

Wpływ powietrza rozpuszczonego w oleju napędowym na przebieg wykresu indykatorowego silnika o zapłonie samoczynnym

JERZY MERKISZ, WŁADYSŁAW KOZAK, JAROSŁAW MARKOWSKI,
MACIEJ BAJERLEIN

Politechnika Poznańska
Instytut Silników Spalinowych i Transportu

W artykule przedstawiono wyniki badań prowadzonych w celu weryfikacji koncepcji wykorzystania powietrza rozpuszczonego w oleju napędowym do poprawy procesu spalania realizowanego w silniku o zapłonie samoczynnym. Zamieszczone badania obejmują wykresy indykatorowe zarejestrowane podczas pracy silnika zasilanego roztworem oleju napędowego z różną zawartością rozpuszczonego powietrza. Wykresy te zostały odniesione do wykresu indykatorowego rejestrowanego podczas pracy silnika zasilanego olejem napędowym w porównywalnych warunkach eksploatacyjnych. W artykule zamieszczono wyniki analizy termodynamicznej opartej na zarejestrowanych wykresach indykatorowych pracy silnika oraz wynikające z nich wnioski.

1. Wprowadzenie

Specyfika procesu spalania realizowanego w silniku o zapłonie samoczynnym (ZS) z wtryskiem bezpośrednim charakteryzuje się tym, że paliwo w stanie ciekłym doprowadzane jest do komory spalania w postaci strugi, krótko przed górnym martwym położeniem (GMP) tłoka. Zatem w bardzo krótkim czasie musi nastąpić cały proces przygotowania mieszanki do spalania, tj. rozpad strugi na krople, ich odparowanie i mieszanie z powietrzem. Przy tym sposobie realizacji zasilania paliwem silnika muszą wystąpić lokalne zróżnicowania współczynnika nadmiaru powietrza λ . Jego wartości w przestrzeni komory spalania wynoszą od wartości nieskończenie dużej w obszarze nie objętym strugą paliwa, poprzez wartości $\lambda = 1,4 \div 0,75$ na obrzeżach strugi paliwa, w której zapoczątkowany jest zapłon, do wartości $\lambda \approx 0$ w rdzeniu strugi. Lokalne niedobory tlenu występują pomimo dużego globalnego nadmiaru powietrza, którego wartość zmienia się wraz z odciążeniem silnika i wynosi od $\lambda \approx 11$, przy pracy silnika na biegu luzem, do $\lambda \approx 1,4 \div 1,3$ przy pełnym obciążeniu, tj. w warunkach odpowiadających charakterystyce zewnętrznej silnika. Podczas procesu spalania lokalne niedobory tlenu są jedną z ważniejszych przyczyn powstawania tlenków węgla (CO), węglowodorów (HC) oraz częściowo cząstek stałych (PM). Natomiast tworzenie się tlenków azotu (NO_x) związane jest przede wszystkim z kinetyką rozwoju

pląmienia, który generuje wartość wytwarzanego ciepła. Szybkość doprowadzenia ciepła decyduje bowiem o poziomie temperatury w komorze spalania. Wszystko to powoduje, że w przygotowaniu mieszanki decydujące znaczenie, poza zawirowaniem powietrza, ma rozpylenie paliwa.

O jakości rozpylenia decydują dwa podstawowe czynniki fizyczne: różnica ciśnień panujących w przestrzeni rozpylacza bezpośrednio przed otworkiem rozpylającym (studzienka rozpylacza) - ciśnienie wtrysku i przestrzeni komory spalania - ciśnienie w cylindrze oraz gęstość ośrodka, do którego kierowana jest struga. Zwiększanie wartości ciśnienia wtrysku poprawia rozpylenie paliwa i jest preferowanym obecnie kierunkiem rozwoju układów wtryskowych silników ZS. Potwierdzeniem powyższego stwierdzenia są zmiany dokonywane w układzie Common Rail (CR). Każda następna generacja tego układu charakteryzuje się wyższymi ciśnieniami w zasobniku, w porównaniu do poprzedniej.

