego zaobserwowano znaczny wzrost zużycia paliwa i niepowtarzalności cyklicznej procesu roboczego, co może być związane ze zwiększeniem się ilości paliwa przepływającego do kanału dolotowego w początkowej fazie suwu sprężania.

Przy małych obciążeniach silnika (uboga mieszanka paliwowo-powietrzna) konieczne jest wykorzystanie reformowania paliwa w cylindrze silnika. Jak wcześniej zauważono, w zakresie kąta wtrysku, w którym uzyskiwany jest największy skutek reformowania spada sprawność cieplna silnika. W tym przypadku sposób podziału dawki paliwa powinien ulec zmianie, ponieważ uzyskiwane rezultaty są tym lepsze, im mniej-

sza masa paliwa wtryskiwana jest w okresie sprężania spalin. Określenie optymalnego stosunku podziału dawki jest trudne, ponieważ ze względu na dynamiczne własności wtryskiwacza podawanie małych porcji paliwa wiąże się z utratą precyzji dawkowania. W tym przypadku należy kierować się także praktycznymi względami związanymi z możliwością realizacji procesu wtrysku paliwa do cylindra silnika. Obniżenie ciśnienia przed wtryskiwaczem może dać pewien efekt, lecz ograniczony, ponieważ masa wtryskiwanego paliwa maleje wraz z pierwiastkiem kwadratowym różnicy ciśnień. Największą sprawność silnika uzyskano przy reformowaniu 10% masy paliwa i podawaniu pozostałej jego części w początkowej fazie procesu dolotu.

9. Podsumowanie

Poznanie zjawisk zachodzących w cylindrze silnika o kontrolowanym samozapłonie oraz sterowanie przebiegiem procesu spalania stanowi ogromne wyzwanie dla badaczy. Prace nad zagadnieniami związanymi ze sterowaniem procesem roboczym silnika CAI podejmowane są w wielu wiodących ośrodkach naukowo-badawczych na całym świecie. Choć w ostatnich latach jest to niezwykle popularna tematyka, dostarczanie oryginalnych wyników badań eksperymentalnych oraz ich szczegółowa analiza pozwala na pogłębienie wiedzy i przybliżyć praktyczne zastosowanie tego nowatorskiego systemu spalania.

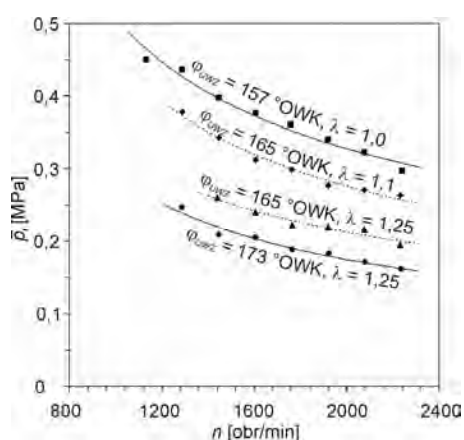
W rozprawie przedstawiono najważniejsze zagadnienia związane z organizacją procesu roboczego w benzynowym silniku o kontrolowanym samozapłonie z wewnętrzną recyrkulacją spalin. Badania przeprowadzono na unikatowym stanowisku umożliwiającym realizację eksperymentów przy różnorodnych kombinacjach parametrów regulacyjnych silnika. Zastosowany system spalania (ujemne współotwarcie zaworów i bezpośredni wtrysk paliwa) jest obecnie najdoskonalszym sposobem realizacji kontrolowanego samozapłonu.

Niniejsze studium oparte zostało o rezultaty badań eksperymentalnych. Do analizy uzyskanych wyników wykorzystano także modelowanie procesów związanych z wymianą ładunku. Takie połączenie analizy termodynamicznej z modelowaniem pozwoliło na dokonanie opisu zjawisk, które odpowiadają za stabilną i powtarzalną pracę silnika. Proponowana kombinacja pomiarów i modelu fizycznego mogłaby być także wykorzystana do sterowania silnika w zamkniętej pętli sprzężenia zwrotnego.

Na podstawie przeprowadzonej analizy parametrycznej czynników wpływających na przebieg procesu spalania, sprawność cieplną oraz emisję toksycznych składników spalin, określono sposób sterowania fazami rozrządu oraz sposób tworzenia mieszanki w cylindrze. Dalsze udoskonalenie systemu spalania było możliwe dzięki zastosowaniu podziału dawki wtryskiwanego paliwa. Przeanalizowanie wielu wariantów sterowania

wtryskiem doprowadziło do wskazania strategii sterowania odpowiednich dla poszczególnych warunków pracy.

Opracowane procedury sterowania przebiegiem procesu roboczego zostały zastosowane podczas badań zrealizowanych w warunkach zmiennej prędkości obrotowej i obciążenia silnika. Na rysunku 9.1 przedstawiono zakres pracy silnika w trybie kontrolowanego samozapłonu. W każdym punkcie pracy dokonywano niewielkich korekt kąta początku wtrysku i podziału dawki paliwa, aby przy określonej jego masie w cylindrze uzyskać maksymalną wartość średniego ciśnienia indykowanego.

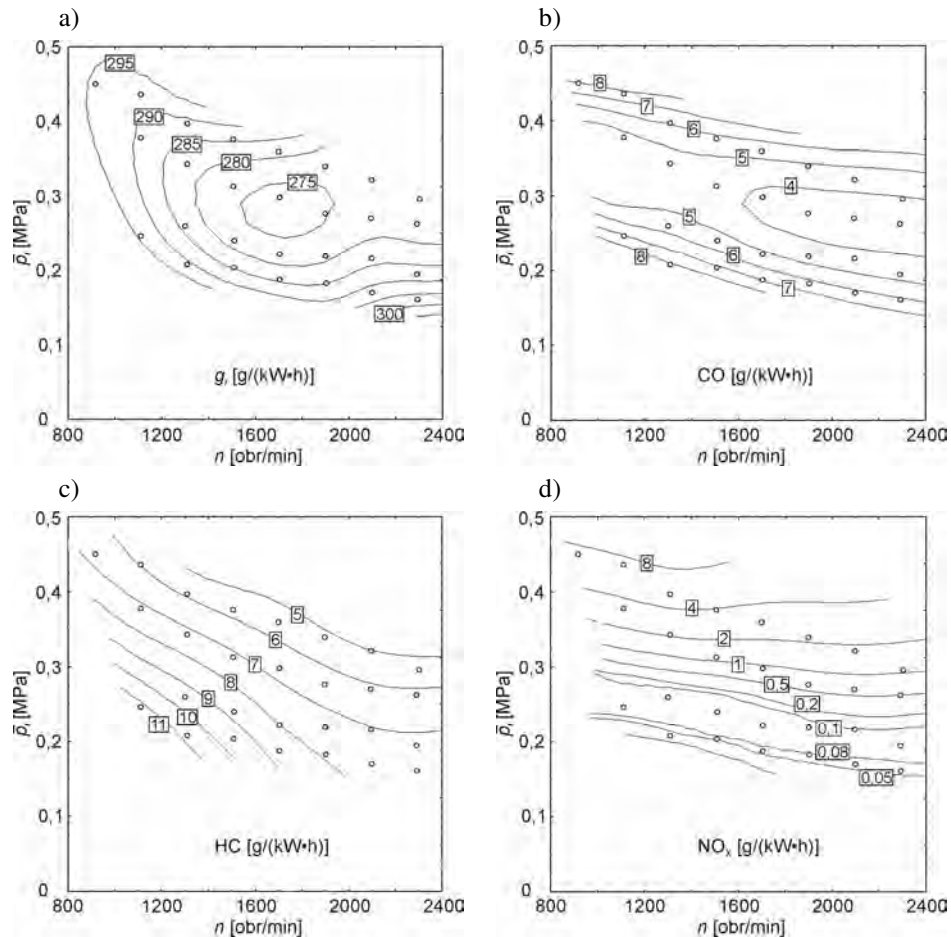


Rys. 9.1. Średnie ciśnienie indykowane przy zmiennej prędkości obrotowej dla trzech sposobów sterowania silnika; mieszanka stechiometryczna, mieszanka lekko uboga, mieszanka uboga zawierająca reformowane paliwo

W efekcie uzyskano wysoką sprawność cieplną silnika, nawet w zakresie małych obciążeń. Najmniejsze wartości jednostkowego indykowanego zużycia paliwa występują przy średnich obciążeniach i prędkościach obrotowych w analizowanym zakresie pracy (rys. 9.2 a). Przy małych prędkościach obrotowych zmniejszenie sprawności wynika ze wzrastających strat ciepłych, natomiast przy większych prędkościach sprawność spada na skutek wzrastających strat pompowania.

Biorąc pod uwagę względnie niskie wartości temperatury w cylindrze (przy małych obciążeniach) uzyskano zadowalająco małą emisję tlenku węgla (rys. 9.2 b) oraz akceptowalne wartości emisji niespalonych węglowodorów (rys. 9.2 c). Należy przy tym podkreślić, że dzięki zmniejszeniu ilości reformowanego paliwa znacznie ograniczono emisję metanu. Zgodnie z oczekiwaniami uzyskano radykalną redukcję emisji tlenków azotu (rys. 9.2 d). Przy największym, osiągalnym obciążeniu silnika emisja NO_x jest tylko o połowę mniejsza w stosunku do emisji silników o zapłonie iskrowym z recyrkulacją spalin. Należy jednak pamiętać, że w tym zakresie mieszanka była stechiometryczna i ten składnik spalin byłby zredukowany w trójfunkcyjnym reaktorze katalitycznym.

