

Władysław KOZAK*
Maciej BAJERLEIN
Jarosław MARKOWSKI

Weryfikacja koncepcji wspomagania mechanizmu rozpylenia oleju napędowego rozpuszczonym w nim powietrzem

Niniejszy artykuł jest kontynuacją opisu problematyki poruszanej w artykule pt. „Wykorzystanie gazu rozpuszczonego w paliwie do wspomagania mechanizmu rozpylenia” [1]. Zamieszczono w nim wyniki badań jednocyldrowego silnika wysokoprężnego, który zasilano roztworem utworzonym z oleju napędowego i powietrza. Metodą porównawczą dokonano oceny proponowanej koncepcji zmiany mechanizmu rozpylenia. Analizą objęto: przebieg ciśnienia w cylindrze i przebieg szybkości narastania ciśnienia, maksymalną wartość ciśnienia w cylindrze i maksymalną wartość szybkości narastania ciśnienia, kąt opóźnienia samozapłonu, okres trwania spalania i zawartość w spalinach tlenu węgla, węglowodorów, tlenków azotu oraz stopień zacinienia spalin. Wykazano korzystne zmiany w przebiegu procesu spalania, będące następstwem zmiany mechanizmu rozpylenia.

Słowa kluczowe: silnik wysokoprężny, wtrysk paliwa, roztwór, spalanie, wykres indykatorowy, szybkość narastania ciśnienia, opóźnienie samozapłonu, kąt spalania, emisja

Verification of the concept of spray mechanism assisted with air dissolved in diesel oil

In reference to the paper “The application of gas dissolved in fuel with a view to improve the mechanism of spraying” [1], this article continues with the issue of spray mechanism improvements. It includes the results of tests with a one-cylinder CI engine powered with a solution of diesel oil and air. The proposed changes in the spray mechanism were evaluated contrastively. The analysis encompasses: indicator pressure in the cylinder as well as the maximum value of pressure increase rate, self-ignition delay angle, the time span of combustion, the content of carbon oxide, hydrocarbons, nitrogen oxides in exhaust gas, as well as the degree of exhaust gas blackening. Some positive changes in the combustion process, induced by the improvements in spray mechanism, have been shown.

Key words: CI engine, fuel injection, solution, combustion, pressure time history, pressure increase rate, self-ignition delay, combustion duration, emission

1. Wprowadzenie

W numerze 1/2005 czasopisma Silniki Spalinowe [1] autorzy przedstawili teoretyczne podstawy koncepcji wspomagania mechanizmu rozpylenia paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym (ZS) przez wykorzystanie efektu towarzyszącego uwalnianiu się gazu rozpuszczonego w cieczy w stanie nierównowagowym (skrótowo nazywany dalej efektem uwalniania); uwalnianie to ma charakter objętościowy i dzięki temu forma przestrzenna, w jakiej ciecz się znajduje, np. kropla, jest rozrywana. Zwrócono uwagę na warunki fizyczne panujące w części wysokociśnieniowej układu wtryskowego i na charakter zmian ciśnienia podczas wtrysku. Wskazują one na obecność potencjalnie silnego stanu nierównowagowego w roztworze paliwa z gazem, co powinno sprzyjać zastosowaniu takiego roztworu do zasilania silnika. Przedstawiono wyniki poszukiwań minimalnego ciśnienia wymaganego dla uzyskania stanu nasycenia roztworu paliwa z powietrzem w zależności od masy rozpuszczonego powietrza. Przeanalizowano także zmiany energetyczne towarzyszące rozpuszczaniu powietrza w paliwie i sprężaniu roztworu, odniesione do sprężania paliwa bez powietrza. W oparciu o przesłanki teoretyczne wskazano zalety zasilania silnika roztworem.

Dla zweryfikowania wniosków sformułowanych we wspomnianym artykule wykonano układ umożliwiający

1. Introduction

In Combustion Engines, 1/2005, the authors presented theoretical backgrounds of the concept of spray mechanism in a CI engine, assisted with the effect of gas release in liquid, in non-equilibrium. Owing to the capacious character of the release, the spatial form of liquid, e.g., a droplet, becomes disrupted (in the course of the article it is called ‘the release effect’). Attention was paid to the physical conditions occurring in the high-pressure part of the injection system as well as the nature of the pressure changes during the injection. Both indicate the occurrence of potentially high non-equilibrium phase in the gas-fuel solution. The article presents the outcome of the search for the lowest value of pressure, which is necessary to obtain the maximum gas-fuel solution concentration, depending on the weight of dissolved air and the compression of solution in comparison to the compression of fuel without air. On the basis of theoretical premises, the advantages of supplying engines with the solution were enumerated.

In order to verify the conclusions drawn in the aforementioned article, a special system was constructed enabling air release in fuel, solution dissolving and supplying the CI engine with it. The results of conducted engine tests served as a ground for experimental verification of the possibility to exploit the release effect in spray mechanism and for as-

wprowadzenie powietrza do paliwa, jego rozpuszczenie i zasilanie silnika ZS roztworem paliwa z powietrzem. Wykonano badania silnika a uzyskane wyniki przyjęto jako podstawę do dokonania eksperymentalnej weryfikacji możliwości wykorzystania efektu uwalniania do wspomaganie istniejącego mechanizmu rozpylenia paliwa oraz dokonania oceny skutków oddziaływania tego efektu na pracę silnika. W ocenie nacisk położono na dwa aspekty: pierwszy – konstrukcyjny, związany z koniecznością wytworzenia roztworu w warunkach wysokiego ciśnienia, jakie panuje w układzie wtryskowym i drugi – dotyczący zmian w przebiegu spalania wywołanych zasilaniem silnika roztworem.

2. Stanowisko pomiarowe

Badania przeprowadzono na stanowisku hamownianym z wykorzystaniem silnika AVL 5804. Jest to jednocylindrowy silnik ZS z bezpośrednim wtryskiem paliwa, wyposażony w czterozaworową głowicę z dwoma wałkami rozrządu oraz w dwa niezależne układy stabilizacji temperatury: oleju smarującego i cieczy chłodzącej.

Dla potrzeb analizy stanowisko wyposażono w typowe układy, umożliwiające pomiar: ciśnienia w cylindrze p_c [bar], ciśnienia przed wtryskiwaczem p_w [bar], przebiegu napięcia U [V] sterującego pracą wtryskiwaczy, ciśnienia w zasobniku wysokiego ciśnienia p_z [MPa] i temperatury spalin t_{sp} [°C]. Sygnały generowane przez czujniki wymienionych wielkości, po przekształceniu na napięcie i wzmocnieniu, wraz z sygnałami impulsów sterujących pracą wtryskiwacza rejestrowano z wykorzystaniem systemu Indiset 620 (AVL). Do pomiaru emisji: CO [ppm], NO_x [ppm], HC [%], CO₂ [%] użyto analizatora TESTO. Emisję cząstek stałych PM zastąpiono stopniem zaczernienia spalin N [%], który mierzono za pomocą urządzenia typu OPACIMETR.

Do zasilania silnika wykorzystano zbudowany przez autorów [4] autonomiczny układ wtryskowy napędzany silnikiem elektrycznym, zawierający elementy konstrukcyjne typowe dla układów wtrysku common rail (CR). Rozwiązaniem szczególnym jest konstrukcja pompy wysokiego ciśnienia. Umożliwia ona doprowadzenie powietrza do oleju napędowego i wytworzenie w warunkach wysokiego ciśnienia roztworu oleju napędowego z powietrzem (nazywanego dalej roztworem). Roztwór uzyskiwano w sekcji tłoczącej o konstrukcji zbliżonej do konstrukcji sekcji konwencjonalnej pompy tłokowej, co pokazano na rysunku 1.

Różnica polega na odmiennych proporcjach stosunku skoku tłoka do jego średnicy i wprowadzeniu zaworu zwrotnego, przez który do sekcji doprowadzane jest powietrze. Oprócz normalnego zaworu tłoczącego 12 ze sprężyną 13, łączącego sekcję z zasobnikiem, przestrzeń cylindra 7 nad tłokiem 6 jest połączona z otoczeniem poprzez jednokierunkowy zawór 11 ze sprężyną 10. Podczas ruchu tłoka 6 w dół w objętości cylindra 7 powstaje podciśnienie i zaworem 11 jest zasysane powietrze. Przed osiągnięciem dolnego zwrotnego położenia powierzchnia boczna tłoka odsłania otwór zasilania paliwem (pokazany strzałką), umożliwiając tym samym doprowadzenie do cylindra oleju napędowego. Ilość doprowadzonego oleju wynika z czasu odsłonięcia otworu i

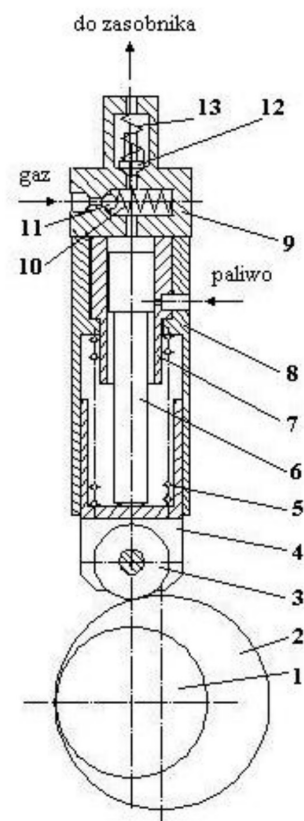
sessing the influence on the engine exerted by the release effect. In the assessment, the emphasis was put on two aspects. The first one is connected with the formulation of the solution under high pressure in ignition system, while the second one refers to the changes in the combustion processes induced by supplying an engine with the solution.

2. Test bed

The tests were conducted with the aid of test bed and CI engine AVL 5804 with direct injection, and equipped with a four-valve cylinder head, which has two camshafts and two independent temperature stabilization systems: lubricating oil and cooling liquid.

For the purposes of the analysis, the test bed was provided with typical systems to measure the following parameters: the pressure in the cylinder p_c [bar], the pressure before the injector p_w [bar], the voltage rate U [V] that controls the injectors operation, the pressure in the high pressure accumulator p_z [MPa] and the temperature of the exhaust gas t_{sp} [°C]. The signals generated by the impulses that control the injectors and the signals generated by the detectors of these parameters, after conversion into voltage and after enhancement, were measured with the use of Indiset 620 (AVL) system. Furthermore, TESTO analyzer was used to measure the emissions of CO [ppm], NO_x [ppm], HC [%], and CO₂ [%]. The emission of PM was replaced with the degree of exhaust gas blackening N [%] measured with OPACIMETER.