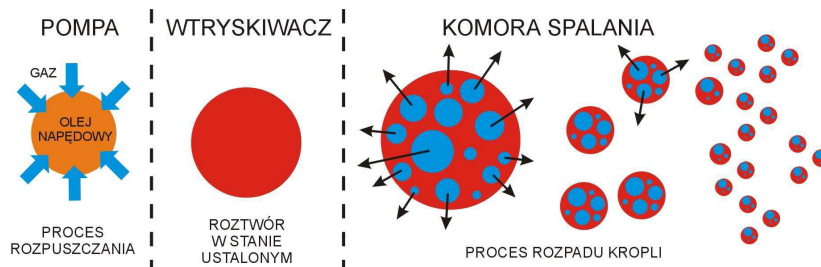
Rozwijanie tego kierunku ma uzasadnienie fizyczne. W obecnie stosowanych układach wtryskowych rozpad strugi paliwa na krople wywołuje tylko jeden bodziec fizyczny. Jest nim prędkość przepływu paliwa w otworkach rozpylacza, wywołana wspomnianą wyżej różnicą ciśnień. Zainicjowany tym bodźcem rozpad strugi wzmacniany jest czynnikiem wtórnym, tj. oddziaływaniem na krople inercyjnego i dyskretnego ośrodka, do którego wtryskiwane jest paliwo.

Stosowanie wysokich ciśnień wtrysku wywołuje znane problemy występujące zarówno na etapie konstruowania i wykonywania aparatury wtryskowej, jak i na etapie jej eksploatacji. Podstawowymi problemami są między innymi szczelność, stabilność wymiarowa czy trwałość wysokociśnieniowych elementów układu wtryskowego (sekcje tłoczące, wtryskiwacze itp.). Wzrost wymagań technologicznych dla aparatury wtryskowej generuje wysokie koszty wytworzenia, a to przekłada się na ceny układu zasilania. Dlatego w dalszym ciągu poszukuje się nowych sposobów na polepszenie procesu rozpylenia, nie wymagających ciągłego wzrostu ciśnienia wtrysku.

Poprawę rozpylenia można osiągnąć nie tylko poprzez zwiększanie ciśnienia wtrysku, lecz także poprzez zmianę mechanizmu wywołującego rozpad strugi paliwa. Do tego celu koniecznym jest wprowadzenie dodatkowego bodźca fizycznego.

Aby uzyskać poprawę rozpylenia proponuje się do istniejącego mechanizmu rozpylenia wprowadzić dodatkowy bodziec fizyczny, wynikający z właściwości roztworu cieczy z gazem, tj. samorzutne uwalnianie się gazu z takiego roztworu w stanach nierównowagowych. Proces uwalniania się gazu z cieczy ma charakter objętościowy, tzn. uwalnianie następuje jednocześnie z całej objętości cieczy i tym samym wywołuje wzburzenie cieczy. Szczegółowy opis wykorzystania właściwości roztworu oleju napędowego z powietrzem do poprawy rozpylenia zamieszczono w [1]. Tutaj, dla uzyskania ciągłości opisu, ograniczono się jedynie do zilustrowania koncepcji, pokazanego na rysunku 1. Koncepcja polega na wprowadzeniu do paliwa odpowiedniej ilości gazu, jego rozpuszczenie, a więc uzyskanie roztworu paliwa z gazem, którego stan równowagowy osiągnięty jest przy założonym ciśnieniu wtrysku i następnie wykorzystanie efektu towarzyszącego procesowi uwalniania się rozpuszczonego gazu podczas

wtrysku, kiedy pojawi się silne zakłócenie stanu równowagowego (gwałtowny spadek ciśnienia w otoczeniu cząstek roztworu).



Rys. 1. Ilustracja koncepcji wspomaganie rozpylenia przez gaz rozpuszczony w paliwie [1].
Fig. 1. The illustration of a concept of the spraying improvement by gas dissolved in fuel [1].

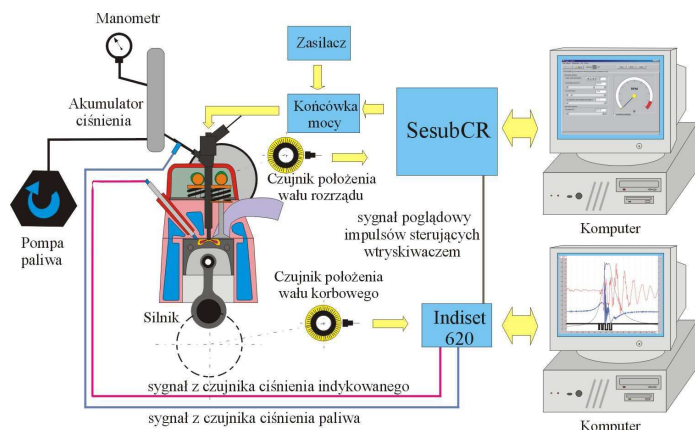
Koncepcję wykorzystania powietrza wprowadzanego bezpośrednio do paliwa w procesie rozpuszczania, jako dodatkowego czynnika poprawy mechanizmu rozpylenia poddano wstępnej weryfikacji eksperymentalnej na silnikowym stanowisku hamulcowym. Weryfikacji i oceny koncepcji dokonano w oparciu o porównanie wyników badań tego samego silnika, wykonanych w tych samych warunkach pracy, dla dwóch przypadków zasilania. W pierwszym przypadku silnik zasilano konwencjonalnym układem typu Common Rail, w którym wykorzystano paliwo bez powietrza. W drugim przypadku silnik zasilano układem typu CR, który umożliwiał doprowadzenie powietrza do paliwa i jego rozpuszczenie. W zasobniku układu znajdował się roztwór paliwa z powietrzem i roztwór ten doprowadzano do wtryskiwacza. Poniżej przedstawiono wybrane wyniki badań.