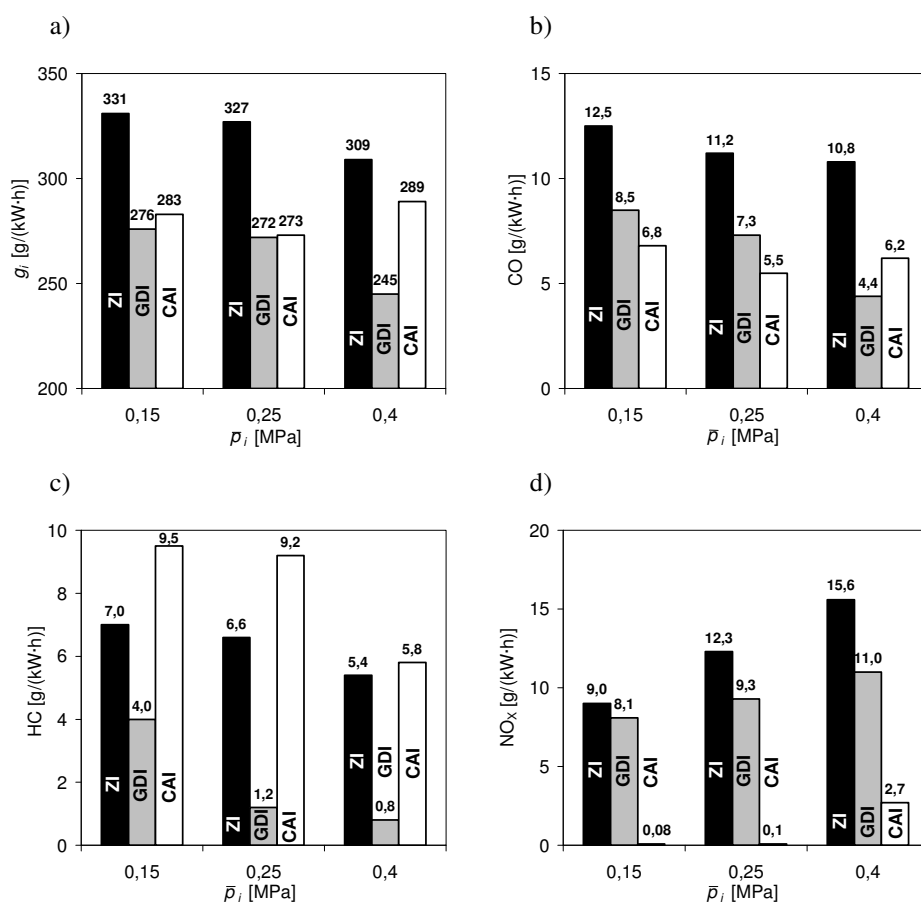
Natomiast przy małych obciążeniach emisja NO_x z cylindra jest znacznie mniejsza niż emisje silników ZI wyposażonych w reaktory katalityczne.



Rys. 9.2. Charakterystyka uniwersalna silnika pracującego w trybie kontrolowanego samozapłonu; a) jednostkowe indykowane zużycie paliwa oraz jednostkowe indykowane emisje; b) tlenku węgla, c) niespalonych węglowodorów, d) tlenków azotu

Aby dokonać oceny uzyskanych wyników na tle własności silnika o zapłonie iskrowym, przeprowadzono również badania emisji spalin i zużycia paliwa na nowoczesnym silniku BMW typu N43B20. Ma on takie same wymiary komory spalania (średnica i skok tłoka) jak silnik badawczy SB 3.5 i zbliżony stopień sprężania ($\varepsilon = 12$). Paliwo dostarczane jest przez wysokociśnieniowy układ bezpośredniego wtrysku do cylindra z piezoelektrycznymi wtryskiwaczami. Mieszanka tworzona jest za pomocą strugi wtry-

skiwanego paliwa (ang. *spray-guided*). Inny obiekt badań porównawczych wybrano, ponieważ usytuowanie świecy zapłonowej w silniku badawczym SB 3.5 nie pozwalało na znaczne uwarstwienie ładunku, więc nie można na nim uzyskać sprawności i emisji spalin osiągalnych w najnowocześniejszych systemach spalania. Ponadto, odniesienie zużycia paliwa i emisji badawczego silnika CAI do silnika seryjnego, stosowanego w pojazdach spełniających normę Euro V pozwala na obiektywną, a nie porównawczą ocenę uzyskanych rezultatów.



Rys. 9.3. Porównanie jednostkowego indykowanego zużycia paliwa (a) oraz jednostkowej indykowanej emisji tlenku węgla (b), niespalonych węglowodorów (c) i tlenków azotu (d) dla trzech różnych systemów spalania przy prędkości obrotowej 1500 obr/min. Badania systemu spalania CAI przeprowadzono na silniku badawczym SB 3.5. Badania przy zapłonie iskrowym przeprowadzono na silniku BMW N43B20

Silnik N43B20 pracował przy fabrycznych nastawach układu sterowania w dwóch trybach pracy: z tworzeniem mieszanki stechiometrycznej i homogenicznej (wtrysk paliwa odbywał się w czasie suwu dolotu) oraz z tworzeniem ładunku uwarstwionego (wtrysk paliwa odbywał się w końcowej fazie suwu sprężania) i zewnętrznej recyrkulacji spalin. Dla uproszczenia zapisu, na rysunku 9.3 nazwano je odpowiednio ZI i GDI.

Przy mniejszych obciążeniach, w systemie spalania CAI, uzyskano podobne wartości sprawności cieplnej jak w silniku o zapłonie iskrowym spalającym ładunek uwarstwiony (rys. 9.3 a). W porównaniu ze spalaniem ładunku homogenicznego uzyskano redukcję zużycia paliwa o około 15%. Przy średnim ciśnieniu indykowanym wynoszącym 0,4 MPa, w którym silnik N43B20 osiąga największą sprawność cieplną, jednostkowe indykowane zużycie paliwa było jednak znacznie wyższe przy samozapłonie, choć w dalszym ciągu występowała poprawa w porównaniu do zapłonu iskrowego mieszanki homogenicznej. Należy tutaj zauważyć, że niemal wszyscy autorzy, przedstawiając wyniki badań porównawczych, jako wartości odniesienia wykorzystują rezultaty osiągnięte przy spalaniu mieszanki homogenicznej.

W przeciwieństwie do informacji wynikających z analizy literatury, emisja tlenu węgla z cylindra silnika CAI przy małych obciążeniach była znacznie mniejsza niż w przypadku silnika N43B20, niezależnie od trybu pracy (rys. 9.3 b). Przy większym obciążeniu zapłon iskrowy mieszanki heterogenicznej skutkował mniejszą emisją CO niż samozapłon mieszanki jednorodnej. W przypadku silnika N43B20 współczynnik nadmiaru powietrza λ wynosił 2,4, natomiast w przypadku CAI spalana była mieszanka stechiometryczna. W porównaniu do trybu pracy ZI (mieszanka stechiometryczna) osiągnięto znaczną redukcję emisji tego składnika.

W silniku badawczym, w przypadku wszystkich trzech analizowanych obciążeń, wystąpił znaczący wzrost zawartości niespalonych węglowodorów (rys. 9.3 c). Należy jednak podkreślić, że komora spalania oraz sposób usytuowania wtryskiwacza nie zostały zoptymalizowane pod kątem minimalizacji emisji węglowodorów. Konstrukcja wynikała ze względów praktycznych.

Przy małych obciążeniach zastosowanie kontrolowanego samozapłonu umożliwiło zmniejszenie emisji tlenków azotu o 99% w porównaniu do silnika odniesienia (rys. 9.3 d). Emisja silnika CAI jednak bardzo szybko wzrasta, wraz ze zwiększaniem obciążenia, ze względu na malejący współczynnik rozrzedzenia ładunku. Pomimo to, przy średnim ciśnieniu indykowanym wynoszącym 0,4 MPa emisja NO_x była 4-krotnie mniejsza niż w silniku N43B20 spalającym ładunek uwarstwiony. Nie ma to jednak wpływu na emisję końcową, gdyż przy mieszance stechiometrycznej uzyskuje się wysoką sprawność trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego spalin.

Najważniejsze wnioski wynikające z realizacji niniejszej pracy można sformułować w następujący sposób:

1. Benzynowy silnik z wewnętrzną recyrkulacją spalin może pracować w trybie kontrolowanego samozapłonu bez konieczności sterowania przebiegiem procesu wywiązywania się ciepła w zamkniętej pętli sprężenia zwrotnego. Dostrzeżone zależności pomiędzy współczynnikiem napełnienia, współczynnikiem wewnętrznej recyrkulacji spalin oraz temperaturą spalin stanowią mechanizm samoregulacji, zapewniający właściwy przebieg krzywych sprężania. Dzięki temu, niezależnie od obciążenia silnika, samozapłon zawsze występuje w pobliżu górnego zwrotnego położenia tłoka.
2. W zakresie małych obciążeń sprawność cieplna silnika jest większa przy rozrzedzaniu ładunku powietrzem niż recyrkulowanymi spalinami. W związku z tym konieczne jest zastosowanie reformowania paliwa w cylindrze przez wtrysk w czasie sprężania spalin, aby umożliwić spalanie ubogich mieszanek paliwowo-powietrznych. Reformowanie benzyny przy znacznej ilości tlenu w spalinach obniża sprawność cieplną silnika ze względu na utlenianie paliwa. Zaobserwowano jednak, że skutek reformowania przy jednakowej ilości tlenu, w pewnych granicach, nie zależy od ilości paliwa podanego do cylindra w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów. W związku z tym należy minimalizować ilość paliwa, która ma ulec reformowaniu.
3. Reformowanie paliwa w cylindrze zmienia jego skład frakcyjny. W wyniku tego procesu w komorze spalania powstają znaczne ilości metanu, węglowodorów nienasyconych o krótkich łańcuchach oraz aldehydów. Ponadto, zwiększenie udziału masyowego węgla w węglowodorach i aldehydach w reformowanym paliwie sugeruje, że występuje także pewna ilość wolnego wodoru. Zwiększanie się zawartości prostych węglowodorów w spalinach odbywa się kosztem stężenia n-pentanu, izopentanu, a także węglowodorów aromatycznych. Skład frakcyjny węglowodorów w spalinach reformowanego paliwa jest zbliżony do składu paliwa przed spalaniem, stąd możliwa jest ocena stopnia reformowania na podstawie analizy spalin.
4. W całym osiągalnym zakresie obciążeń, ze względu na emisję tlenków azotu oraz hałas i drgania towarzyszące pracy silnika, korzystne jest obniżenie szybkości wywiązywania się ciepła. Narzędziem, które umożliwia zmniejszenie szybkości spalania jest sterowanie kątem wtrysku paliwa. Jednakże przy wtrysku paliwa w pojedynczej dawce paliwo można podawać jedynie w okresie ujemnego współotwarcia zaworów. Wtrysk pojedynczej dawki paliwa w trakcie dolotu skutkuje nadmiernym wzrostem niepewności cyklicznej procesu roboczego. Podział dawki paliwa pozwala na opóźnienie wtrysku drugiej części dawki, która może kontrolować szybkość wywiązywania się ciepła. Sposób podziału dawki paliwa zapew-