The engine was powered with an autonomous injection system, built by the authors [4], and powered with an electric engine that consisted of components typical for common rail. The high-pressure pump has a peculiar construction so that it can be supplied with diesel oil and the solution of air and diesel oil can be formulated under high pressure. The solution was obtained in the pumping section, its structure similar to a conventional piston pump as shown in fig. 1. The difference between the pumps lies in the proportion of pump piston stroke to its diameter and the non-return valve the air is pumped through. In addition to the typical bucket valve 12 with spring 13 that con-



Rys. 1. Schemat sekcji tłoczącej pompy wysokiego ciśnienia

Fig. 1. The draft of pumping section in high-pressure pump

ciśnienia doprowadzanego oleju napędowego. Podczas ruchu powrotnego powierzchnia boczna tłoka przestania otwór zasilania olejem napędowym, a wywołany tym wzrost ciśnienia powoduje zamknięcie zaworu 11, wspomagane także sprężyną 10. W objętości nad tłokiem następuje sprężanie oleju napędowego i powietrza. Współczynnik rozpuszczalności paliwa zależy od ciśnienia [1]. Zatem wraz ze wzrostem ciśnienia w objętości nad tłokiem pojawia się bodziec nierównowagowy, którego następstwem jest samorzutnie zachodzący proces rozpuszczania powietrza w oleju napędowym. Powstały roztwór, tak jak w typowym układzie CR, tłoczony jest przez zawór 12 do zasobnika wysokiego ciśnienia. W omawianym rozwiązaniu do napędu tłoka zastosowano mimośród, który wymusza jego ruch i jednocześnie napinanie sprężyny 5. Powrót tłoka następuje pod działaniem napięcia tej sprężyny.

Wartości podstawowych parametrów wtrysku, tj. kąt początku wtrysku i czas trwania wtrysku (decyduje o dawce wtryskiwanego paliwa) ustalano za pomocą zbudowanego specjalnie dla potrzeb omawianych badań systemu elektronicznego sterowania wtryskiem paliwa. Sprzęgnięcie systemu sterowania z silnikiem następowało poprzez sygnały dwóch czujników: czujnika prędkości obrotowej skojarzonego z wałem korbowym silnika i czujnika fazy skojarzonego z wałkiem rozrządu. Ciśnienie wtrysku (ciśnienie w zasobniku) ustalano poprzez zmianę prędkości obrotowej silnika napędzającego pompę wysokiego ciśnienia i ustawienie zaworu upustowego zamontowanego na zasobniku wysokiego ciśnienia.

3. Metoda analizy i program badań silnika

Należy zwrócić uwagę, że w dotychczasowej historii rozwoju silników ZS nie rozważano możliwości wykorzystania omawianego efektu uwalniania do wspomagania istniejącego mechanizmu rozpylenia. Nie wykonywano również prób zasilania silnika roztworem paliwa, do oceny tego efektu na drodze eksperymentalnej. Prowadzone badania są pierwszą próbą jego wykorzystania, a uzyskane wyniki mają posłużyć do oceny proponowanej koncepcji. Przystępując do nich zakładano, że ocena będzie dokonana metodą porównawczą w oparciu o wyniki badań wykonanych dla dwóch przypadków zasilania. W pierwszym przypadku silnik zasilano układem wtryskowym, w którym wykorzystywany jest konwencjonalny mechanizm rozpylenia paliwa. W drugim przypadku badań silnik zasilano układem, do którego wprowadzono efekt uwalniania. Oceny wpływu efektu uwalniania na proces spalania dokonano na podstawie analizy porównawczej wielkości wyjściowych, ujmujących skutki energetyczne i ekologiczne, których związek z mechanizmem rozpylenia jest wprawdzie jednoznaczny, jednak nie jest ani bezpośredni ani łatwy do ujęcia analitycznego. Jest oczywiste, że w obu przypadkach badania muszą być wykonane w identycznych (lub bardzo zbliżonych) warunkach pracy silnika.

Do analizy porównawczej wytypowano następujące wielkości:

- przebieg ciśnienia indykowanego p_c ,

nnects the section with the high pressure accumulator, the cylinder space 7 is connected with the space above piston 6 through the non-return valve 11 with spring 10. As piston 6 moves downwards along cylinder 7, sub-atmospheric pressure occurs and the air is sucked in through valve 11. Before the pump piston reaches the bottom dead centre, the diesel oil flows into the cylinder through the hole that becomes uncovered on the side surface of the piston (indicated by an arrow). The amount of incoming diesel oil depends on the length of time the hole is uncovered and the oil supply pressure. As piston 6 moves backwards, the side surface of the piston becomes covered while valve 11 closes owing to the pressure increase, also supported by spring 10. The diesel oil and the air become compressed in the space above the piston. The fuel solubility coefficient depends on the pressure [1]. In consequence, the pressure increase in the volume above the piston stimulates non-equilibrium conditions that make the air dissolve in diesel oil spontaneously. The solution, created in a similar way as in a typical common rail, becomes pumped through valve 12 to the high-pressure accumulator. In the solution discussed herein, a circular cam induces the pump piston movement with the simultaneous tension of spring 5. The pump piston returns under the tension.

The values of basic injection parameters, i.e., the angle of injection starting point and the injection time span (deciding on the amount of injected fuel), were determined with the aid of a specially built electronic fuel injecting control system. The control system was integrated with the engine by means of the signals generated by two sensors: the speed of rotation detector connected with a crankshaft and the phase detector connected with the camshaft. The injection pressure (the pressure in the accumulator) was determined by means of the change in rotation speed of the engine powering the high-pressure pump and the change in the release valve located in the high pressure accumulator.

3. Methods of analysis and engine test program

It has to be pointed out that the possibility of aiding spray mechanism with the release effect has never been raised in the course of the CI engine development. No experiments on engines powered with fuel solution have not been conducted, either. The research currently carried out embodies the first attempt to make use of this effect as well as to evaluate the concept. From the beginning it was assumed that the assessment would be carried out by means of contrasting data obtained during tests on engines with two different sources of fuel supply. In the first case, the engine was equipped with an injection system and a typical spray mechanism, whereas in the second case the engine was equipped with a system that exploits the release effect. The influence of the release effect on the combustion process was assessed by virtue of a contrastive analysis of initial values that encompass energetic and ecological consequences whose connection with the spray mechanism is obvious, however, it is neither direct nor easy to analyze. It is needless to say, in both cases the tests had to be conducted in identical (or approximately the same) engine work conditions.

- szybkość narastania ciśnienia $dp_c/d\alpha$ i jej wartość maksymalną $(dp_c/d\alpha)_{\max}$,
- maksymalne ciśnienie spalania p_{\max} ,
- kąt opóźnienia samozapłonu α_{ops} ,
- czas trwania spalania, określane kątem spalania α_s ,
- szybkość wywiązywania ciepła $dx_i/d\alpha$, jej wartość maksymalną $(dx_i/d\alpha)_{\max}$ i ilość wywiązane ciepła X_p ,
- emisję w punktach pomiarowych składników spalin: CO, HC, NO_x i zanieczyszczenia spalin N.

Ustalając program badań założono, że zostaną wykonane pomiary wymienionych wielkości w punktach pracy silnika, reprezentujących obszar małych, średnich i dużych wartości prędkości obrotowych i momentu obrotowego (rozumianych względnie), a uzyskane wyniki pozwolą na dokonanie oceny w obszarze całej charakterystyki ogólnej. Kierując się tym założeniem z obszaru pracy silnika AVL 5804 (w wersji niedoładowanej) wybrano trzy prędkości obrotowe wału korbowego: $n = 1200$ i 2000 obr/min, przy których silnik obciążono momentem obrotowym równym $M_0 = 5, 10, 15$ i 20 N·m, oraz prędkość obrotową $n = 3000$ obr/min, przy której silnik obciążano momentem obrotowym równym $M_0 = 5, 10$ i 15 N·m. Przyjęte wartości maksymalne momentów wyraźnie przekraczają wartości z charakterystyki zewnętrznej, zatem uzyskane informacje obejmują również przypadki przeciążenia silnika. W przyjętych warunkach wykonano dwie serie pomiarów: jedną przy zasilaniu silnika olejem napędowym bez powietrza i drugą – przy zasilaniu silnika roztworem.

Dla określonej konstrukcji rozpylacza o strukturze rozpylenia strugi paliwa decyduje ciśnienie wtrysku. We współcześnie stosowanych układach wtryskowych ciśnienie wtrysku często przekracza wartość 200 MPa (np. w pompowtryskiwaczach). Opracowując omawianą koncepcję zakładano, że zasilanie roztworem, którego przygotowanie stawia zwiększone wymagania konstrukcyjne będzie uzasadnione, gdy równorzędną w porównaniu z układem konwencjonalnym strukturę rozpylenia uzyska się przy zdecydowanie niższym ciśnieniu wtrysku. Uwzględniając to założenie zdecydowano się na realizację wtrysku przy skrajnie niskim ciśnieniu w zasobniku wysokiego ciśnienia, wynoszącym 35 MPa (około 6-ciokrotnie niższym od stosowanych współcześnie). Ustaloną wartość ciśnienia utrzymywano w obu seriach pomiarów.

Konstrukcję pompy wysokiego ciśnienia opracowano nie dysponując wynikami pomiaru współczynnika rozpuszczalności powietrza w oleju napędowym. Po wykonaniu odpowiednich badań okazało się, że we wtryskiwanej masie oleju napędowego można rozpuścić więcej powietrza, niż to wynikało z objętości skokowej wykonanych sekcji tłoczących. Dlatego też w przypadku zasilania silnika roztworem zdecydowano się rozszerzyć badania w takim zakresie, aby możliwe było ustalenie wpływu masy rozpuszczonego powietrza na mechanizm rozpylenia. Masę powietrza zmieniało poprzez zmianę ciśnienia zasilania pompy wysokiego ciśnienia. Pomiary wykonano przy ciśnieniu otoczenia ($p_{\text{pow}} = 0$ bar) i nadciśnieniu p_{pow} równym: 1, 2 i 5 bar. Pomiar rzeczywistej masy powietrza zasysanego do sekcji tłoczącej

The following parameters were determined for the analysis:

- the course of indicating pressure p_c ,
- the pressure increase rate $dp_c/d\alpha$ and its highest value $(dp_c/d\alpha)_{\max}$,
- the maximum combustion pressure p_{\max} ,
- the self-ignition delay angle α_{ops} ,
- the combustion time span defined by combustion angle α_s ,
- the speed of heat release $dx_i/d\alpha$ and its maximum value $(dx_i/d\alpha)_{\max}$,
- the emission of fuel components, i.e., CO, HC, N and NO_x , at measuring points.