2. Stanowisko

Badania przeprowadzono na silnikowym stanowisku hamulcowym typu prądnicowego, wyposażonym w silnik badawczy AVL 5804. Jest to jednocylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym i bezpośrednim wtryskiem paliwa, z czterozaworową głowicą, dwoma wałkami rozrządu i wtryskiwaczem umieszczonym centralnie w osi cylindra. Silnik wyposażono w koncepcyjny układ zasilania typu CR, którego pracą sterował układ SesubCR – specjalnie zbudowany system elektronicznego sterowania tym układem [2]. Schemat stanowiska pokazano na rysunku 2. W jego skład wchodzi również układy: stabilizacji temperatury oleju smarującego i cieczy chłodzącej.

Wspomniany układ badawczy CR jest zasobnikowym układem zasilania, w skład którego wchodzi pompa zasilająca wysokiego ciśnienia z niezależnym od silnika spalinowego układem napędowym. Cechą szczególną konstrukcji tej pompy jest to, że umożliwia tłoczenie paliwa bardzo silnie zapowietrzonego. Doprowadzanie powietrza do paliwa i jego rozpuszczanie następuje w sekcjach tłoczących pompy. Roztwór paliwa z powietrzem tłoczony jest do zasobnika, identycznie jak w konwencjonalnych układach CR, z którym połączony jest wtryskiwacz typu CR z zaworkiem elektromagnetycznym. Wartość prądu zasilania elektromagnesu wtryskiwacza generowana jest

przez końcówkę mocy i zasilacz. Odpowiednie parametry wtrysku, tj. kąt początku i czas trwania wtrysku zadawano przy pomocy komputera w programie obsługującym SesubCR.



Rys. 2. Schemat stanowiska badawczego.

Fig. 2. The diagram of the test stand.

Dla dokonania oceny omawianej koncepcji wspomagania rozpylenia silnik wyposażono w piezokwarcowy czujnik ciśnienia indykowanego, zamontowany w głowicy silnika, oraz czujnik piezokwarcowy, umieszczony tuż przed wtryskiwaczem, bezpośrednio na przewodzie wtryskowym łączącym wtryskiwacz z zasobnikiem. Sygnały napięciowe generowane przez te czujniki, po wzmocnieniu, wraz z sygnałem impulsów napięciowych sterujących pracą wtryskiwacza doprowadzono do systemu Indiset 620, który służy do rejestracji szybkozmiennych przebiegów napięciowych. Sprzężenie systemu sterowania układem wtryskowym z systemem rejestracji wyników pomiarów uzyskano dzięki zastosowaniu dwóch czujników prędkości obrotowej: wału korbowego silnika i wałka rozrządu.

3. Metodyka badań

Intensywność efektu uwalniania gazu z cieczy zależy od dwóch czynników, tj. od ilości rozpuszczonego gazu i bodźca termodynamicznego wywołującego uwalnianie. W omawianym przypadku bodźcem jest zmiana ciśnienia w roztworze paliwa z powietrzem, zachodząca gwałtownie na długości otworka rozpylacza i wewnątrz cylindra. Można założyć, że w przyjętych i stałych warunkach pracy silnika czynnik ten zmienia się w przybliżeniu tak samo. Zatem wpływ tego bodźca na pracę silnika ustalony zostanie w oparciu o wyniki pomiarów silnikowych. Ze względów konstrukcyjnych pompy wysokiego ciśnienia ilość rozpuszczonego w paliwie powietrza można było zmieniać jedynie poprzez zmianę ciśnienia powietrza po stronie zasilania pompy powietrzem. Zatem wpływ ilości rozpuszczonego powietrza ustalić można było jedynie poprzez powtarzanie pomiarów w tych samych warunkach pracy silnika dla każdej zmiany ciśnienia zasilania powietrzem.