niający minimalizację zużycia paliwa i emisji toksycznych składników spalin zależy od obciążenia. Przy największych osiągalnych obciążeniach, kiedy wymagane jest tworzenie mieszanki stechiometrycznej, wtrysk paliwa powinien odbywać się w dwóch jednakowych dawkach. Pierwsza porcja paliwa podawana jest w początkowej fazie rozprężania spalin, a druga w początkowej fazie dolotu. Przy średnich obciążeniach najlepsze rezultaty osiągnięto także przy równomiernym podziale dawki paliwa. Kąt wtrysku pierwszej dawki jest niezmienny, a druga powinna zostać opóźniona do końcowej fazy dolotu. Przy najmniejszych obciążeniach 10% masy paliwa należy wtryskiwać w trakcie sprężania spalin, aby uzyskać reformowanie, natomiast pozostałe 90% w początkowej fazie dolotu.

5. Dzięki zwróceniu uwagi na cykliczne fluktuacje procesu roboczego stwierdzono, że w przeciwieństwie do silników o zapłonie iskrowym, mają one charakter deterministyczny. Mechanizm, który odpowiada za zmienność cykliczną jest głównie związany z przebiegiem wymiany ładunku. Przy znacznych ilościach recyrkulowanych spalin, ilość powietrza, jaka napłynie do cylindra zależy od parametrów termodynamicznych zatrzymanych spalin. Zmiany szybkości wywiązywania się ciepła wpływają na temperaturę spalin, a ta z kolei determinuje masę powietrza jaka dostanie się do cylindra. W cyklicznej zmienności procesu roboczego znaczną rolę odgrywają przepływy zwrotne czynnika z cylindra do kanału dolotowego. W przypadku reformowania paliwa w cylindrze mechanizm ten staje się jeszcze bardziej skomplikowany. Poza zmiennością ilości recyrkulowanych spalin oraz współczynnika napełnienia, fluktuacjom ulega także stopień reformowania paliwa w cylindrze.

W wyniku realizacji niniejszej pracy nasuwają się pewne wnioski dotyczące kierunków, w których należałoby prowadzić dalsze badania. Zagadnienia związane z mieszaniem się w cylindrze spalin z poprzedniego cyklu, powietrza i wtryskiwanego paliwa oraz niejednorodność ładunku i wpływ tych procesów na przebieg samozapłonu i wywiązywania się ciepła nie są jeszcze dostatecznie poznane. W związku z tym przydatne będzie modelowanie ruchu ładunku w cylindrze i procesów mieszania oraz weryfikacja w oparciu o badania doświadczalne. Choć dokonano analizy procesu reformowania paliwa w cylindrze oraz jego skutków, przeprowadzenie czynnego eksperymentu, pozwalającego na określenie roli np. wodoru w mieszaninie wydaje się być nieodzowne. W tym celu należałoby wprowadzić dwupaliwowe zasilanie silnika i w precyzyjny sposób kształtować skład chemiczny paliwa przez dodawanie do niego produktów reformowania. Aby możliwe było zastosowanie takiego systemu spalania w silnikach trakcyjnych, konieczna jest także weryfikacja własności eksploatacyjnych w dynamicznych stanach pracy.

Literatura

- [1] Addagarla S., Henig Y., Wilk R.D., Miller D.L. Cernansky N.P.: Effect of fuel-air mixture stressing on preignition heat release in a knock research engine, SAE Technical Paper 892082, 1989.
- [2] Aleiferis P.G., Charalambides A.G., Hardalupas Y., Taylor A.M.K.P., Urata Y.: Autoignition initiation and development of n-heptane HCCI combustion assisted by inlet air heating, internal EGR or spark discharge: an optical investigation, SAE Technical Paper 2006-01-3273, 2006.
- [3] Aleiferis P.G., Charalambides A.G., Hardalupas Y., Taylor A.M.K.P., Urata Y.: Modelling and experiments of HCCI engine combustion with charge stratification and internal EGR, SAE Technical Paper 2005-01-3725, 2005
- [4] Aleiferis P.G., Hardalupas Y., Taylor A.M.K.P., Ishii K., Urata Y.: Flame chemiluminescence studies of cyclic combustion variations and air-to-fuel ratio of the reacting mixture in a lean-burn stratified-charge spark-ignition engine, *Combustion and Flame*, vol. 136 str. 72–90, 2004.
- [5] Alkidas A.C.: Combustion advancements in gasoline engines, *Energy Conversion and Management* 48, str. 2751–2761, 2007.
- [6] Allen J., Law D.: Variable Valve Actuated Controlled Auto-Ignition: Speed Load Maps and Strategic Regimes of Operation, SAE Technical Paper 2001-01-0422, 2002.
- [7] Anderson W., Yang J., Brehob D.D., Vallance J.K., Whiteaker R.M.: Understanding the thermodynamics of direct injection spark ignition (DISI) combustion systems: an analytical and experimental investigation, SAE Technical Paper 962018, 1996.
- [8] Aoyama T., Hattori Y., Mizuta J., Sato Y.: An Experimental study on premixed-charge compression ignition gasoline engine, SAE Technical Paper 960081, 1996.
- [9] Aroonsrisopon T., Nitz D.G., Waldman J.O., Foster D.E., Lida M.: A Computational Analysis of Direct Fuel Injection During the Negative Valve Overlap Period in an Iso-Octane Fueled HCCI Engine, SAE Technical Paper 2007-01-0227, 2007.
- [10] Ballais R., Gallardo-Riuz J.M., Merola S.S.: Optical diagnostics of the cycle-to-cycle variation in the kernel development and abnormal combustion: SI, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, vol. 17, no. 2, str. 17–25, 2010.
- [11] Battin-Leclerc F.: Detailed chemical kinetic models for the low-temperature combustion of hydrocarbons with application to gasoline and diesel fuel surrogates, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 34, str. 440–498, 2008.

- [12] Berckmüller M., Tait N.P., Greenhalgh D.A.: The influence of local fuel concentration on cyclic variability of a lean burn stratified-charge engine, SAE Technical Paper 970826, 1997.
- [13] Bhave A., Kraft M. Mauss F., Oakley A., Zhao H.: Evaluating the EGR-AFR operating range of a HCCI engine, SAE Technical Paper 2005-01-0161, 2005.
- [14] Blaxill H., Cairns A.: Production-feasible controlled auto-ignition. *Auto Technology*, vol. 7, str. 28-31, 2007.
- [15] Bradley D., Head R.A.: Engine autoignition: The relationship between octane numbers and autoignition delay times, *Combustion and Flame*, vol. 147 str. 171–184, 2006.
- [16] Cairns A., Blaxill H.: The effects of combined internal and external exhaust gas recirculation on gasoline controlled auto-ignition, SAE Technical Paper 2005-01-0133, 2005.
- [17] Canakci M.: An experimental study for the effects of boost pressure on the performance and exhaust emissions of a DI-HCCI gasoline engine, *Fuel*, vol. 87, str. 1503–1514, 2008.
- [18] Canakci M., Reitz R.D.: Experimental optimization of a direct injection homogeneous charge compression ignition gasoline engine using split injections with fully automated microgenetic algorithms, *Int. Journal of Engine Research*, vol. 4, no. 1, 2003.
- [19] Cao L., Zhao H., Jiang X.: Analysis of controlled auto-ignition/HCCI combustion in a direct injection gasoline engine with single and split fuel injections, *Combustion Science and Technology*, vol. 180, no 1, str. 176–205, 2008.
- [20] Cao L., Zhao H., Jiang X., Kalian N.: Mixture formation and controlled auto-ignition combustion in four-stroke gasoline engines with port and direct fuel injections, *Int. Journal of Engine Research*, vol. 6, str. 311–330, 2005.
- [21] Caton P.A.: Combustion phasing of residual-effected homogeneous charge compression ignition, *Int. Journal of Engine Research*, vol. 8, str. 79-96, 2007.
- [22] Caton P.A., Simon A.J., Gerdes J.C., Edwards C.F.: Residual-effected homogeneous charge compression ignition at a low compression ratio using exhaust reinduction, *Int. Journal of Engine Research*, vol. 4, no. 3, str. 163–177, 2003.
- [23] Chang J., Babajimopoulos A., Lavoie G.A., Filipi Z.S., Assanis D.N.: Analysis of load and speed transitions in an HCCI engine using 1-D cycle simulation and thermal networks, SAE Technical Paper 2006-01-1087, 2006.
- [24] Chang J., Filipi Z.S., Assanis D.N., Kuo T.W., Najt P., Rask R.: Characterizing the thermal sensitivity of a gasoline homogeneous charge compression ignition engine with measurements of instantaneous wall temperature and heat flux, *Int. Journal of Engine Research*, vol. 6, str. 289 – 309, 2005.