While preparing the test program, it was assumed that these parameters were to be measured at low, average, and high values of the rotation speed as well as the torque (relatively), and that the results would allow assessing the engine work in general. On the basis of these assumptions about AVL 5804 engine (an uncharged model), three values of the crankshaft rotation speed were chosen: $n = 1200$ and 2000 rpm, with respective torques: $M_0 = 5, 10, 15$, and 20 N·m; additionally, the crankshaft rotation speed $n = 3000$ rpm and torque $M_0 = 5, 10$, and 15 N·m. The maximum values of the parameters exceed noticeably the values present in external characteristics; thus, the data obtained in the course of experiments should also provide cases of engine overloading. The parameters were measured in the defined conditions in two series, first, with an engine supplied with diesel oil, second, with an engine supplied with the solution.

The injection pressure determines the structure of fuel spray in relation to the injector's construction. In the currently exploited injection systems, the injection pressure often exceeds 200 MPa (for example, in pump injectors). Within the framework of this concept, it has been assumed that although supplying an engine with the solution requires structural modifications, the application of this concept is justified if an equivalent structure of fuel spray can be obtained at lower injection pressure. Taking this assumption into account, it has been agreed to perform injection at extremely low pressure in the high pressure accumulator, at 35 MPa (it is six times lower than pressure presently applied). The agreed value of pressure was sustained during both series of measurements.

The high pressure pump structure was designed without knowing the coefficient of air solubility in diesel oil. After some trials, it appeared possible to dissolve more air in the injecting fuel than it was assumed on the basis of the piston displacement in the pumping sections. Therefore, in the case of the engine supplied with the solution, the research was expanded so that the influence of dissolved air on the spray mechanism could be evaluated. The air mass changed as a result of shifting the value of pressure charging the high-pressure pump. The measurements were performed at ambient pressure ($p_{\text{pow}} = 0$ bar) and at overpressure $p_{\text{pow}} = 1, 2$, and 5 bar. The real mass of air sucked in into the pumping section was difficult to measure. To estimate an approximate value, the coefficient of air filling level in the pump section was measured, however, in conditions different from

okazał się bardzo trudny. Dla oszacowania przybliżonych wartości dokonano pomiaru współczynnika napełnienia sekcji pompy powietrzem, jednak w warunkach odbiegających od rzeczywistości panujących w trakcie badań silnika. Przy przyjętych ciśnieniach zasilania udział powietrza rozpuszczonego w oleju wynosił w przybliżeniu odpowiednio: 0,4; 0,8; 1,1 i 2,3 $g_{\text{pow}}/(100 g_{\text{pal}})$. Ustalając punkt pracy silnika kierowano się czasem otwarcia wtryskiwacza. Odpowiednio dla przyjętych, przybliżonych wartości momentu obrotowego wynosiły one: 0,55; 0,65; 0,75; 0,85 i 1,65 ms, i były utrzymywane jako stałe dla wybranych punktów pracy silnika, niezależnie od wariantu ustalanych wartości parametrów wtrysku.

4. Wyniki badań

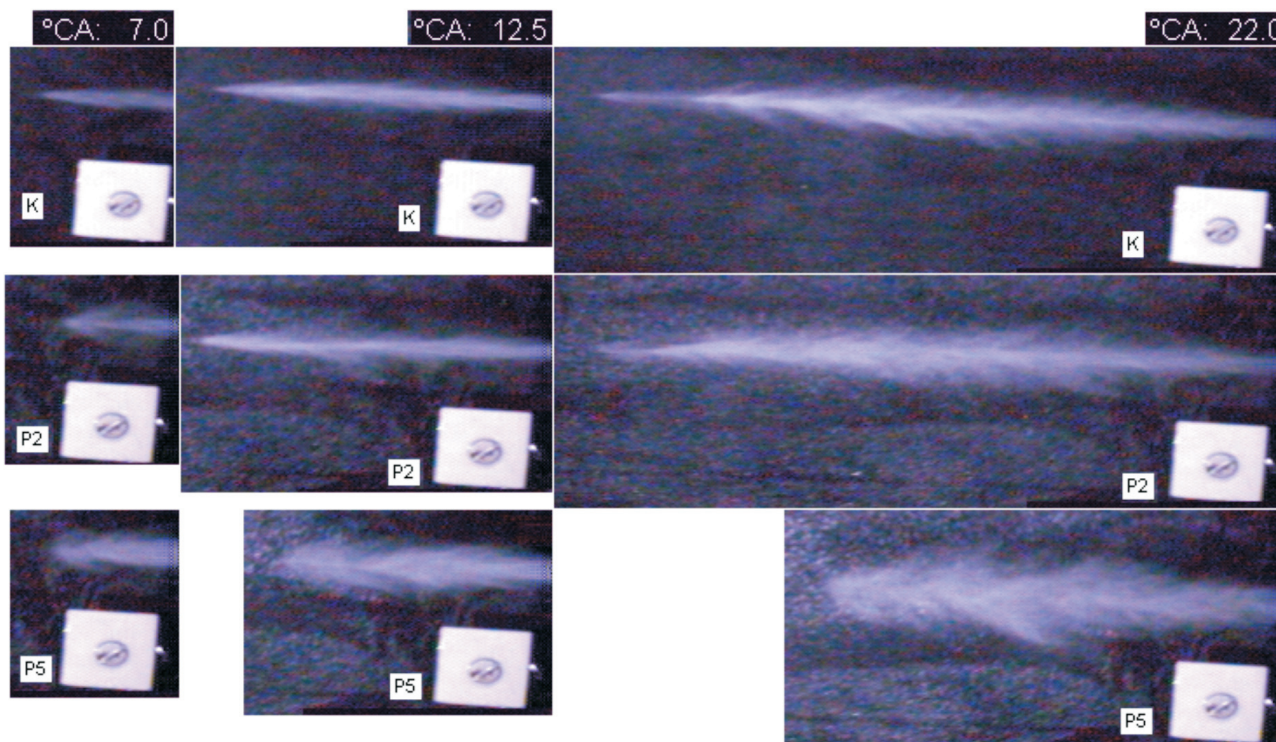
Istotny wpływ efektu uwalniania na mechanizm rozpylenia stwierdzono obserwując strugi paliwa w czasie wtrysku do otwartej przestrzeni [2], co ilustruje rysunek 2. Na rysunku pokazano obrazy strugi ujęte w trzech różnych fazach (kąt °OWK od początku obserwacji zaznaczony nad obrazami) dla trzech przypadków zasilania: konwencjonalnego – K i dwóch przypadków zasilania roztworem dla ciśnienia $p_{\text{pow}} = 2 \text{ bar}$ – P2 i $p_{\text{pow}} = 5 \text{ bar}$ – P5 (jasny prostokąt jest obrazem płytki umieszczonej w tle strugi dla uchwycenia skali). Kształt strugi dla trzeciego przypadku różni się zdecydowanie od dwóch poprzednich. Od samego początku wtrysku jest ona wyraźnie szersza i ma zdecydowanie mniej-

those during the engine tests. At the assumed values of charging pressure, the contribution of air dissolved in diesel oil approximated 0.4, 0.8, 1.1, and 2.3 $g_{\text{pow}}/(100 g_{\text{pal}})$, respectively. The engine working point was determined with regard to the injector time opening. The approximate values of torque were assumed as : 0.55, 0.65, 0.75, 0.85, and 1.65 ms accordingly; moreover, they were constant at different engine working points, irrespectively of the assumed injection parameters.

4. Test results

A significant influence of the release effect on the spray mechanism was observed during the analysis of fuel spray into open space [2], which is shown in fig. 2. It illustrates the fuel spray in three different phases (°CA angle at the onset of the observation as indicated above the figures) for three types of the engine supply accordingly: the conventional one – K and two types with the solution at pressure values $p_{\text{pow}} = 2 \text{ bar}$ – P2 and $p_{\text{pow}} = 5 \text{ bar}$ – P5 (the bright rectangle illustrates a tile located in the background of fuel spray to indicate the scale). The shape of fuel spray in the third case differs substantially from the previous two. Since the onset of injection, it is distinctly wider and it has a definitely narrower range.

The engine test results were presented in the form of diagrams marked with indices and symbols identifying the case examined. The results of the first series of tests (the case of an engine supplied with diesel oil without air) are marked



Rys. 2. Porównanie obrazów strugi przy wtrysku do otwartej przestrzeni (objaśnienia w tekście)
 Fig. 2. The comparison of fuel spray during injection into open space (explanation of illustrations in the text)

Wyniki badań silnika zaprezentowano w formie wykresów oznaczonych indeksami i symbolami identyfikującymi analizowany przypadek badań. Wszystkie wyniki pomiarów z pierwszej serii badań (przypadek zasilania silnika olejem napędowym bez powietrza) oznaczono na wykresach indeksem k. Wartości n i M identyfikujące punkt pracy silnika umieszczono w tytule wykresu lub w podpisie rysunku. Natomiast cyfry w legendzie rysunku identyfikują nadciśnienie powietrza zasilającego pompę wysokiego ciśnienia p_{pow} .

Jakościowy charakter zmian przebiegów p_c i $dp_c/d\alpha$ w funkcji kąta obrotu wału korbowego, wynikających z wprowadzenia powietrza do oleju napędowego i zasilanie silnika roztworem, pokazano na przykładzie pomiarów dokonanych dla obciążenia stałym momentem obrotowym $M = 15 \text{ N}\cdot\text{m}$ i dla trzech ustalonych prędkości obrotowych silnika. Zmiany te ilustruje rysunek 3, na którym naniesiono również przebieg ciśnienia wtrysku p_w (w zasobniku paliwa) oraz przebieg sygnału t, sterującego otwarciem wtryskiwacza. Charakter zmian tych wielkości w warunkach charakterystyki obciążeniowej przy $n = 2000 \text{ obr/min}$ pokazano na rysunku 4.