Uwzględniając powyższe i wstępny charakter badań przyjęto, że dla ustalonego i stałego we wszystkich przypadkach pomiarów ciśnienia w zasobniku układu CR wykonane zostaną dwie serie badań dla dwóch różnych ciśnień powietrza: 2 bar i 5 bar nadciśnienia. Ciśnienia te ustalają masę powietrza rozpuszczonego w paliwie. Każda seria obejmować będzie pomiary dla trzech różnych prędkości obrotowych silnika i dla każdej prędkości - dla czterech różnych obciążeń. Obciążenia ustalone będą przez zmianę czasu wtrysku, realizowaną identycznie w obu seriach. Ciśnienie w zasobniku paliwa ustalono na poziomie 35 MPa. Tak niską wartość przyjęto celowo, gdyż niewątpliwie skomplikowanie przez obecność powietrza w paliwie konstrukcji układu zasilania (szczególnie pompy wysokiego ciśnienia) uzasadnione jest przy zdecydowanym obniżeniu ciśnienia zasobnika w stosunku do rozwiązań istniejących (rzędu 180 MPa). Z zakresu pracy silnika wybrano trzy prędkości obrotowe wału korbowego: $n = 1200$; 2000 i 3000 obr/min, przy których silnik zasilano paliwem zachowując identyczne dla obu serii nastawy czasu otwarcia wtryskiwacza. Dla poszczególnych prędkości obrotowych wynosiły one: przy 1200 obr/min – 0,8; 0,95; 1,07 i 1,22 ms, przy 2000 obr/min – 0,87; 1,0; 1,17 i 1,37 ms oraz przy 3000 obr/min – 0,95; 1,10; 1,35 ms. Przy niezmiennych czasach wtrysku uzyskiwane wartości momentu obrotowego były wartościami wynikowymi. W omawianych badaniach wykorzystywano silnik w wersji wolnossącej. Oznacza to, że dla najdłuższych z przyjętych czasów dawka wtryskiwanego paliwa przekraczała dawkę z charakterystyki zewnętrznej.

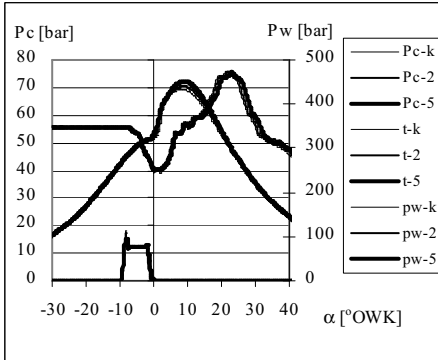
Dla celów porównawczych wykonano pomiary parametrów pracy silnika przy zasilaniu paliwem konwencjonalnym (bez powietrza). Przy tym w każdym przypadku zachowano identyczność wartości nastaw ciśnienia w zasobniku układu zasilania oraz odpowiednich czasów otwarcia wtryskiwacza, odpowiadających wyznaczonym punktom pracy silnika przy zasilaniu roztworem paliwa z powietrzem.

W każdym z ustalonych punktów pracy silnika dokonano pomiaru wartości ciśnienia indykowanego w cylindrze (oznaczanego na rysunkach znakiem "Pc"), ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym pomiędzy zasobnikiem paliwa a wtryskiwaczem (oznaczanego na rysunkach znakiem "Pw"), oraz przebiegu natężenia prądu wyzwalającego otwarcie wtryskiwacza (oznaczanego na rysunkach znakiem "t"). Wyniki indykowania uzupełniono wynikami pomiaru emisji. Do oznaczenia każdej z analizowanych i mierzonych bezpośrednio wielkości dodano indeks (po myślniku): "k" - dotyczy serii pomiarów z konwencjonalnym układem zasilania, "2" - serii, w której ciśnienie powietrza po stronie zasilania pompy wysokiego ciśnienia wynosiło 2 bary, "5" - ciśnienie powietrza wynosiło 5 bar. Uzyskane przebiegi porównano z przebiegami rejestrowanymi podczas pracy silnika zasilanego olejem napędowym bez powietrza z takimi samymi nastawami urządzeń zasilających. Wyniki przedstawiono w formie wykresów

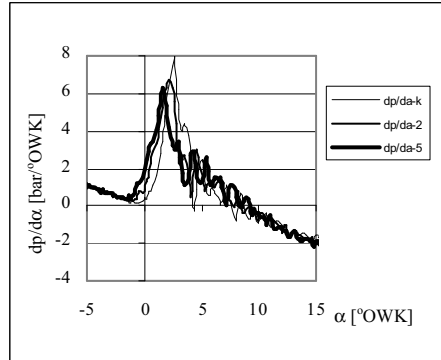
4. Wyniki badań i ich analiza

Charakter wpływu uwalniania się powietrza rozpuszczonego w paliwie na przebieg ciśnienia w cylindrze podczas spalania pokazano na przykładzie jednego obciąż-