- [25] Chang J., Güralp O., Filipi Z., Assanis D., Kuo T.W., Najt P., Rask R.: New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux, SAE Technical Paper 2004-01-2996, 2004.
- [26] Daw C.S., Wagner R.M., Edwards K.D., Green J.B. Jr.: Understanding the transition between conventional spark-ignited combustion and HCCI in a gasoline engine, Proceedings of the Combustion Institute, vol. 31, str. 2887–2894, 2007.
- [27] Dec J.E.: A Computational study of the effects of low fuel loading and EGR on heat release rates and combustion limits in HCCI engines, SAE Technical Paper 2002-01-1309, 2002.
- [28] Dec J.E., Sjöberg M.: A Parametric study of HCCI combustion - the sources of emissions at low loads and the effects of GDI Fuel Injection, SAE Technical Paper 2003-01-0752, 2003.
- [29] Dec J.E., Sjöberg M.: Isolating the effects of fuel chemistry on combustion phasing in an HCCI engine and the potential of fuel stratification for ignition control, SAE Technical Paper 2004-01-0557, 2004.
- [30] Dec J.E., Sjöberg M., Hwang W.: Isolating the effects of EGR on HCCI heat-release rates and NO_x emissions, SAE Technical Paper 2009-01-2665, 2009.
- [31] Deslandes W., Dumont P., Dupont A., Baby X., Charnay G., Boree J.: Airflow cyclic variations analysis in diesel combustion chamber by PIV measurements, SAE Technical Paper 2004-01-1410, 2004.
- [32] Dubien C., Schweich D., Mabilon G., Martin B., Prigent M.: Three-way catalytic converter modelling: fast- and slow-oxidizing hydrocarbons, inhibiting species, and steam-reforming reaction, Chemical Engineering Science, vol 53. no. 3, str. 471– 481, 1998.
- [33] Eng J.A.: Characterization of pressure waves in HCCI combustion, SAE Technical Paper 2002-01-2859, 2002.
- [34] Fansler T.D., Drake M.C., Stojkovic B., Rosalik M.E.: Local fuel concentration, ignition and combustion in a stratified charge spark combustion in a stratified charge spark ignited direct injection engine: spectroscopic, imaging and pressure-based measurements, Int. Journal of Engine Research, vol. 4, no. 2, str. 61-86, 2003.
- [35] Fitzgerald R.P., Steeper R.: Thermal and chemical effects of NVO fuel injection on HCCI combustion, SAE Technical Paper 2010-01-0164, 2010.
- [36] Fuerhapter A., Piock W.F., Fraidl G.K.: CAI - controlled auto-ignition - the best solution for the fuel consumption - versus emission trade-off?, SAE Technical Paper 2003-01-0754, 2003.
- [37] Gaynor J.A., Fleck R., Kee R.J., Kenny R.G., Cathcart G.: A study of efficiency and emissions for a 4-Stroke SI and a CAI engine with EEGR and light boost, SAE Technical Paper 2006-32-0042, 2006.

- [38] Gazon M., Blaisot J.B.: Cycle-to-cycle fluctuations of combustion noise in a diesel engine at low speed, SAE Technical Paper 2006-01-3410, 2006.
- [39] Gnanam G., Haggith D., Sobiesiak A.: A novel in-cylinder fuel reformation approach to control HCCI engine combustion on-set, *Combustion Engines*, vol. 138, no 3, str. 37–48. 2009.
- [40] Green R.M., Cernansky N.P., Pitz W.J., Westbrook C.K.: The role of low temperature chemistry in the auto-ignition of n-butane, SAE Technical Paper 872108, 1987.
- [41] Guohong T., Zhi W., Jianxin W., Xinliang A.: HCCI Combustion control by injection strategy with negative valve overlap in a GDI engine, SAE Technical Paper 2006-01-0415, 2006.
- [42] Hardy W.L., Reitz R.D.: A study of the effects of high EGR, high equivalence ratio, and mixing time on emissions levels in a heavy-duty diesel engine for PCCI combustion, SAE Technical Paper 2006-01-0026, 2006.
- [43] Harip S.: Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine - need for society, *Materiały konferencyjne Engine Expo 2009, Stuttgart 2009*.
- [44] Hasegawa R., Yanagihara H.: HCCI combustion in DI Diesel engine, SAE Technical Paper 2003-01-0745, 2003.
- [45] Herold R.E., Foster D.E., Ghandhi J.B., Iverson R.J., Eng J.A.: Fuel unmixedness effects in a gasoline homogeneous charge compression ignition engine, *Int. Journal of Engine Research*, vol. 8, str. 241–257, 2007.
- [46] Heywood J.: *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill Book Company, 1988.
- [47] Hiraya K., Hasegawa K., Urushihara T., Liyama A., Itoh T.: A Study on gasoline fueled compression ignition engine – a trial of operation region expansion, SAE Technical Paper 2002-01-0416, 2002.
- [48] Huang W.M., Lee G.W.M: GHG legislation: Lessons from Taiwan, *Energy Policy*, vol. 37, str. 2696–2707, 2009.
- [49] Hunicz J., Kordos P., Kozaczewski W., Niewczas A.: Experimental research of the gasoline engine operated in spark ignition and controlled auto-ignition combustion modes, *Combustion Engines*, PTNSS 2009-SC-112, 2009.
- [50] Hunicz J., Kordos P.: An experimental study of fuel injection strategies in CAI gasoline engine, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 35, str. 243–252, 2011.
- [51] Hunicz J., Kordos P.: Experimental study of the gasoline engine operated in spark ignition and controlled auto-ignition combustion modes, SAE Technical Paper 2009-01-2667, 2009.
- [52] Hunicz J., Niewczas A., Kordos P.: A research into a gasoline HCCI engine, *Combustion Engines*, vol. 140, no. 1, str. 3–13, 2010.

- [53] Hwang W., Dec J.E., Sjöberg M.: Spectroscopic and chemical-kinetic analysis of the phases of HCCI autoignition and combustion for single- and two-stage ignition fuels, *Combustion and Flame*, vol. 154, str. 387–409, 2008.
- [54] Ishibashi Y., Asai M.: A Low pressure pneumatic direct injection two-stroke engine by activated radical combustion concept, SAE Technical Paper 980757, 1998.
- [55] Ishibashi Y., Asai M.: Improving the exhaust emissions of two-stroke engines by applying the activated radical combustion, SAE Technical Paper 960742, 1996.
- [56] Jamal Y., Wagner T., Wyszynski M.L.: Exhaust gas reforming of gasoline at moderate temperatures, *Int. Journal of Hydrogen Energy*, vol. 21, no 6, str. 505–519, 1996.
- [57] Joelsson T., Yu R., Sjöholm J., Tunestal P., Bai X.S.: Effects of negative valve overlap on the auto-ignition process of lean ethanol/air mixture in HCCI engines, SAE Technical Paper 2010-01-2235, 2010.
- [58] Jun D., Iida N.: A Study of high combustion efficiency and low CO emission in a natural gas HCCI engine, SAE Technical Paper 2004-01-1974, 2004.
- [59] Kalghatgi G.T., Head R.A.: Combustion limits and efficiency in a homogeneous charge compression ignition engine, *Int. Journal of Engine Research*, vol. 7, str. 215-236, 2005.
- [60] Kamimoto T., Bae M.: High combustion temperature for the reduction of particulate in diesel engines, SAE Technical Paper 880423, 1988.
- [61] Kim J.N., Kim H.Y., Yoon S.S., Sa S.D.: Effect of intake valve swirl on fuel-gas mixing and subsequent combustion in a CAI engine, *Int. Journal of Automotive Technology*, vol. 9, no. 6, str. 649–657, 2008.
- [62] Kim J.N., Kim H.Y., Yoon S.S., Sa S.D., Kim W.T.: Effect of valve timing and lift on flow and mixing characteristics of a CAI engine, *Int. Journal of Automotive Technology*, vol. 8, no. 6, str. 687–696, 2007.
- [63] Kontrakis G., Collings N., Ma T.: Demonstration of HCCI using a single cylinder four-stroke SI engine with modified valve timing, SAE Technical Paper 2000-01-2870, 2000.
- [64] Koopmans L., Backlund O., Denbratt I.: Cycle to cycle variations: Their influence on cycle resolved gas temperature and unburned hydrocarbons from a camless gasoline compression ignition engine, SAE Technical Paper 2002-01-0110, 2002.
- [65] Koopmans L., Ognik R., Denbratt I.: Direct gasoline injection in the negative valve overlap of a homogeneous charge compression ignition engine, SAE Technical Paper 2003-01-1854, 2003.
- [66] Kowalewicz A.: Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych, WKŁ, Warszawa 1990.