W porównaniu do zasilania konwencjonalnego obecność powietrza w paliwie wywołuje zawsze nieznaczne zwiększenie wartości p_{max} i istotne zmiany w przebiegu $dp_c/d\alpha$. Na początku spalania chwilowe wartości $dp_c/d\alpha$ ulegają zwiększeniu i jednocześnie wartość maksymalna zmniejsza się. Co więcej, na przebiegach $dp_c/d\alpha$ zaczyna pojawiać się dodatkowe maksimum (pierwsze), którego wartość powiększa się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika. Tym samym przebieg $dp_c/d\alpha$ ulega spłaszczeniu, co jest widoczne na rysunku 3, przy $n = 3000 \text{ obr/min}$. Jednak tendencja ta jest wyraźnie zauważalna dopiero przy nadciśnieniu zasilania powietrzem $p_{pow} = 5 \text{ bar}$. Wynik ten sugeruje, że przy mniejszym ciśnieniu masa rozpuszczonego powietrza jest zbyt mała, aby w pełni ujawnił się efekt uwalniania. Na rysunkach widoczna jest także tendencja skracania okresu opóźnienia samozapłonu, nasilająca się wraz ze wzrostem masy rozpuszczonego powietrza.

Ilościowe ujęcie zmian analizowanych parametrów zamieszczono na kolejnych rysunkach. Na rysunku 5 przedstawiono zmiany wartości ciśnienia p_{max} i kąta $\alpha_{p_{max}}$ przy którym występuje wartość p_{max} . Efekt uwalniania wywołuje zawsze przyrost wartości p_{max} w porównaniu do przypadku zasilania konwencjonalnego i przyrost ten zwiększa się w całym obszarze pracy silnika wraz ze zwiększaniem masy powietrza rozpuszczonego w paliwie; jest on jednak nieznaczny i nie przekracza 4%. Tendencji takiej nie wykazuje kątowe położenie $\alpha_{p_{max}}$ wartości p_{max} .

Wpływ nadciśnienia p_{pow} na kąt opóźnienia samozapłonu α_{ops} i kąt spalania α_s pokazano na rysunku 6. Kąty te ustalano w oparciu o przebieg wywiązywania ciepła, przy czym za koniec spalania uznano kąt, przy którym względna ilość wypalonego paliwa X przekroczyła wartość 0,999. W warunkach charakterystyk prędkościowych efekt uwalniania wywołuje zmniejszanie kąta opóźnienia samozapłonu α_{ops} , nieznacznie powiększające się wraz ze wzrostem ilości rozpuszczonego powietrza i zwiększaniem prędkości obro-

with index k. The values of n and M, corresponding to engine working point, have been included either in the title of a diagram or in the caption of a figure. On the other hand, the numbers in the key to the figure indicate the overpressure of the air supplying the high-pressure pump p_{pow} .

The qualitative nature of the course of changes in p_c and $dp_c/d\alpha$ in the crank angle, resulting from blending the air with diesel oil as well as supplying an engine with the solution, are shown on the example of measurements performed at constant torque $M = 15 \text{ N}\cdot\text{m}$ and at three assumed engine speeds of rotation. The changes are depicted in fig. 3, where the course of injection pressure p_w (in high pressure accumulator), together with the course of signal t that controls injector opening, is also presented in the same figure. The nature of these changes in full-load characteristics conditions at $n = 2000 \text{ rpm}$ are presented in fig. 4.

Contrary to the conventional supply system, the air in fuel always increases the value of p_{max} and significantly changes the course of $dp_c/d\alpha$. At the beginning of combustion the momentary values of $dp_c/d\alpha$ increase as the maximum value decreases. Moreover, additional maximum (the first) occurs in the course of $dp_c/d\alpha$, the value thereof increasing along with the engine rotation speed. Thus, the course of $dp_c/d\alpha$ flattens, which is visible in fig. 3 at $n = 3000 \text{ rpm}$; however, this tendency is not noticeable until the air supply overpressure reaches $p_{pow} = 5 \text{ bar}$. This outcome suggests that at a low pressure the mass of dissolved air is too low to show the release effect. Another important observation is a tendency to reduce the self-ignition delay; what is more, the tendency intensifies with the dissolved air mass increase.

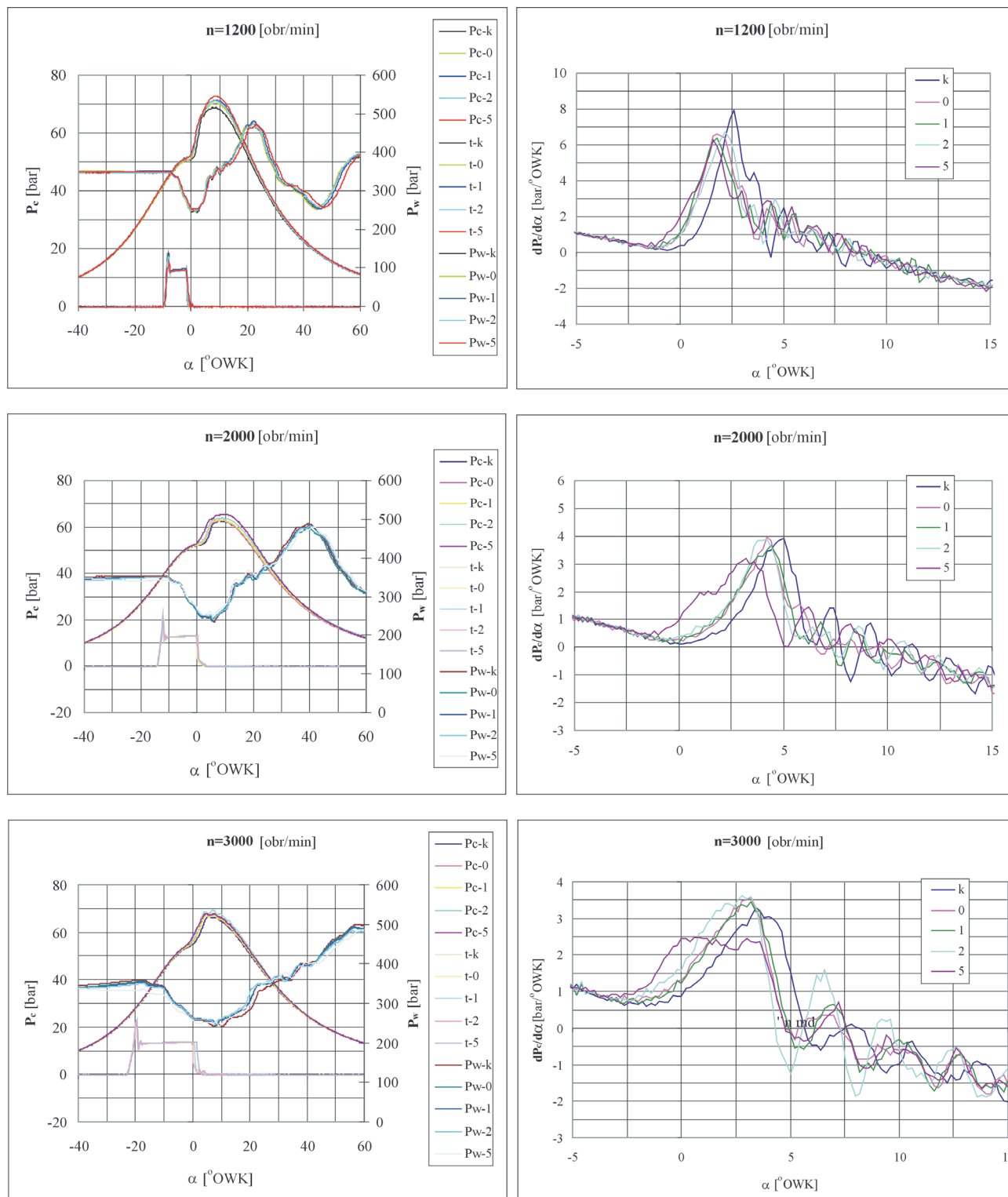
The quantitative account of changes in the parameters analyzed is illustrated by further figures. Fig. 5 depicts the changes in pressure p_{max} and in the angle $\alpha_{p_{max}}$ at which p_{max} occurs. The release effect always increases the value of p_{max} in contrast to the conventional supplying system. However p_{max} grows throughout the whole engine operation area, as the amount of air increases in diesel oil, although the growth is rather small and does not exceed 4%. The angle position $\alpha_{p_{max}}$ or the values of p_{max} do not show such tendency.

The influence of pressure p_{pow} on self-ignition delay angle α_{ops} as well as the combustion angle α_s are shown in fig. 6. The angles were established on the basis of the course of heat release; the angle at which the relative amount of burnt fuel X exceeded 0.999 was considered the end of combustion. In the velocity characteristics, the release effect decreases the self-ignition delay angle α_{ops} as the engine speed of rotation increases the decrease accelerates until it reaches 20%. It is not equally visible at the lowest engine rotation speeds. The value does not change in full-load characteristic conditions.

The release effect does not significantly influence the combustion time. A tendency to reduce the α_s can be noticed only at a lower rotation speed or high engine load. On the other hand, there is a considerable change in the dynamics of the curve X reaching 0.999 (fig. 8 and fig. 9). With the dissolved air mass growth, the curve becomes more asymptotic. It means that more fuel is burnt in the initial phase of

towej silnika. Zaobserwowana maksymalna wartość tego zmniejszenia wynosiła około 20%. Nie jest ono tak jednoznaczne przy najniższych prędkościach obrotowych silnika. Wartość α_{ops} praktycznie nie ulega zmianie w warunkach charakterystyk obciążeniowych.

combustion. Thus, there is less fuel to be burnt in the final phase, while the time of combustion during this phase remains approximately the same. The energetic consequences decline correspondingly to this tendency. It seems that such an outcome may be evoked not only by the structure of spray