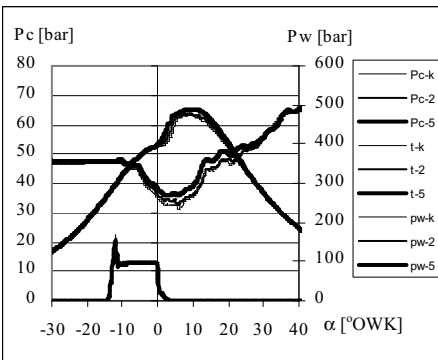
obciążenia silnika i trzech różnych prędkości obrotowych silnika. Wpływ ten zilustrowano bezpośrednio na ciśnieniu (rys. 3, 5, 7) i na szybkości zmian ciśnienia (rys. 4, 6, 8). Tendencje zmian maksymalnych wartości tych wielkości ilustrują rysunki 9, 11, 13 - ciśnienia w cylindrze i rysunki 10, 12, 14 - szybkości narastania ciśnienia. Charakter tych zmian jest ściśle powiązany z opóźnieniem samozapłonu, przedstawionym na rysunkach 15, 16, 17.



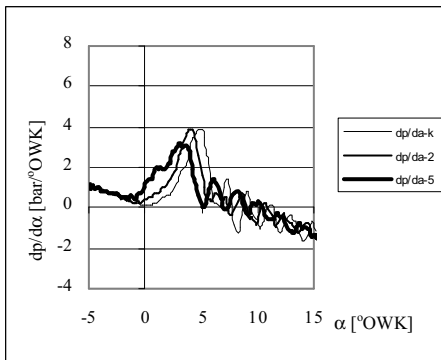
Rys. 3. Wykresy indykatorem silnika zasilanego olejem napędowym i olejem napędowym zawierającym rozpuszczone powietrze; $n = 1200$ obr/min, $P_w = 35$ MPa, $t = 1,07$ ms.
Fig. 3. Cylinder pressure of engine supply with diesel fuel and diesel fuel with dissolved air; $n = 1200$ rpm, $P_w = 35$ MPa, $t = 1,07$ ms.



Rys. 4. Przebiegi szybkości narastania ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego; $n = 1200$ obr/min, $P_w = 35$ MPa, $t = 1,07$ ms.
Fig. 4. Change of pressure rise as function of crank angle; $n = 1200$ rpm, $P_w = 35$ MPa, $t = 1,07$ ms.



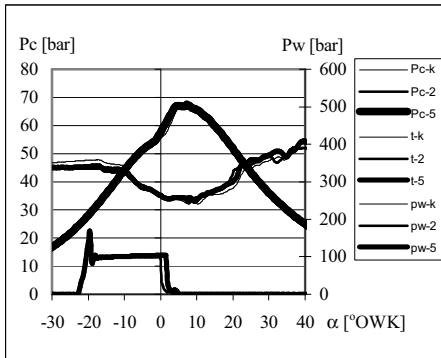
Rys. 5. Wykresy indykatorem silnika zasilanego olejem napędowym i olejem napędowym zawierającym rozpuszczone powietrze; $n = 2000$ obr/min, $P_w = 35$ MPa, $t = 1,17$ ms.
Fig. 5. Cylinder pressure of engine supply with diesel fuel and diesel fuel with dissolved air; $n = 2000$ rpm, $P_w = 35$ MPa, $t = 1,17$ ms.



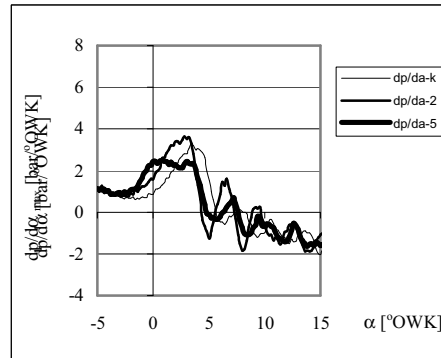
Rys. 6. Przebiegi szybkości narastania ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego; $n = 2000$ obr/min, $P_w = 35$ MPa, $t = 1,17$ ms.
Fig. 6. Change of pressure rise as function of crank angle; $n = 2000$ rpm, $P_w = 35$ MPa, $t = 1,17$ ms.

Na przytoczonych rysunkach ujawnia się jednoznaczny obraz wpływu powietrza rozpuszczonego w paliwie na przebieg spalania w cylindrze. Wyraźnie skraca się w od-

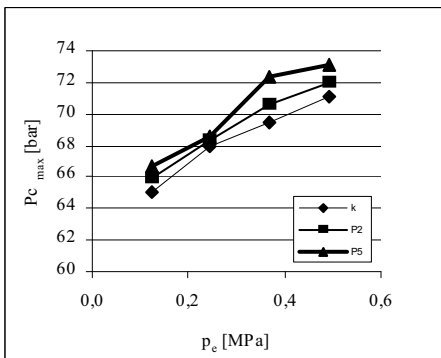
niesieniu do zasilania paliwem bez powietrza okres opóźnienia samozapłonu. Skrócenie to zależy od ilości rozpuszczonego w paliwie powietrza i, co należy uznać za oczywiste, od położenia na charakterystyce ogólnej punktu pracy silnika.