- [67] Kowalewicz A.: Wybrane zagadnienia samochodowych silników spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom 2002.
- [68] Kozaczewski W.: Zmienne fazy rozrządu – nowe rozwiązania i silnik badawczy do badania ich wpływu, Journal of KONES Combustion Engines, vol. 8, no 3-4, str. 182-187, 2001.
- [69] Kozak W., Wisłocki K.: Mechanizm hydraulicznej regulacji wzniosu zaworu silnika spalinowego, Opis patentowy PL181999, 1996.
- [70] Krebs R., Pott E., Kreuzer T.P., Göbel U., Glück K.H.: Exhaust gas aftertreatment of Volkswagen FSI fuel stratified injection engines, SAE Technical Paper 2002-01-0346, 2002.
- [71] Kulzer A., Kufferath A., Christ A., Hathout J.P., Knopf M., Benniger K.: Controlled auto-ignition, Auto Technology, vol. 7, str. 56-59, 2007.
- [72] Law D., Allen J., Chen R.: On the mechanism of controlled auto ignition, SAE Technical Paper 2002-01-0421, 2002.
- [73] Law D., Kemp D., Allen J., Kirkpatrick G., Copland T.: Controlled combustion in an IC-engine with a fully variable valve train, SAE Technical Paper 2001-01-0251, 2001.
- [74] Lavy J., Dabadie J.Ch., Angelberger Ch., Duret P., Willand J., Juretzka A., Schäflein J., Ma T., Lendresse Y., Satre A., Schulz Ch., Kraämer H., Zhao H., Damiano L.: Innovative ultra-low NO_x controlled auto-ignition combustion process for gasoline engines: the 4-SPACE project, SAE Technical Paper 2000-01-1837, 2000.
- [75] Leach B., Zhao H., Li Y., Ma T.: Control of CAI combustion through injection timing in a GDI engine with an air-assisted injector, SAE Technical Paper 2005-01-0134, 2005.
- [76] Lee C.H., Lee K.H.: An experimental study of the combustion characteristics in SCCI and CAI based on direct-injection gasoline engine, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 31, str. 1121–1132, 2007.
- [77] Lee K.H., Foster D.E.: Cycle-by-Cycle Variations in combustion and mixture concentration in the vicinity of spark plug gap, SAE Technical Paper 950814, 1995.
- [78] Lee K.H., Gopalakrishnan V., Abraham J.: An investigation of the effect of changes in engine operating conditions on ignition in an HCCI engine, KSME International Journal, vol. 18, no. 10, str. 1809–1818, 2004.
- [79] Lipatnikov A.N., Chomiak J.: Molecular transport effects on turbulent flame propagation and structure, Progress in Energy and Combustion Science, vol. 31, str. 1–73, 2005.
- [80] Lord D.L., Anderson R.W., Brehob D.D., Kim Y.: The effects of charge motion on early flame kernel development, SAE Technical Paper 930463, 1993.

- [81] Mahrous A-F.M., Potrzebowski A., Wyszynski M.L., Xu H.M., Tsolakis A., Łuszcz P.: A modelling study into the effects of variable valve timing on the gas exchange process and performance of a 4-valve DI homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine, *Energy Conversion and Management*, vol. 50, str. 393–398, 2009.
- [82] Martin G.C., Mueller Ch.J., Milam D.M., Radovanovic M.S., Gehrke Ch.R.: Early direct-injection, low-temperature combustion of Diesel fuel in an optical engine utilizing a 15-hole, dual-row, narrow-included-angle nozzle, SAE Technical Paper 2008-01-2400, 2008.
- [83] Marriott C.D., Reitz R.D.: Experimental investigation of direct injection-gasoline for premixed compression ignited combustion phasing control, SAE Technical Paper 2002-01-0418, 2002.
- [84] Mase Y., Kawashima J., Sato T., Eguchi M.: Nissan's new multivalve DI Diesel engine series, SAE Technical Paper 981039. 1998.
- [85] Matekunas F.A: Modes and measures of cyclic combustion variability, SAE Technical Paper 830337, 1983.
- [86] Mattavi J.N., Amann Ch.A. (red.): *Combustion modeling in reciprocating engines*, Plenum Press, New York – London 1980.
- [87] Mayotte S.C., Lindhjem C.E., Rao V., Sklar M.S.: Reformulated gasoline effects on exhaust emissions: Phase I: Initial investigation of oxygenate, volatility, distillation and sulfur effects, SAE Technical Paper 941973, 1994.
- [88] Megaritis A., Yap D., Wyszynski M.L.: Effect of inlet valve timing and water blending on bioethanol HCCI combustion using forced induction and residual gas trapping, *Fuel*, vol. 87, str. 732–739, 2008.
- [89] Merola S.S., Sementa P., Tornatore C., Vaglieco B.M.: Effect of injection phasing on valves and chamber fuel deposition burning in a PFI boosted spark-ignition engine, SAE Technical Paper 2008-01-0428, 2008.
- [90] Motyl K., Klimkiewicz D., Rychter T.J.: Preliminary investigations of the HCCI combustion system in a rapid compression machine, *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, vol. 11, no. 3–4, str. 83–89, 2004.
- [91] Motyl K., Lisowski A.: Wpływ temperatury początkowej i składu mieszaniny palnej na pracę silnika HCCI zasilanego biogazem, *Inżynieria Rolnicza* 1(99), 2008.
- [92] Musculus M.P.B., Lachaux T., Pickett L.M., Idicheria C.A.: End-of-injection over-mixing and unburned hydrocarbon emissions in low-temperature-combustion Diesel engines, SAE Technical Paper 2007-01-0907, 2007.
- [93] Najt P., Foster D.: Compression-ignited homogeneous charge combustion, SAE Technical Paper 830264, 1983.

- [94] Noguchi M., Tanaka Y., Tanaka T., Tekeuchi Y.: A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion, SAE Technical Paper 790840, 1979.
- [95] Nowakowski J.: Model cyklu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym i jego zastosowanie do doboru parametrów regulacyjnych, Wydawnictwo Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej, Bielsko-Biała 2005.
- [96] Nowakowski J., Sobieszcański M.: Inlet system choice of spark ignition engine based on numerical analysis of filling a cylinder, SAE Technical Paper 1999-01-0217, 1999.
- [97] Oakley A., Zhao H., Ladommatos N., Ma T.: Experimental studies on controlled auto-ignition (CAI) combustion of gasoline in a 4-stroke engine, SAE Technical Paper 2001-01-1030, 2001.
- [98] Oakley A., Zhao H., Ladommatos N., Ma T.: Dilution effects on the controlled auto-ignition (CAI) combustion of hydrocarbon and alcohol fuels, SAE Technical Paper 2001-01-3606, 2001.
- [99] Ogawa H., Miyamoto N., Kaneko N., Ando H.: Combustion control and operating range expansion in an HCCI engine with selective use of fuels with different low-temperature oxidation characteristics, SAE Technical Paper 2003-01-1827, 2003.
- [100] Ogawa H., Miyamoto N., Kaneko N., Ando H.: Combustion control and operating range expansion in an homogeneous charge compression ignition engine with direct in-cylinder injection of reaction inhibitors, *Int. Journal of Engine Research*, vol. 6, str. 341–359, 2005.
- [101] Ohyama Y.: Engine control using a combustion model, FISITA 2000 World Automotive Congress, F2000A033, 2000.
- [102] Ohyama Y.: Engine control using combustion model, *Int. Journal of Automotive Technology*, vol. 2, no. 2, str. 53-62, 2001.
- [103] Onishi S., Jo S., Shoda K., Jo P., Kato S.: Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) – a New Combustion Process for Internal Combustion Engines, SAE Technical Paper 790501, 1979.
- [104] Orkisz M. (red.): Wymiana ładunku w czterosurowych silnikach tłokowych, WKiŁ, Warszawa 1991.
- [105] Osborne R.J., Li G., Sapsford S.M., Stokes J., Lake T.H., Heikal M.R.: Evaluation of HCCI for future gasoline powertrains, SAE Technical Paper 2003-01-0750, 2003.
- [106] Ozdor N., Dulger M., Sher E.: Cyclic variability in spark ignition engines. A literature survey, SAE Technical Paper 940987, 1994.
- [107] Piernikarski D., Hunicz J.: Diagnostic of abnormal combustion in a SI automotive engine using in-cylinder optical combustion sensor, *Proceedings of SPIE*, vol. 5566, str. 211-217, 2004.

- [108] Potter M., Durrett R.: Design for compression ignition high-efficiency clean combustion engines, 12-th Annual Diesel Engine Emissions Reduction (DEER) conference, 2006.
- [109] Preussner C., Döring C., Fehler S., Kampmann S.: GDI: interaction between mixture preparation, combustion system and injector performance, SAE Technical Paper 980498, 1998.
- [110] Quian Z., Lü X.: Characteristics of HCCI engine operation for additives, EGR, and intake charge temperature while using iso-octane as a fuel, Journal of Zhejiang University SCIENCE A, vol. 7 suppl. II, str. 252-258, 2006.
- [111] Roberts J.B., Peyton Jones J.C., Landsborough K.J.: Stochastic modelling and estimation for cyclic pressure variations in spark ignition engines, Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 15, no. 2, str. 419-438, 2001.
- [112] Rychter T., Teodorczyk A.: Teoria silników tłokowych, WKŁ, Warszawa 2006.
- [113] Sato S., Yamashita D., Iida N.: Influence of the fuel compositions on the homogeneous charge compression ignition combustion, Int. Journal of Engine Research, vol. 9, str. 123-148, 2008.
- [114] Sazhin S.S., Abdelghaffar W.A., Sazhina E.M., Heikal M.R.: Models for droplet transient heating: Effects on droplet evaporation, ignition, and break-up, Int. Journal of Thermal Sciences, vol. 44, str. 610-622, 2005.
- [115] Scaringe R.J., Wildman C., Cheng W.K. : On the high load limit of boosted gasoline HCCI engine operating in NVO mode, SAE Technical Paper 2010-01-0162, 2010.
- [116] Shaver G.M., Roelle M.J., Gerdes J.Ch.: Modeling cycle-to-cycle dynamics and mode transition in HCCI engines with variable valve actuation, Control Engineering Practice, vol. 14, str. 213-222, 2006.
- [117] Sjöberg M., Dec J.E.: An investigation into lowest acceptable combustion temperatures for hydrocarbon fuels in HCCI engines, Proceedings of the Combustion Institute vol. 30, str. 2719-2726, 2005.
- [118] Sjöberg M., Dec J.E.: Comparing late-cycle autoignition stability for single- and two-stage ignition fuels in HCCI engines, Proceedings of the Combustion Institute, vol. 31, str. 2895-2902, 2007.
- [119] Sjöberg M., Dec J.E.: EGR and intake boost for managing HCCI low-temperature heat release over wide ranges of engine speed, SAE Technical Paper 2007-01-0051, 2007.
- [120] Sjöberg M., Dec J.E., Cernansky N.P.: Potential of thermal stratification and combustion retard for reducing pressure-rise rates in HCCI engines, based on multi-zone modeling and experiments, SAE Technical Paper 2005-01-0113, 2005.