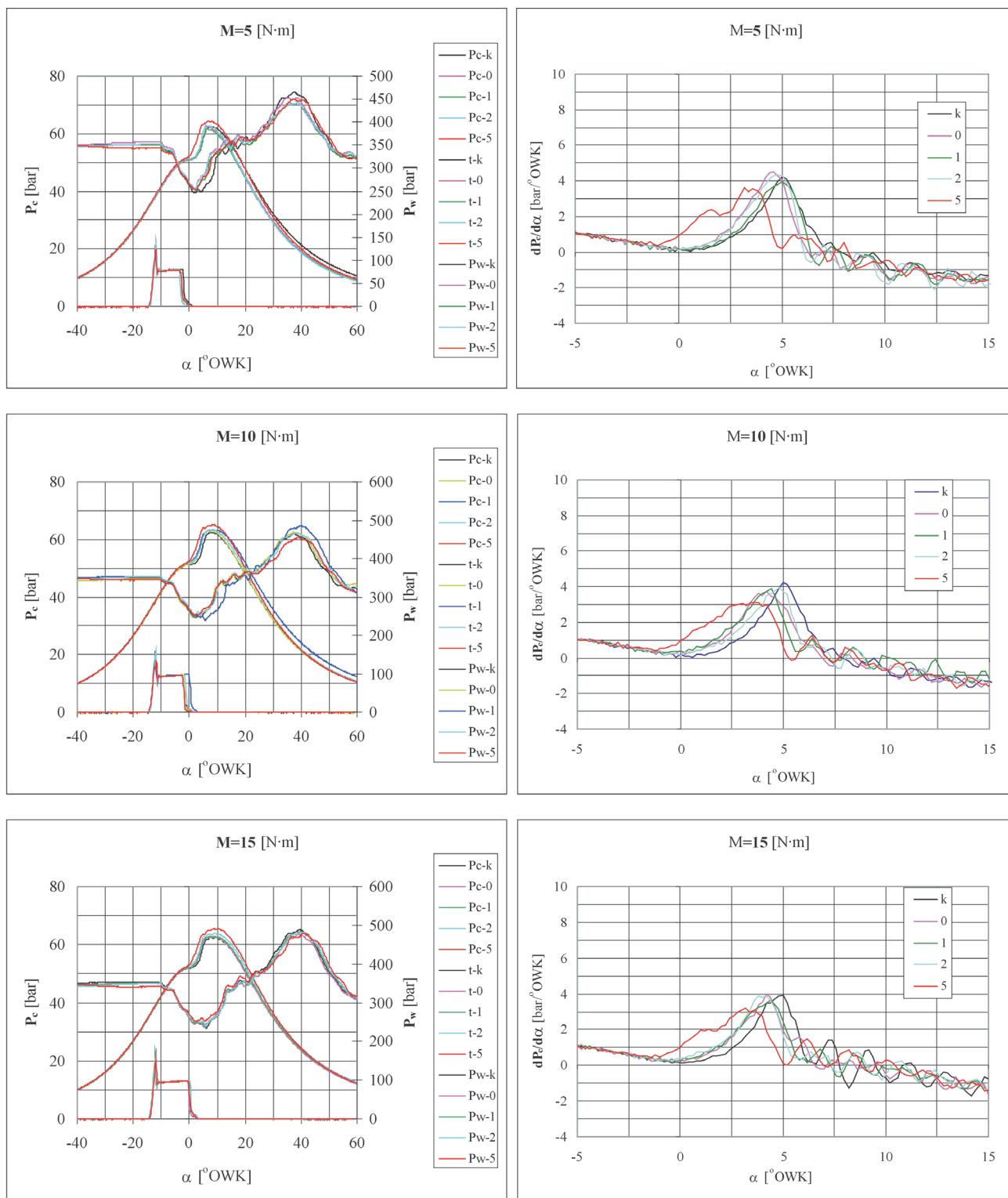


Rys. 3. Przebieg sygnału t sterującego wtryskiwacz, ciśnienia p_w w zasobniku, ciśnienia p_c w cylindrze i szybkości narastania ciśnienia $dp_c/d\alpha$ przy obciążeniu silnika $M = 15 \text{ N}\cdot\text{m}$

Fig. 3. The course of signal t that controls injector opening, pressure p_w in the high pressure accumulator, pressure p_c in the cylinder and pressure increase rate $dp_c/d\alpha$ at engine load $M = 15 \text{ N}\cdot\text{m}$

Efekt uwalniania nie wpływa wyraźnie na zmianę okresu spalania. Tendencje do zmniejszania α_s można zauważyć jedynie w warunkach mniejszej prędkości obrotowej i dużego obciążenia silnika. Natomiast wyraźnie zauważalna jest

(fuel droplet diameter and the speed of evaporation limit the amount of fuel ready to be burnt), but also by the concentration of substrates (a local shortage of oxygen), which is affected by the internal mass transportation mechanism.



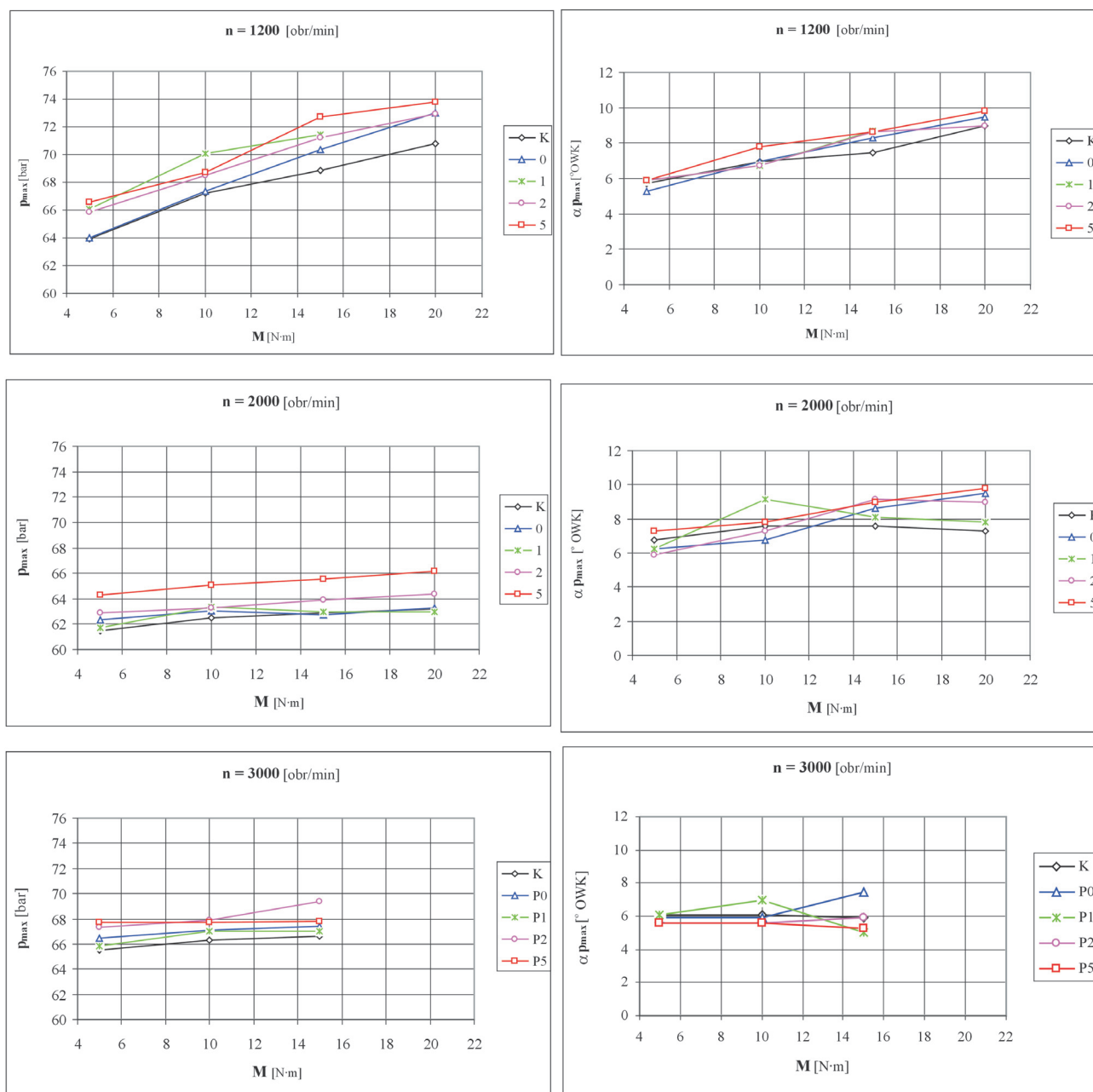
Rys. 4. Przebieg sygnału t sterującego wtryskiwacz, ciśnienia p_w w zasobniku, ciśnienia p_c i szybkości narastania ciśnienia $dp/d\alpha$ w cylindrze przy stałej prędkości obrotowej silnika $n = 2000$ obr/min

Fig. 4. The course of signal t that controls injector opening, pressure p_w in the high pressure accumulator, pressure p_c in the cylinder and pressure increase rate $dp/d\alpha$ at constant engine torque $n = 2000$ rpm

zmiana w dynamice osiągania przez krzywą X wartości 0,999 (rys. 8 i rys. 9). Wraz ze wzrostem masy rozpuszczonego powietrza dochodzenie do tej wartości przyjmuje coraz bardziej charakter asymptotyczny. Oznacza to, że w początkowej fazie procesu spalaniu ulega większa ilość paliwa. Tym samym maleje ilość paliwa spalana w końcowej fazie, zaś czas spalania tej ilości pozostaje w przybliżeniu stały. Odpowiednio do tej tendencji słabną również skutki energetyczne. Wydaje się, że stan taki może być wywołany nie tylko przez strukturę rozpylenia (średnica kropeł paliwa i szybkość parowania limitują ilość paliwa gotowego do spalania), lecz również przez stężenie substratów (lokalny brak

The release effect can easily be observed at the maximum values of pressure increase rate $(dp/d\alpha)_{max}$ in the cylinder, which was shown in fig. 7. In the case of speed characteristics, this parameter has a declining tendency.

Contrary to the conventional injection, $(dp/d\alpha)_{max}$ declines 25% during a supply at $p_{pow} = 5$ bar, $n = 3000$ rpm and $M = 15$ N·m. This result, particularly with regard to the course of p_{max} , indicates that maximum pressure in the cylinder is not determined by the maximum value of $dp_c/d\alpha$ but by its course. In spite of lowering the maximum value of $dp_c/d\alpha$, the change in function $dp_c/d\alpha$, presented in fig. 3 and 4, pro-



Rys. 5. Wpływ ciśnienia zasilania powietrza na maksymalne ciśnienie spalania p_{max} i położenie wartości maksymalnej $\alpha_{p_{max}}$; $\alpha_{p_{max}} = 0$ odpowiada położeniu wału korbowego w GMP

Fig. 5. The influence of air supply pressure on the maximum combustion pressure p_{max} and the location of the maximum $\alpha_{p_{max}}$