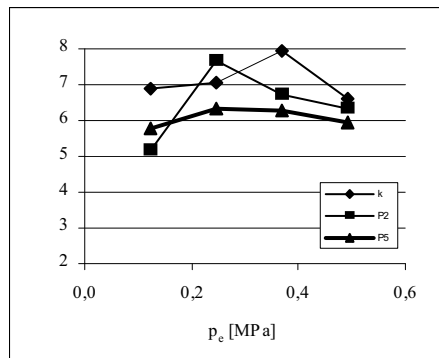
Rys. 7. Wykresy indykatorowe silnika zasilanego olejem napędowym i olejem napędowym zawierającym rozpuszczone powietrze; $n = 3000$ obr/min, $P_w = 35$ MPa, $t = 1,35$ ms.
Fig. 7. Cylinder pressure of engine supply with diesel fuel and diesel fuel with dissolved air; $n = 3000$ rpm, $P_w = 35$ MPa, $t = 1,35$ ms.



Rys. 8. Przebiegi szybkości narastania ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego; $n = 3000$ obr/min, $P_w = 35$ MPa, $t = 1,35$ ms.
Fig. 8. Change of pressure rise as function of crank angle; $n = 3000$ rpm, $P_w = 35$ MPa, $t = 1,35$ ms.



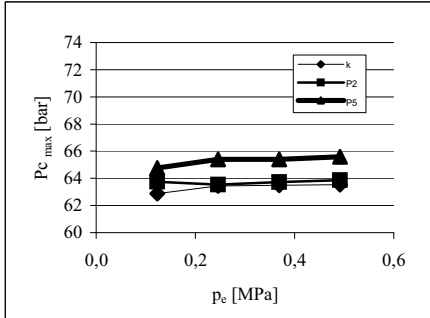
Rys. 9. Zmiany wartości maksymalnych ciśnień spalania w funkcji ciśnienia użytecznego, silnika zasilanego olejem napędowym i olejem napędowym zawierającym rozpuszczone powietrze; $n = 1200$ obr/min.
Fig. 9. Change of max cylinder pressure as function of mean effective pressure, engine supply with diesel fuel and diesel fuel with dissolved air; $n = 1200$ rpm.



Rys. 10. Zmiany maksymalnych wartości szybkości narastania ciśnienia w funkcji średniego ciśnienia użytecznego silnika zasilanego olejem napędowym i olejem napędowym zawierającym rozpuszczone powietrze; $n = 1200$ obr/min.
Fig. 10. Change of max value of pressure rise as function of mean effective pressure, engine supply with diesel fuel and diesel fuel with dissolved air; $n = 1200$ rpm.

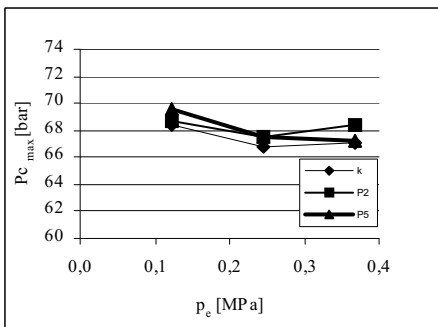
Zwiększając ilość rozpuszczonego powietrza uzyskuje się skracanie opóźnienia samozapłonu. W skrajnych warunkach wykonanych badań, gdy ciśnienie zasilania powietrzem wynosiło 5 bar (największa masa rozpuszczonego powietrza), skrócenie

kąta opóźnienia samozapłonu osiąga wartość od dziesięciu do dwudziestu paru procent. W tym miejscu należy zwrócić uwagę na bardzo dużą wartość kąta opóźnienia, również dla przypadku zasilania paliwem bez powietrza. Tak dużą wartość kąta opóźnienia (rzędu 12°OWK przy $n = 3000$ obr/min) uzasadniać należy drastycznym, w porównaniu do stosowanych we współczesnych silnikach, obniżeniem ciśnienia wtrysku. We wszystkich prezentowanych wynikach ciśnienie w zasobniku utrzymywano na poziomie 35 MPa (około 5 razy mniejsze od ciśnienia zasobnika współczesnych układów CR).