- [121] Sjöberg M., Edling L.O., Eliassen T., Magnusson L., Ångström H.E.: GDI HCCI: Effects of injection timing and air swirl on fuel stratification, combustion and emissions formation, SAE Technical Paper 2002-01-0106, 2002.
- [122] Sobieszcański M.: Modelowanie procesów zasilania w silnikach spalinowych, WKŁ, Warszawa 2000.
- [123] Song R., Hu T., Zhou L., Liu S., Li W.: Effects of compression ratio on the combustion characteristics of a homogeneous charge compression ignition engine, *Front. Energy Power Eng. China*, vol. 4, no. 1, 463–467, 2007.
- [124] Soyhan H.S., Yasar H., Walmsley H., Head B., Kalghatgi G.T., Sorusbay C.: Evaluation of heat transfer correlations for HCCI engine modeling, *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, str. 541–549, 2009.
- [125] Stanglmaier R.H., Roberts Ch.E.: Homogeneous charge compression ignition (HCCI): benefits, compromises, and future engine applications, SAE Technical Paper 1999-01-3682, 1999.
- [126] Staniszewski B.: Wymiana ciepła: podstawy teoretyczne, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 1980.
- [127] Stenlaas O., Egnell R., Johansson B., Mauss F. Hydrogen as homogeneous charge compression ignition engine fuel, SAE Technical Paper 2004-01-1976, 2004.
- [128] Stevens E., Steeper R.: Piston wetting in an optical DISI engine: fuel films, pool fires, and soot generation, SAE Technical Paper 2001-01-1203, 2001.
- [129] Stoffels H., Collings N.: Effect of gasoline homogeneous charge compression ignition on engine acoustics and vibration, *Int. Journal of Engine Research*, vol. 8, str. 51-62, 2007.
- [130] Strandh P., Bengtsson J., Johansson R., Tunestål P., Johansson B.: Variable valve actuation for timing control of a homogeneous charge compression ignition engine, SAE Technical Paper 2005-01-0147, 2005.
- [131] Su H., Vikhansky A., Mosbach S., Kraft M., Bhave A., Kim K.O., Kobayashi T., Mauss F.: A computational study of an HCCI engine with direct injection during gas exchange, *Combustion and Flame*, vol. 147, str. 118–132, 2006.
- [132] Suzuki H., Koike N., Ishii H., Odaka M.: Exhaust purification of diesel engines by homogeneous charge with compression ignition. Part 1: experimental investigation of combustion and exhaust emission behavior under premixed homogeneous charge compression ignition method, SAE Technical Paper 970313, 1997.
- [133] Thring R.H.: Homogeneous-charge compression-ignition (HCCI) engines, SAE Technical Paper 892068, 1989.
- [134] Tomoda T. Sasaki S., Sawada D., Saito A., Sami A.: Development of direct injection gasoline engine - Study of Stratified Mixture Formation, SAE Technical Paper 970539, 1997.

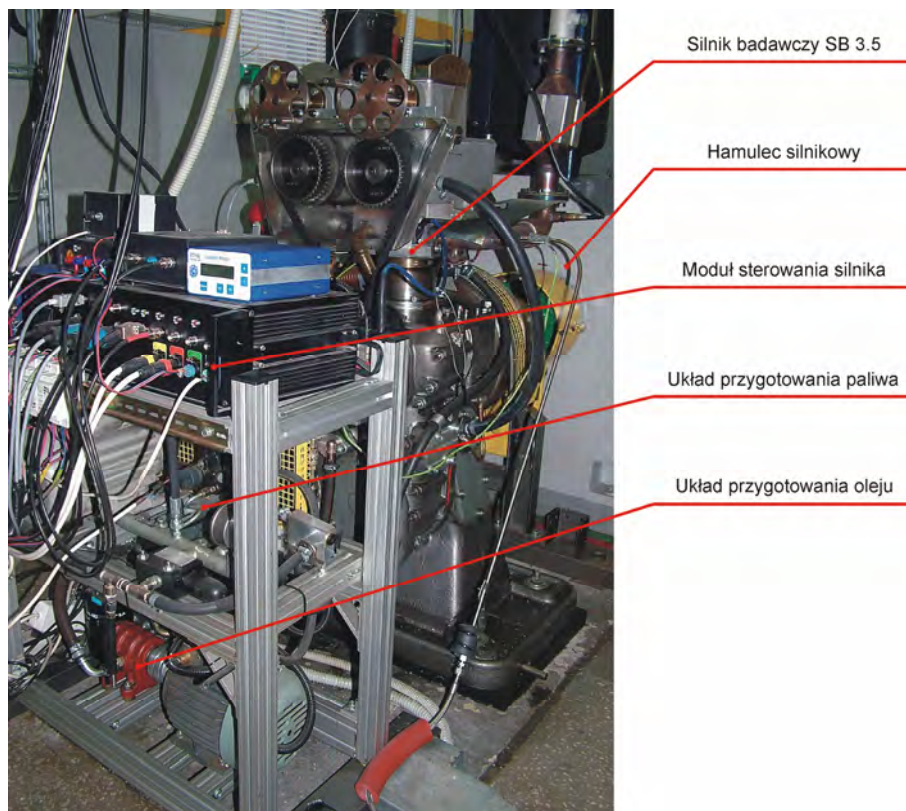
- [135] Tsolakis A., Megaritis A., Yap D.: Application of exhaust gas fuel reforming in diesel and homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines fuelled with biofuels, *Energy*, vol. 33, str. 462–470, 2008.
- [136] Urushihara T., Hiraya K., Kakuhou A., Itoh T.: Expansion of HCCI operating region by the combination of direct fuel injection, negative valve overlap and internal fuel reformation, SAE Technical Paper 2003-01-0749, 2003
- [137] Varnhagen S., Audet A.: A comparison of HCCI combustion thermal efficiencies between transportation fuels and primary reference fuels, FISITA 2008 World Automotive Congress, F2008-SC-006, 2008.
- [138] Wagner R.M., Drallmeier J.A., Daw C.S.: Nonlinear cycle dynamics in lean spark ignition combustion, Twenty-Seventh Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute, str. 2127–2133, 1998.
- [139] Waldman J., Nitz D., Aroonsrisopon T., Foster D.E., Lida M.: Experimental investigation into the effects of direct fuel injection during the negative valve overlap period in a gasoline fueled HCCI engine, SAE Technical Paper 2007-01-0219, 2007.
- [140] Wang Z., Wang J.X., Tian G.H., Shuai S.J., Zhang Z., Yang J.: Research on steady and transient performance of a HCCI engine with gasoline direct injection, SAE Technical Paper 2008-01-1723
- [141] Wendeker M.: Adaptacyjna regulacja wtrysku benzyny w silniku o zapłonie iskrowym, Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej, Lublin 1998.
- [142] Wendeker M., Czarnigowski J., Litak G., Szabelski K.: Chaotic combustion in spark ignition engines, *Chaos, Solitons and Fractals*, vol. 18, str. 803–806, 2003.
- [143] Wendeker M., Niewczas A., Hawryluk B.: A stochastic model of the fuel injection of the SI engine, SAE Technical Paper 2000-01-1088, 2000.
- [144] Wildman C., Scaringe R.J., Cheng W.K.: On the maximum pressure rise rate in boosted HCCI operation, SAE Technical Paper 2009-01-2727, 2009.
- [145] Willand J., Nieberding R.G., Vent G., Enderle Ch.: The knocking syndrome - its cure and its potential, SAE Technical Paper 982483, 1998.
- [146] Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników tłokowych, WKŁ, Warszawa 1972.
- [147] Wszyński M., Xu H.: HCCI with standard and alternative fuels at moderate compression ratios, *Combustion Engines*, vol. 124, no. 1, str. 3-20, 2006.
- [148] Yamamoto S., Tanaka D., Takemura J., Nakayama O., Ando H.: Mixing control and combustion in gasoline direct injection engines for reducing cold-start emissions, SAE Technical Paper 2001-01-0550, 2001.
- [149] Yamaoka S., Kakuya H., Nakagawa S., Nogi T., Shimada A., Kihara Y.: A study of controlling the auto-ignition and combustion in a gasoline HCCI engine, SAE Technical Paper 2004-01-0942, 2004.

- [150] Yang J.: Expanding the operating range of homogeneous charge compression ignition–spark ignition dual-mode engines in the homogeneous charge compression ignition mode, *Int. Journal of Engine Research*, vol. 6, str. 279–288, 2005.
- [151] Yao M., Zheng Z., Liu H.: Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 35, str. 398–437, 2009.
- [152] Yap D., Karlovsky J., Megaritis A., Wyszynski M.L., Xu H.: An investigation into propane homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine operation with residual gas trapping, *Fuel*, vol. 84, str. 2372–2379, 2005.
- [153] Yap D., Wyszynski M.L., Megaritis A., Xu H.: Applying boosting to gasoline HCCI operation with residual gas trapping, *SAE Technical Paper 2005-01-2121*, 2005.
- [154] Zervas E.: Correlations between cycle-to-cycle variations and combustion parameters of a spark ignition engine, *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, str. 2073–2081, 2004.
- [155] Zhao H. (Red.): *HCCI and CAI engines for the automotive industry*, Woodhead Publishing Limited, Cambridge 2007.
- [156] Zhao H., Li J., Ma T., Ladommatos N.: Performance and analysis of a 4-stroke multi-cylinder gasoline engine with CAI combustion, *SAE Technical Paper 2002-01-0420*, 2002.
- [157] Zheng M., Kumar R.: Implementation of multiple-pulse injection strategies to enhance the homogeneity for simultaneous low-NO_x and -soot diesel combustion, *Int. Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, str. 1829–1841, 2009.
- [158] Zheng Z., Yao M., Chen Z., Zhang B.: Experimental study on HCCI combustion of dimethyl ether (DME) / methanol dual fuel, *SAE Technical Paper 2004-01-2993*, 2004.
- [159] Zhong S., Wyszynski M.L., Megaritis A., Yap D., Xu H.: Experimental investigation into HCCI combustion using gasoline and diesel blended fuels, *SAE Technical Paper 2005-01-3733*, 2005.