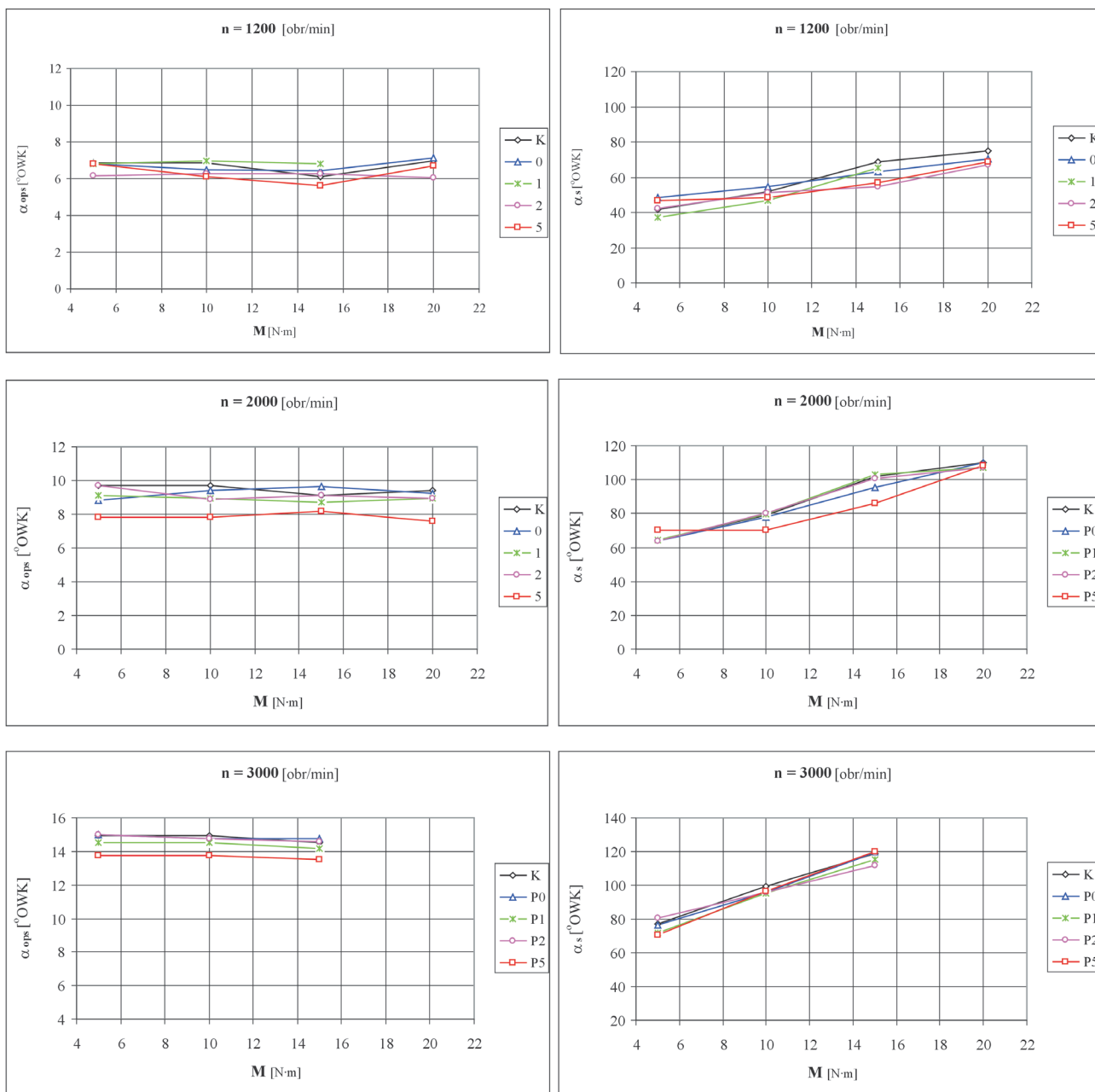
tłenu), o którym decyduje mechanizm wewnętrznego transportu masy.

Efekt uwalniania uwidacznia się wyraźnie na wartościach maksymalnych szybkości narastania ciśnienia $(dp/d\alpha)_{max}$ w cylindrze, co pokazano na rysunku 7. Parametr ten wykazuje tendencję spadkową szczególnie w przypadku charakterystyk prędkościowych.

Podczas zasilania przy $p_{pow} = 5$ bar w warunkach: $n = 3000$ obr/min i $M = 15$ N·m w porównaniu do wtrysku konwencjonalnego zmniejszenie $(dp/d\alpha)_{max}$ wynosi około 25%. Wynik ten, szczególnie w skojarzeniu z przebiegiem p_{max} , wskazuje na to, że wartość maksymalną ciśnienia w cylindrze kształtuje przede wszystkim przebieg $dp/d\alpha$, a nie jej wartość mak-

ceeds so that the average combustion time increases in comparison to the conventional supply, especially in the initial phase of combustion.

However, the value and nature of $(dp/d\alpha)_{max}$ changes at $n = 1200$ rpm and $M = 10$ N·m seem surprising. In this point, the value of $(dp/d\alpha)_{max}$ is not only higher for courses '1' and '2' than for course '5', which should be expected, but also higher than for the conventional supply 'k'. The value of $(dp/d\alpha)_{max}$ occurs during the combustion kinetic phase. It is likely that intensified combustion is caused by a slight extension of self-ignition delay and extended fuel accumulation in this phase, together with the adjustment of the spray structure (the shape and range of the spray) to the direction



Rys. 6. Wpływ ciśnienia zasilania powietrza na kąt opóźnienia samozapłonu α_{ops} i kąt spalania α_s
 Fig. 6. The influence of pressure charging on the self-ignition delay angle α_{ops} and the combustion angle α_s

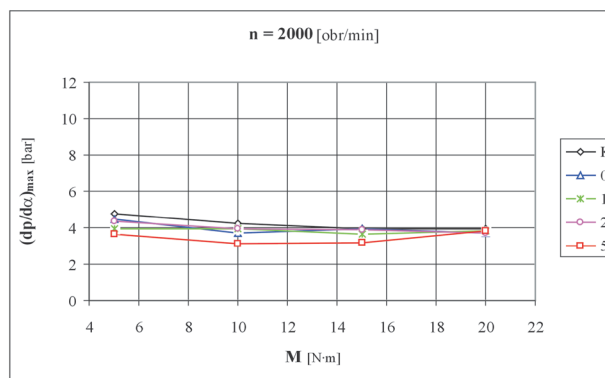
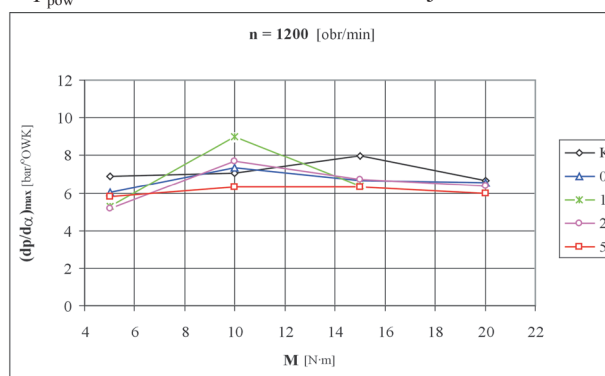
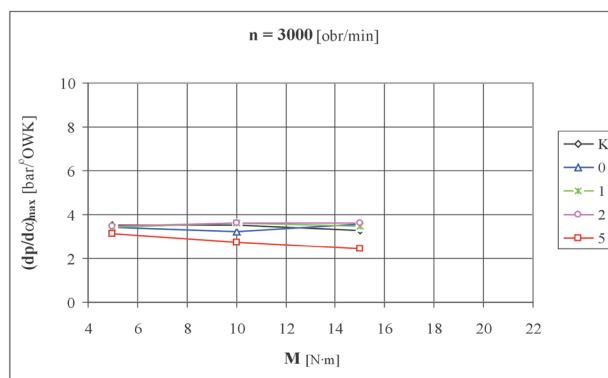
symalna. Zmiany kształtu funkcji $dp/d\alpha$, pokazane na rysunkach 3 i 4, następują w takim kierunku, że mimo obniżenia maksymalnej wartości $(dp/d\alpha)_{\max}$ średnia szybkość spalania zwiększa się w porównaniu do zasilania konwencjonalnego, szczególnie w początkowym okresie spalania.

Zaskakująca jest natomiast wartość $(dp/d\alpha)_{\max}$ i charakter jej zmian dla warunków: $n = 1200$ obr/min i $M = 10$ N·m. W punkcie tym wartości $(dp/d\alpha)_{\max}$ dla przebiegu „1” i „2” są większe nie tylko od przebiegu „5”, czego należało oczekiwać, lecz także większe niż dla przypadku zasilania konwencjonalnego „k”. Wartość $(dp/d\alpha)_{\max}$ przypada zawsze na okres spalania kinetycznego. Najprawdopodobniej o zwiększeniu szybkości spalania w tych warunkach zdecydowało jednoczesne nałożenie się nieznacznego wydłużenia okresu opóźnienia samozapłonu i wynikającego z niego zwiększenia kumulacji paliwa w tym okresie z dopasowaniem struktury rozpylenia (kształtu i zasięgu strugi) do ruchu ładunku w komorze spalania. Zwiększenie wartości maksymalnej świadczy o tym, że z punktu widzenia kinetyki reakcji chemicznych dopasowanie to było najkorzystniejsze.

Istotne informacje dla oceny opisywanego mechanizmu wynikają z analizy przebiegu wywiązywania ciepła. Na rysunkach 8 i 9 pokazano przebieg szybkości wywiązywania ciepła $\Delta x_i/\Delta\alpha$, ciepła X_i przejętego przez czynnik i średniej temperatury T_g czynnika w cylindrze. Obliczenia wykonano w oparciu o algorytm zamieszczony w [3], przy czym założono, że ciepło właściwe powietrza i spalin jest liniową funkcją temperatury w całym zakresie temperatur występujących podczas spalania. Niezbędną do obliczenia ciepła właściwego temperaturę czynnika wyznaczano zakładając, że przebieg wypalania paliwa jest zgodny z funkcją Wiebego, a wykładnik tej funkcji jest stały i równy 1,59. Występujący tutaj kąt końca spalania ustalano w oparciu o przebieg

the charge moves in the combustion chamber. The growth of maximum value indicates that this adjustment was most favorable from the point of chemical reaction kinetics.

The information, essential from the perspective of evaluation, comes from the course of heat release analysis. The course $\Delta x_i/\Delta\alpha$ of the speed of heat X_i release was shown in fig. 8 and 9; the heat was captured by a factor at its average temperature T_g in the cylinder. The calculation was based on the algorithm presented in [3], however, it was assumed that both the specific heat of both air and fuel are the linear functions of the temperature within the whole range of temperatures occurring during combustion. The temperature of the factor, necessary for the specific heat calculation, was obtained with the assumption that the course of fuel burning corresponds to Wiebe's function and that the exponent of this function is constant and equals 1.59. The angle at the end of burning was determined on the basis of the course of the polytropic exponent. In order to make the figures readable, the number of curves included in the diagram was limited to three only and in case of $\Delta x_i/\Delta\alpha$ – the number was limited to two extreme test situations: the solution injection at $p_{\text{pow}} = 5$ bar and the conventional injection. At a lower



Rys. 7. Wpływ ciśnienia zasilania powietrza na $(dp/d\alpha)_{\max}$

Fig. 7. The influence of air supply pressure on $(dp/d\alpha)_{\max}$

wykładnika politropy. Dla przejrzystości obrazu liczbę prezentowanych na rysunkach krzywych ograniczono tylko do trzech, a w przypadku $\Delta x_i/\Delta\alpha$ – tylko do dwóch, skrajnych przypadków badań: wtrysku roztworu dla $p_{\text{pow}} = 5$ bar i wtrysku konwencjonalnego. Dla mniejszego ciśnienia przebieg krzywych $\Delta x_i/\Delta\alpha$ prawie pokrywał się z przebiegiem dla wtrysku konwencjonalnego.

pressure, the courses of curves $\Delta x_i/\Delta\alpha$ as well as conventional injection were almost identical.