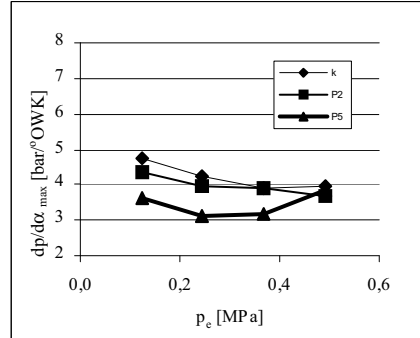
Rys. 11. Zmiany wartości maksymalnych ciśnień spalania w funkcji ciśnienia użytecznego, silnika zasilanego olejem napędowym i olejem napędowym zawierającym rozpuszczone powietrze; $n = 2000$ obr/min.

Fig. 11. Change of max cylinder pressure as function of mean effective pressure, engine supply with diesel fuel and diesel fuel with dissolved air; $n = 2000$ rpm.



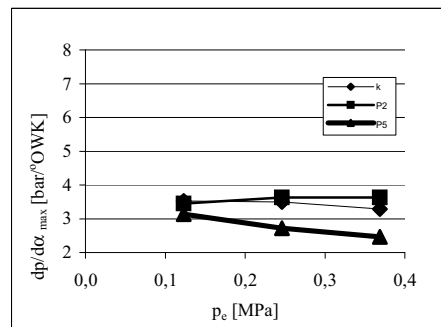
Rys. 13. Zmiany wartości maksymalnych ciśnień spalania w funkcji ciśnienia użytecznego $P_{c \max} = f(p_e)$, silnika zasilanego olejem napędowym i olejem napędowym zawierającym rozpuszczone powietrze dla $n = 3000$ obr/min.

Fig. 13. Change of max cylinder pressure as function of mean effective pressure $P_{c \max} = f(p_e)$, engine supply with diesel fuel and diesel fuel with dissolved air; $n = 3000$ rpm.



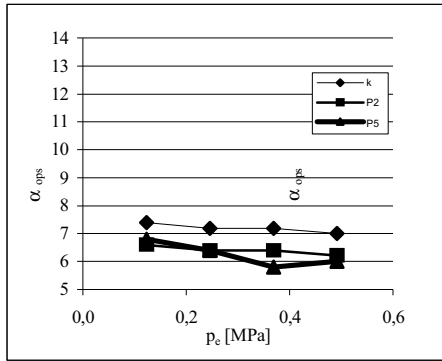
Rys. 12. Zmiany maksymalnych wartości szybkości narastania ciśnienia w funkcji średniego ciśnienia użytecznego silnika zasilanego olejem napędowym i olejem napędowym zawierającym rozpuszczone powietrze; $n = 2000$ obr/min.

Fig. 12. Change of max value of pressure rise as function of mean effective pressure, engine supply with diesel fuel and diesel fuel with dissolved air; $n = 2000$ rpm.



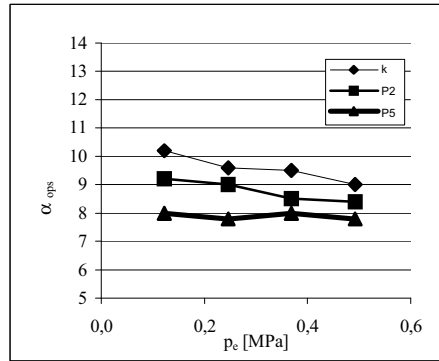
Rys. 14. Zmiany maksymalnych wartości szybkości narastania ciśnienia w funkcji średniego ciśnienia użytecznego silnika zasilanego olejem napędowym i olejem napędowym zawierającym rozpuszczone powietrze; $n = 3000$ obr/min.

Fig. 14. Change of max value of pressure rise as function of mean effective pressure, engine supply with diesel fuel and diesel fuel with dissolved air; $n = 2000$ rpm.



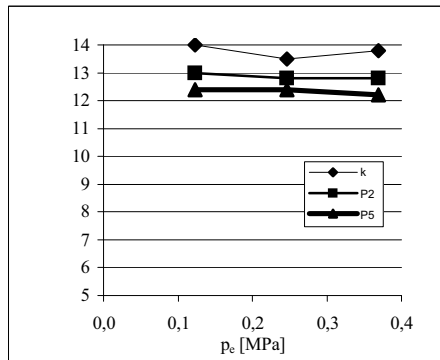
Rys. 15. Zmiany wartości kąta opóźnienia samozapłonu w funkcji ciśnienia użytecznego, silnika zasilanego olejem napędowym i olejem napędowym zawierającym rozpuszczone powietrze; $n = 1200$ obr/min.

Fig. 15. Change of combustion delay as function of mean effective pressure, engine supply with diesel fuel and diesel fuel with dissolved air; $n = 1200$ rpm.