Załącznik 1

Stanowisko badawcze

Silnik badawczy SB 3.5 zainstalowano na stanowisku do badań dynamometrycznych wyposażonym w maszynę prądu stałego o mocy pochłanianej 60 kW. Hamulec silnikowy współpracował z przekształtnikiem tyrystorowym, w którego skład wchodził regulator prędkości obrotowej, dzięki czemu układ sterowania przesyłał tylko sygnał zadanej prędkości. Przekształtnik utrzymywał zadaną prędkość zespołu silnik-hamulec niezależnie od tego, czy silnik wytwarzał moment obrotowy, czy był napędzany przez maszynę elektryczną.



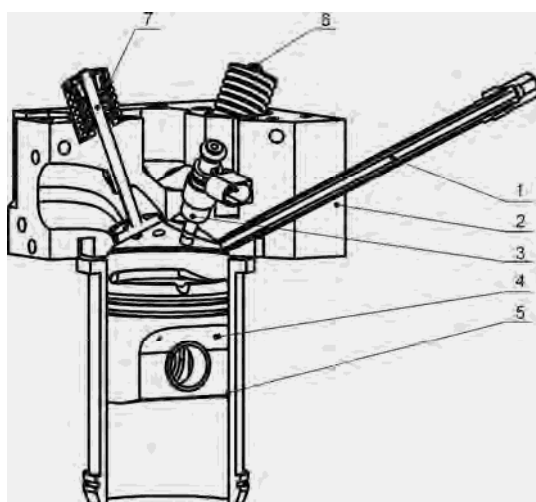
Rys. Z.1. Silnik badawczy SB 3.5 na stanowisku do badań dynamometrycznych

Do sterowania hamownią silnikową zastosowano autorski system informatyczny, który miał za zadanie realizację pomiarów, przetwarzanie sygnałów z czujników oraz sterowanie przekształtnikiem tyrystorowym i siłownikiem położenia przepustnicy.

Zużycie paliwa mierzono metodą grawimetryczną. Do pomiarów składu spalin wykorzystano wieloskładnikowy system analityczny typu FTIR (ang. Fourier-transform infra-red) produkcji firmy AVL pozwalający na oznaczanie stężeń molowych 20 składników spalin (załącznik 3). Spaliny były transportowane do spektrometru pomiarowego za pomocą systemu grzanych linii i filtrów. Układ próbkowania pracował w stałej temperaturze 185 °C. Dodatkowo stężenie tlenu w spalinach było mierzone za pomocą szerokokresowej sondy λ typu LSU 4.2 produkcji firmy Bosch współpracującej z miernikiem LA 4 produkcji firmy ETAS.

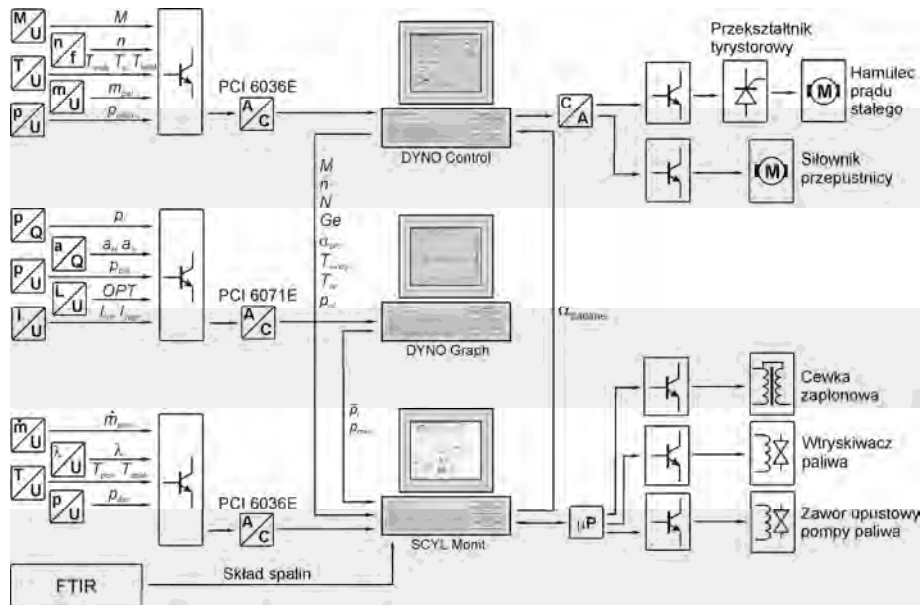
Do pomiaru ciśnienia indykowanego w cylindrze wykorzystano przetwornik piezoelektryczny produkcji firmy AVL typu GH 12D współpracujący ze wzmacniaczem ładunku pochodzącym od tego samego producenta. Przetwornik pomiarowy był zainstalowany bezpośrednio w głowicy silnika.

Do pomiarów natężenia panchromatycznego promieniowania optycznego z komory spalania silnika zastosowano światłowodowy czujnik optyczny własnej konstrukcji. Czujnik był zainstalowany w głowicy silnika w sposób przedstawiony na rysunku Z.2. Całkowity kąt stożka akceptacji czujnika wynosił 28 °. Sygnał optyczny przesyłany był do fotodetektora (OPT 301M firmy Burr-Brown) za pomocą elastycznego pęku światłowodów. Natężenie promieniowania mierzone było w zakresie od 200 do 1100 nm, przy czym zakres maksymalnej czułości przetwornika to 750 nm.



Rys. Z.2. Sposób umieszczenia czujnika optycznego w komorze spalania silnika SB 3.5;

- 1 – światłowodowy czujnik optyczny,
- 2 – głowica silnika,
- 3 – wtryskiwacz paliwa,
- 4 – tłok,
- 5 – tuleja cylindrowa,
- 6 – zawór dolotowy,
- 7 – zawór wylotowy



Rys. Z.3. Schemat układów pomiarowo-sterujących stanowiska badawczego

Schemat układów pomiarowo-sterujących stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku Z.3. Pomiary ciśnienia indykowanego w cylindrze, natężenia promieniowania optycznego, przyspieszenia drgań głowicy, ciśnienia paliwa i ciśnienia w kanale dolotowym wykonywane były w dziedzinie kąta obrotu wału korbowego ze stałą rozdzielczością kątową wynoszącą $0,1^\circ \text{OWK}$. Do rejestracji danych użyto karty pomiarowo-sterującej typu PCI 6071E produkcji National Instruments wyposażonej w 12-bitowy przetwornik analogowo cyfrowy o maksymalnej częstotliwości przetwarzania 1,25 MHz. Pozostałe wielkości takie jak strumień masy przepływającego powietrza, wskazanie sondy lambda, temperatury i ciśnienia mierzone były za pomocą dwóch kart pomiarowo-sterujących typu PCI 6036E wyposażonych w 16-bitowe przetworniki. Pomiary odbywały się z częstotliwością 10 Hz. System informatyczny, jednocześnie z pomiarami sygnałów analogowych otrzymywał informacje o składzie gazów wylotowych z analizatora spalin FTIR. Wszystkie dane pomiarowe oraz nastawy układu sterowania silnika zapisywane były synchronicznie jako średnie z 30-sekundowego okresu pomiarowego.

Załącznik 2

Analiza procesu roboczego w oparciu o przebieg ciśnienia indykowanego w cylindrze

Do opisu przebiegu procesu roboczego wykorzystano analizę termodynamiczną ciśnienia indykowanego w cylindrze. W każdym punkcie pracy silnika, w ustalonych warunkach rejestrowano przebiegi ciśnienia w cylindrze ze 100 kolejnych cykli pracy ze stałą rozdzielczością kątową 0,1 °OWK. Na podstawie przebiegu ciśnienia obliczano pracę indykowaną obiegu L_i oraz średnie ciśnienie indykowane \bar{p}_i z następujących zależności:

$$L_i = \sum_{i=0}^{7199} \left[\frac{1}{2} (p_{cyl,i} + p_{cyl,i-1}) (V_{cyl,i} - V_{cyl,i-1}) \right], \quad (Z.1)$$

$$\bar{p}_i = \frac{L_i}{V_s}. \quad (Z.2)$$

Przy sposobie tworzenia mieszanki zastosowanym w badaniach (wtrysk paliwa w trakcie ujemnego współotwarcia zaworów lub w okresie trwania procesu dolotu) można zakładać, że ładunek jest całkowicie homogeniczny a proces roboczy przebiega w sposób typowy dla silnika HCCI, co oznacza, że spalanie rozpoczyna się w wielu punktach jednocześnie. W związku z tym można traktować, że nie ma podziału na strefy typowe dla silników ZI i ZS, a temperatura w cylindrze jest jednorodna. Temperaturę czynnika roboczego obliczano z równania stanu gazu:

$$T_{cyl} = \frac{p_{cyl} V_{cy}}{m_{cyl} R}. \quad (Z.3)$$

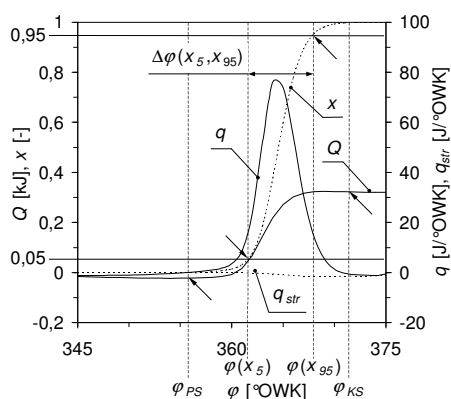
Masa oraz skład frakcyjny ładunku w cylindrze obliczane były dla każdego cyklu z osobna z wykorzystaniem modelu wymiany ładunku opisanego w rozdziale 5. Stała gazowa obliczana była w trakcie procesu roboczego w zależności od chwilowej średniej masy molowej ładunku w cylindrze.