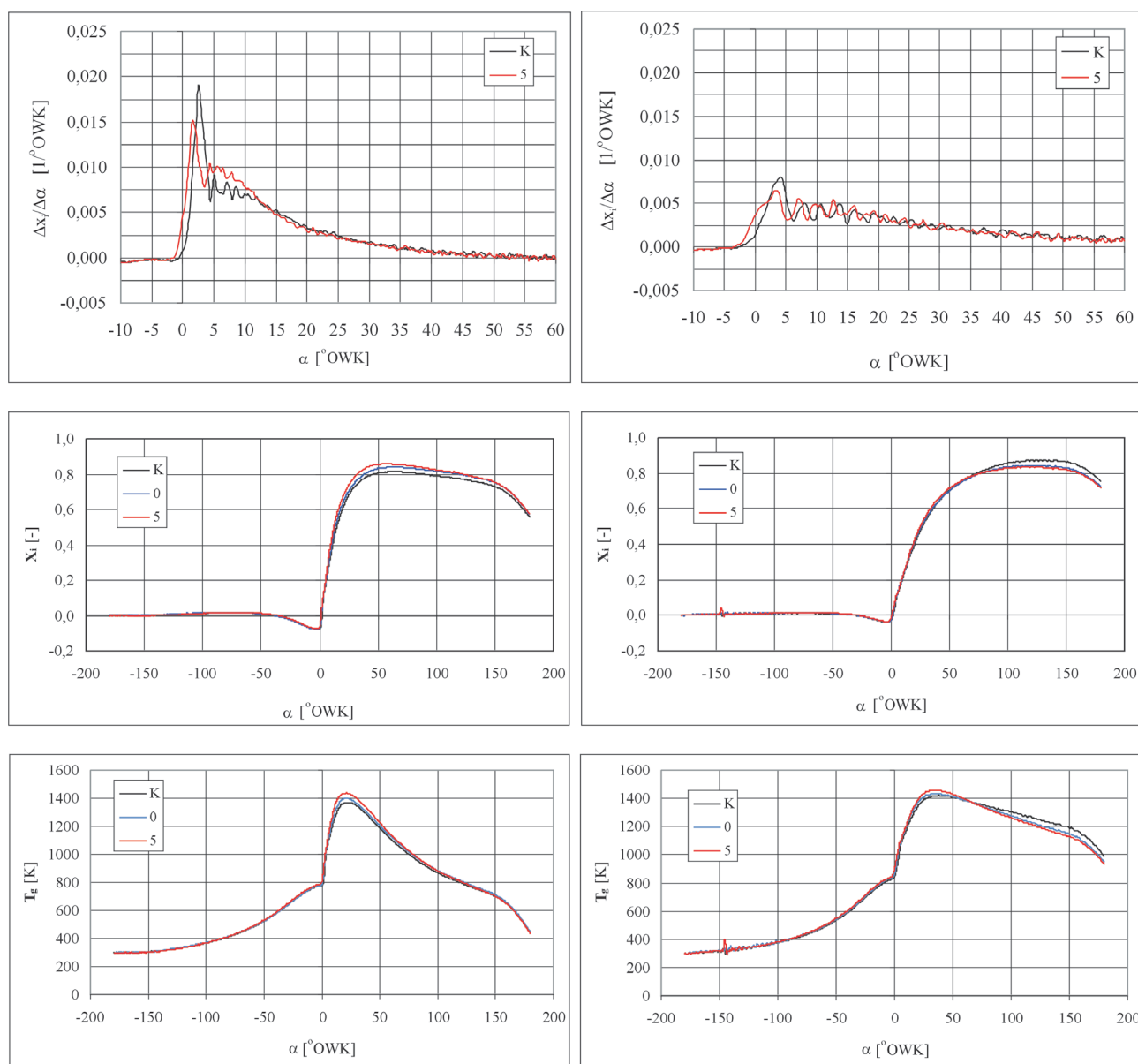
The nature of the changes in the course of $\Delta x_i/\Delta\alpha$ is similar, which was shown in fig. 8 and 9. In comparison to the conventional supply, the maximum value $\Delta x_i/\Delta\alpha$ of the combustion kinetic phase declines significantly; moreover, the course of function is moved to the left and the period of

Charakter zmian przebiegu $\Delta x_i/\Delta\alpha$ jest bardzo podobny, w analizowanych przypadkach (rys. 8 i 9). W porównaniu do zasilania konwencjonalnego wyraźnie zmniejsza się maksymalna wartość $\Delta x_i/\Delta\alpha$ kinetycznej fazy spalania, przebieg funkcji przesunięty jest w lewo i wyraźnie zaznacza się okres spalania dyfuzyjnego. Natomiast w końcowej części fazy spalania dyfuzyjnego różnice są niezauważalne. Zmniejszenie wartości maksymalnej jest największe przy najniższej prędkości obrotowej silnika i osiąga wartość około 30%, a w warunkach charakterystyki obciążeniowej – około 20%.

Zgodnie z I zasadą termodynamiki przebieg $\Delta x_i/\Delta\alpha$ wpływa bezpośrednio na krzywe X_i oraz T_g , tzn. wzrostowi wartości $\Delta x_i/\Delta\alpha$ towarzyszy wzrost wartości obu tych wielkości. Zwiększenie szybkości narastania $\Delta x_i/\Delta\alpha$ w początkowej fazie spalania i zmniejszenie jej wartości maksymalnej świad-

diffusive combustion is clearly visible. The differences, however, in the final part of the diffusive combustion are unrecognizable. The maximum value of reduction occurs at the lowest engine rotation speed, where it reaches around 30%, while in a full-load characteristic it is around 20%.

According to the first law of thermodynamics, the course of $\Delta x_i/\Delta\alpha$ directly influences curves X_i and T_g , i.e., as $\Delta x_i/\Delta\alpha$ increases, both X_i and T_g increase, too. The intensified rate of $\Delta x_i/\Delta\alpha$ increase in the first phase of combustion and the decline of its maximum value confirm that fuel is better prepared for burning and that accumulation of fuel during self-ignition delay is reduced. This indicates better integration between the combustion processes and the supply process, at least at the onset of combustion. At a low load and speed of rotation, the course of X_i for the solution is located



Rys. 8. Przebieg szybkości wywiązania ciepła $\Delta x_i/\Delta\alpha$, ciepła wykorzystanego przez czynnik X_i i średniej temperatury czynnika T_g : $M = 15 \text{ N}\cdot\text{m}$ i $n = 1200 \text{ obr/min}$ – część lewa oraz $n = 2000 \text{ obr/min}$ – część prawa

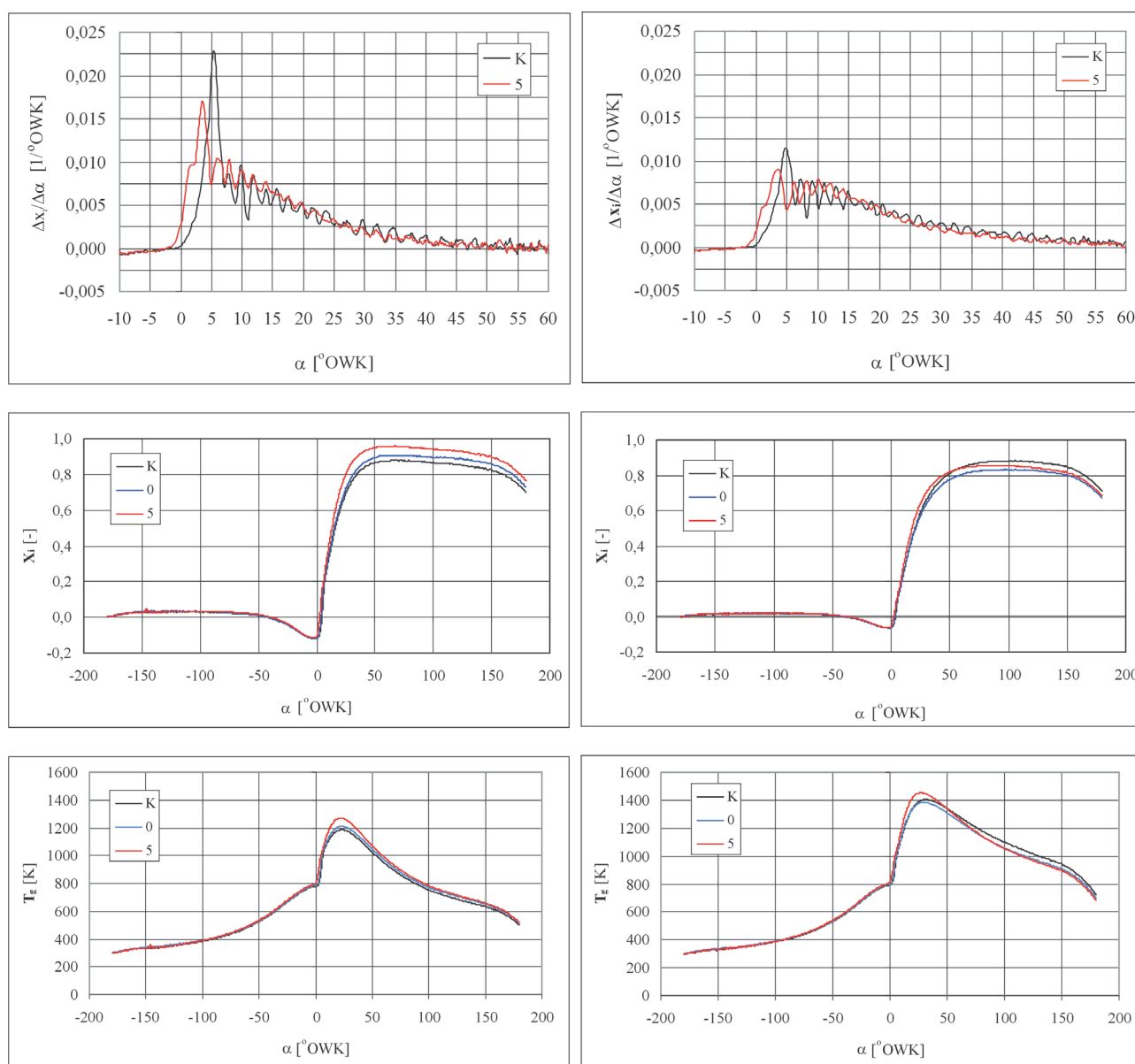
Fig. 8. The course of speed $\Delta x_i/\Delta\alpha$ of heat release; heat captured by factor X_i at its average temperature T_g . $M = 15 \text{ N}\cdot\text{m}$ and $n = 1200 \text{ rpm}$ (on the left); $n = 2000 \text{ rpm}$ (on the right)