Rys. 16. Zmiany wartości kąta opóźnienia samozapłonu w funkcji ciśnienia użytecznego, silnika zasilanego olejem napędowym i olejem napędowym zawierającym rozpuszczone powietrze; $n = 2000$ obr/min.

Fig. 16. Change of combustion delay as function of mean effective pressure, engine supply with diesel fuel and diesel fuel with dissolved air; $n = 2000$ rpm.



Rys. 17. Zmiany wartości kąta opóźnienia samozapłonu w funkcji ciśnienia użytecznego, silnika zasilanego olejem napędowym i olejem napędowym zawierającym rozpuszczone powietrze; $n = 3000$ obr/min.

Fig. 17. Change of combustion delay as function of mean effective pressure, engine supply with diesel fuel and diesel fuel with dissolved air; $n = 3000$ rpm.

Ze zmniejszeniem opóźnienia samozapłonu skojarzone jest wyraźnie zmniejszenie szybkości narastania ciśnienia w komorze spalania. Jednoznaczna jest także tendencja tego skojarzenia: zwiększanie ilości rozpuszczonego powietrza wywołuje mniejszą szybkość narastania ciśnienia. Przy zasilaniu powietrzem pod ciśnieniem 5 bar szybkość narastania ciśnienia uległa zmniejszeniu o wartość rzędu 20 %.

Charakterystycznym jest, że wraz z skróceniem opóźnienia samozapłonu i zmniejszeniem szybkości narastania ciśnienia maksymalne wartości ciśnienia spalania

w cylindrze wykazywały tendencje wzrostowe, szczególnie w zakresie niższych prędkości obrotowych silnika. Jednocześnie zauważalnym było przesunięcie położenia tego maksimum w kierunku opóźnienia względem GMP w odniesieniu do zasilania paliwem bez powietrza. Tendencja ta jest bardzo pożądana, gdyż oznacza silniejsze sprzężenie procesu spalania z przebiegiem wtrysku i tym samym możliwość silniejszego sterowania przebiegiem spalania poprzez kształtowanie przebiegiem wtrysku paliwa.

Źródłem zaobserwowanych zmian przebiegu ciśnienia spalania muszą być zmiany zachodzące w fazie przygotowania paliwa do spalania. Skrócenie opóźnienia samozapłonu oznacza, że uwalniające się z paliwa powietrze musi zmieniać strukturę rozpylenia. Musiały pojawić się krople paliwa, dla których okres przygotowania do spalania (zmiana fazy z ciekłej na gazową, czas osiągnięcia temperatury samozapłonu itd.) uległ skróceniu. Oznacza to, że uwalniające się powietrze wpływa na mechanizm rozpylenia i to w kierunku pozytywnym. Uzyskiwana struktura rozpylenia jest korzystniejsza z punktu widzenia spalania.

1. Podsumowanie

Zaprezentowane wyniki nie stanowią pełnej oceny udziału powietrza rozpuszczonego w paliwie na mechanizm rozpylenia i, w konsekwencji, jego wpływu na przebieg procesu spalania. Nie mniej pozwalają na wyciągnięcie istotnych wniosków. Wpływ ten jest istotny i na tyle silny, że uzasadnia dalszą kontynuację badań. Analiza oparta na parametrach termodynamicznych wykresu indykatorowego pozwala na wstępną ocenę koncepcji poprawy procesu spalania. Ostateczną weryfikację należy poprzeć wynikami pomiaru emisji związków szkodliwych spalin silnika pracującego w identycznych warunkach eksploatacyjnych zasilanego odpowiednio modyfikowanym paliwem.

Literatura

- [1] KOZAK W., MARKOWSKI J., BAJERLEIN M.: *Wykorzystanie gazu rozpuszczonego w paliwie do wspomaganie mechanizmu rozpylenia*. Silniki Spalinowe Nr 1 (120), 2005.
- [2] MERKISZ J., MARKOWSKI J., BAJERLEIN M., HUNICZ J.: *System elektronicznego sterowania układem badawczym Common Rail „SesubCR“ w aspekcie badań silnikowych*. PTNSS KONGRES – 2005 Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych, Szczyrk 25-28 wrzesień 2005, Materiały konferencyjne.

The influence of air dissolved in diesel oil on the indicator graph of CI engine

S u m m a r y

The aim of this article is to present the results of the research conducted in order to verify the concept of air dissolved in diesel oil, which is to improve combustion in a self-ignition engine. The research encloses indicator diagrams registered during a test on an engine powered with a solution of diesel oil at different concentrations of air. These diagrams were then compared with another indicator diagram registered during a test on an engine powered with pure diesel oil in similar exploitation conditions. The article presents the outcomes of thermodynamic analysis, together with conclusions, based on the registered engine indicator diagrams.