Szybkość przejmowania ciepła przez czynnik roboczy obliczano na podstawie 1-szej zasady termodynamiki z następującego równania [67, 112]:

$$q_i = \frac{\kappa_i}{\kappa_i - 1} p_{cyl,i} (V_{cyl,i} - V_{cyl,i-1}) + \frac{1}{\kappa_i - 1} V_{cyl,i} (p_{cyl,i} - p_{cyl,i-1}). \quad (Z.4)$$

Wykładnik adiabaty określany był z uwzględnieniem składu czynnika roboczego oraz temperatury w cylindrze [46].

Chwilę początku i końca spalania identyfikowano na podstawie skumulowanego ciepła przejętego przez czynnik roboczy podczas procesu spalania. Na rysunku Z.4 przedstawiono przebieg podstawowych wielkości związanych z procesem roboczym silnika i oznaczono wskaźniki wykorzystywane podczas analizy.



Rys. Z.4. Identyfikacja podstawowych wielkości związanych z chwilą samozapłonu i kątem spalania

Jako początek spalania przyjmowano kąt obrotu wału korbowego, przy którym skumulowane ciepło powstałe w wyniku spalania paliwa zaczyna wzrastać. Analogicznie, koniec spalania identyfikowano jako chwilę, w której skumulowane ciepło zaczyna zmniejszać swoją wartość. W tym zakresie obliczano stopień wypalenia dawki paliwa, a następnie identyfikowano kąt wypalenia 5% oraz 95% dawki paliwa. Do prezentacji wyników badań jako kąt początku spalania przyjmowano kąt wypalenia 5% dawki paliwa a jako kąt spalania kąt wypalenia od 5% do 95% dawki paliwa. Ze względu na relatywnie powolne zmiany skumulowanej wartości ciepła (rys. Z.4) operowanie kątem zapłonu jako kątem początku spalania byłoby obarczone znacznym błędem. Natomiast parametry termodynamiczne czynnika roboczego na początku spalania były wyznaczone dla kąta φ_{PS} . Ponieważ ich zmiany też są względnie powolne, niewielka niepewność w szacowaniu kąta nie prowadzi do znaczących błędów.

Jednostkowe indykowane zużycie paliwa obliczano jako stosunek masy paliwa znajdującego się w cylindrze do pracy indykowanej cyklu roboczego silnika:

$$g_i = \frac{m_{pal,cyl}}{L_i} \quad (Z.5)$$

Podczas obliczeń zużycia paliwa w poszczególnych cyklach pracy silnika uwzględniano zmienność masy paliwa wynikającą z przepływów zwrotnych ładunku do kolektora dolotowego.

Przedstawione w niniejszej pracy średnie przebiegi temperatury i szybkości przemowienia ciepła przez czynnik roboczy są to średnie synchroniczne tych wielkości obliczanych dla każdego cyklu roboczego z osobna.

Do oceny powtarzalności procesu roboczego wykorzystano powszechnie używany wskaźnik [85, 106], a mianowicie, współczynnik zmienności obliczany jako iloraz odchylenia standardowego średniego ciśnienia indykowanego i jego wartości średniej obliczanych dla 100 kolejnych cykli pracy silnika.

$$v(\bar{p}_i) = \frac{\sigma(\bar{p}_i)}{\bar{p}_i}. \quad (\text{Z.6})$$

Załącznik 3

Obliczanie emisji spalin

W trakcie badań oznaczano stężenia molowe składników spalin zamieszczonych w tabeli Z.1.

Tabela Z.1 Nazwy, symbole chemiczne oraz własności termodynamiczne analizowanych składników spalin przyjęte do obliczeń

Lp.	Nazwa związku chemicznego	Symbol chemiczny	Masa molowa [g/mol]	Entalpia tworzenia (298 K) [kJ/mol]
1.	Tlenek azotu	NO	30,1	90,25
2.	Dwutlenek azotu	NO ₂	46,01	33,18
3.	Podtlenek azotu	N ₂ O	44,01	82,05
4.	Tlenek węgla	CO	28,01	-110,53
5.	Dwutlenek węgla	CO ₂	44,01	-393,52
6.	Metan	CH ₄	16,04	-74,85
7.	Acetylen	C ₂ H ₂	26,04	226,73
8.	Etylen	C ₂ H ₄	28,04	52,28
9.	Etan	C ₂ H ₆	30,07	-84,68
10.	Propylen	C ₃ H ₆	42,08	20,41
11.	1,3 butadien	C ₄ H ₆	54,09	110,2
12.	N-pentan	C ₅ H ₁₂	72,15	-146,4
13.	Izo-pentan (2-metylobutan)	C ₅ H ₁₂	72,15	-153,7
14.	Węglowodory aromatyczne (toluen)	C ₆ H ₅ CH ₃	92,14	50
15.	Aldehyd mrówkowy	HCHO	30,03	-116,7
16.	Aldehyd octowy	CH ₃ CHO	44,05	-166,43
17.	Woda	H ₂ O	18,01	-241,82
18.	Amoniak	NH ₃	17,03	-46,11
19.	Dwutlenek siarki	SO ₂	64,05	-297
20.	Siarczek karbonylu	COS	60,01	-138,41

Do wyznaczenia współczynnika nadmiaru powietrza wykorzystano równanie bilansu węgla w postaci [46]:

$$\lambda = \frac{M_{pow}}{M_{pal}} \left(\frac{1 + \tilde{x}_{HC} - 0,5\tilde{x}_{CO} + 0,5\tilde{x}_{H_2O}}{\tilde{x}_{HC} + \tilde{x}_{CO} + \tilde{x}_{CO_2}} - 0,5y \right) \frac{1}{L_t}, \quad (Z.7)$$

gdzie: \tilde{x}_i – udziały molowe poszczególnych składników spalin, M_{pow} – masa molowa powietrza, M_{pal} – masa molowa paliwa, y – stosunek liczby atomów wodoru do liczby atomów węgla w paliwie, L_t – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania paliwa. W powyższym równaniu \tilde{x}_{HC} oznacza stężenie molowe węglowodorów łącznie jako C_1 (odniesione do liczby atomów węgla) obliczone jako suma ważona stężeń molowych wszystkich oznaczanych węglowodorów:

$$\tilde{x}_{HC} = \tilde{x}_{CH_4} + 2\tilde{x}_{C_2H_2} + 2\tilde{x}_{C_2H_4} + 2\tilde{x}_{C_3H_6} + 3\tilde{x}_{C_3H_8} + 4\tilde{x}_{C_4H_6} + 5\tilde{x}_{C_5H_{12}} + 7,5\tilde{x}_{C_7H_8}. \quad (Z.8)$$

W powyższym równaniu, w przypadku toluenu przyjęto większą wagę, niż to wynika z liczby atomów węgla w cząsteczce. Jest to związane z faktem, że w pomiarach metodą FTIR toluen reprezentuje wszystkie węglowodory aromatyczne, a przyjęty wskaźnik zapewnia zgodność wyników z pomiarami wykonywanymi za pomocą detektora płomieniowo-jonizującego (FID).

Masa molowa powietrza M_{pow} wynosi 28,96 g/mol, natomiast masa molowa paliwa może być obliczona z zależności:

$$M_{pal} = M_C + M_H y = 12,01 + 1,008 y, \quad (Z.9)$$

gdzie y dla benzyny wynosi 1,77, a masa molowa na jeden mol węgla wynosi $M_{pal} = 13,8$ g/mol.

Fracje molowe tlenu w spalinach obliczano z wykorzystaniem równania bilansu węgla:

$$\tilde{x}_{O_2} = (\tilde{x}_{HC} + \tilde{x}_{CO} + \tilde{x}_{CO_2}) \frac{\lambda \cdot L_t \cdot M_{pal}}{4,773 M_{pow}} - 0,5\tilde{x}_{H_2O} + 0,5\tilde{x}_{CO} + \tilde{x}_{CO_2} + 0,5\tilde{x}_{NO} + \tilde{x}_{NO_2}. \quad (Z.10)$$

Dodatkowo zawartość tlenu w spalinach była weryfikowana w oparciu o wskazanie układu pomiarowego z szerokozakresową sondą lambda. Założono, że udział molowy azotu jest dopełnieniem wyznaczonych frakcji do jedności.

Średnią masę molową spalin obliczano jako sumę ważoną dla mieszaniny gazów:

$$M_{spal} = \sum_i \tilde{x}_i \cdot M_i, \quad (Z.11)$$

gdzie \tilde{x}_i oznacza frakcję molową każdego ze składników, natomiast M_i oznacza masę molową danego składnika spalin.

Udziały masowe składników obliczano z zależności:

$$x_i = \tilde{x}_i \frac{M_i}{M_{spal}}. \quad (Z.12)$$

Następnie na podstawie obliczonych udziałów masowych określano jednostkową emisję poszczególnych składników spalin odniesioną do 1 kg paliwa zużytego przez silnik

$$\frac{m_i}{m_{pal}} = x_i (1 + \lambda \cdot L_i). \quad (Z.13)$$

Jednostkową emisję poszczególnych składników spalin odniesioną do pracy indukowanej wykonanej w cylindrze silnika obliczano wykorzystując jednostkowe zużycie paliwa:

$$\frac{m_i}{L_i} = g_i \frac{m_i}{m_{pal}}. \quad (Z.14)$$

W prezentacji wyników, dla uproszczenia zapisu, przedstawiając emisję jednostkową lub udziały molowe poszczególnych składników spalin posługiwano się wyłącznie symbolami związków chemicznych.