czy o lepszym przygotowaniu paliwa do spalania i zmniejszeniu kumulacji paliwa w okresie opóźnienia samozapłonu. To wskazuje na lepsze sprzężenie przebiegu procesu spalania z przebiegiem podawania paliwa, przynajmniej w początkowej fazie tego procesu. Przy małej prędkości obrotowej silnika i małym obciążeniu przebieg X_i dla roztworu leży powyżej przebiegu dla zasilania konwencjonalnego. Przy zwiększaniu prędkości obrotowej silnika lub zwiększaniu obciążenia krzywe te zaczynają się przecinać w końcowej fazie spalania. To oznacza, że w przypadku zasilania konwencjonalnego procesy energetyczne związane z dopalaniem paliwa są silniejsze niż przy zasilaniu roztworem.

Zmiana mechanizmu rozpylenia wywołana efektem uwalniania uwidacznia się zdecydowanie wyraźniej na przy-

above the course of the conventional supply. As the speed of rotation or load grows, the curves begin to cross each other in the final phase of combustion. It means that the energetic processes connected with fuel after-burning are more powerful in the case of the conventional supply rather than in the case of the solution supply.

The change in the spray mechanism, caused by the release effect, becomes more visible when the fuel components are changed, which is shown in fig. 10-13 (the numbers in the key serve as the markers of the torque). These figures illustrate the results of engine emission measurements: N, CO, NO_x, and HC, presented in the function of pressure that charges the pump with air in the case of the solution supply (bright points connected together) and in the case of the conventional supply (single points, enlarged and shaded).

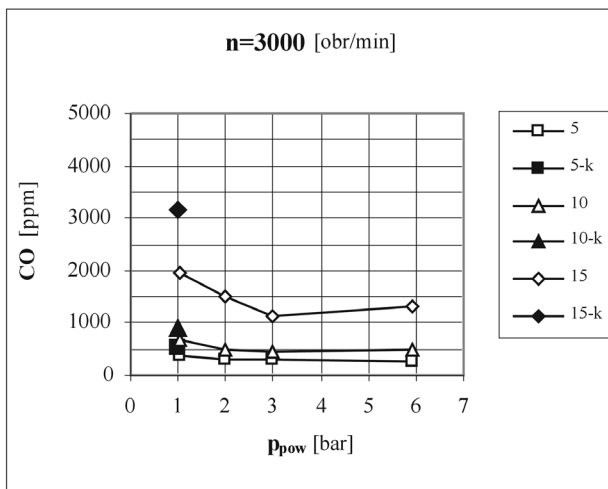
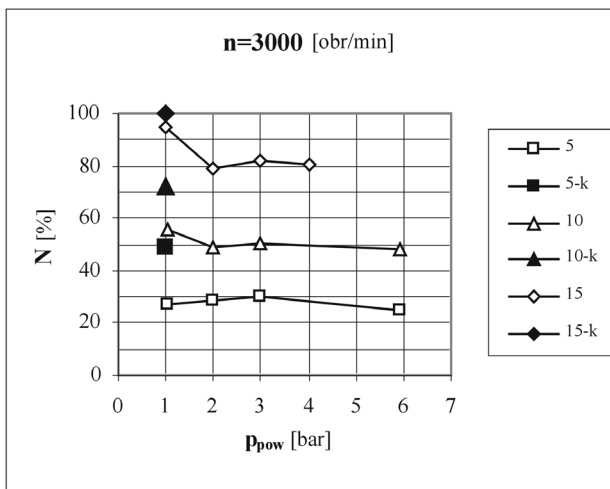
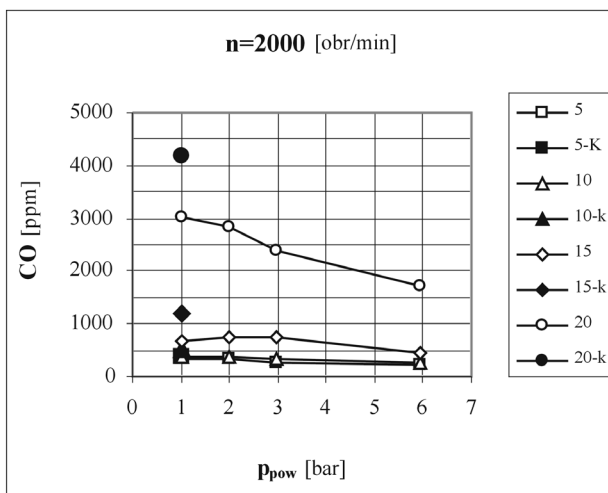
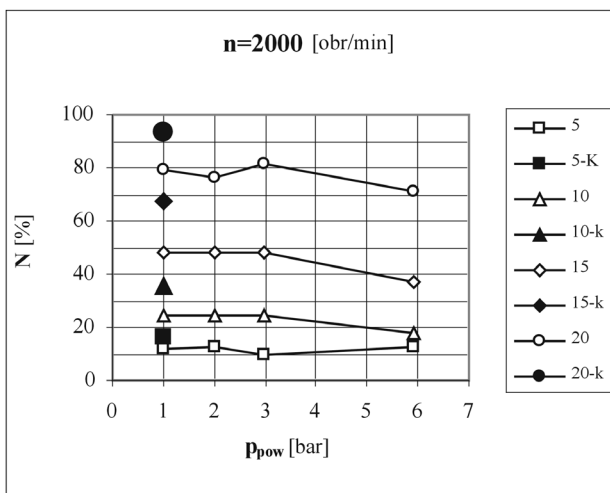
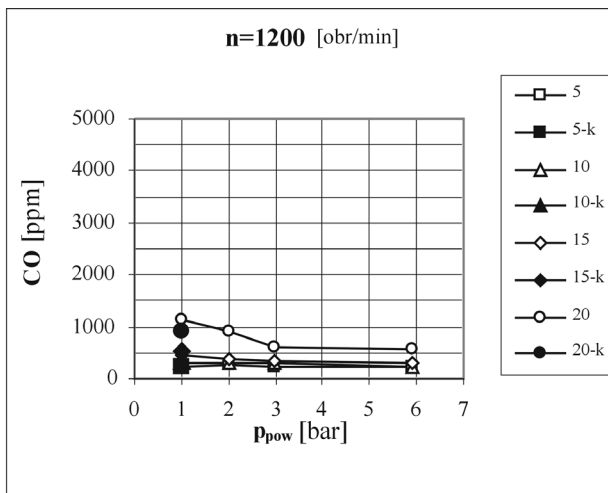
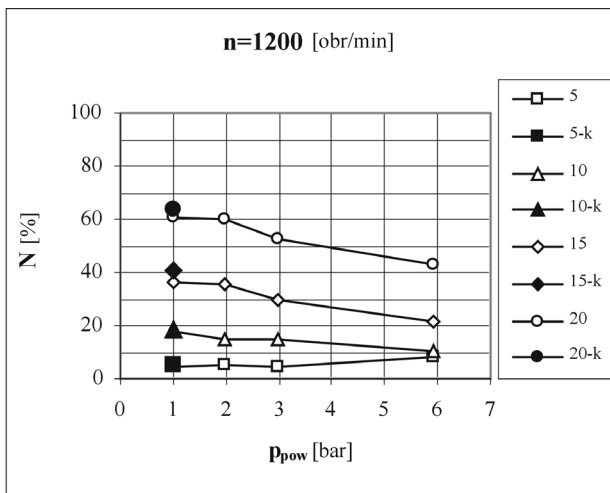


Rys. 9. Przebieg szybkości wywiązania ciepła $\Delta x_i/\Delta\alpha$, ciepła wykorzystanego przez czynnik X_i i średniej temperatury czynnika T_g w warunkach: $n = 2000$ obr/min i $M = 5$ N·m – lewa część rysunku oraz $M = 15$ N·m – część prawa

Fig. 9. The course of speed $\Delta x_i/\Delta\alpha$ of heat release; heat X_i captured by a factor at its average temperature T_g , $n = 2000$ rpm and $M = 5$ N·m (on the left); and $M = 15$ N·m (on the right)

kładzie zmian składu spalin, co pokazano na rysunkach 10 do 13 (cyfry w legendach oznaczają tutaj wartości momentu obrotowego). Przedstawiono na nich wyniki pomiarów emisji CO, NO_x, HC i zaciemnienia spalin N silnika w funkcji ciśnienia zasilania pompy powietrzem dla przypadku zasilania

The influence of the release effect on the emission of N is shown in figure 10. The decrease of emission was observed in each case during tests, (all shaded points for $p_{pow} = 1$ are above the bright points). Additionally, the level of emission decrease was determined by the working condi-



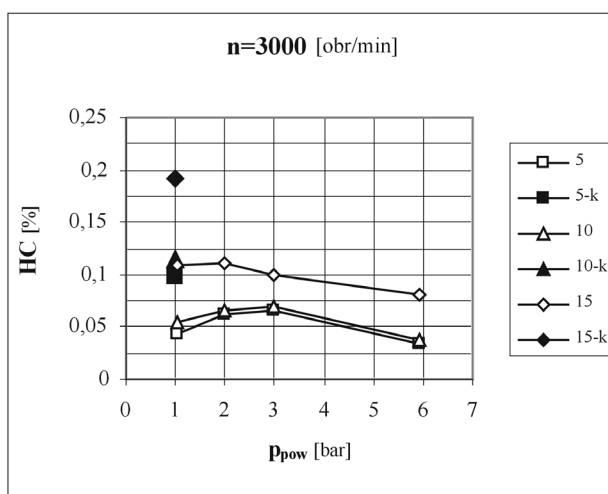
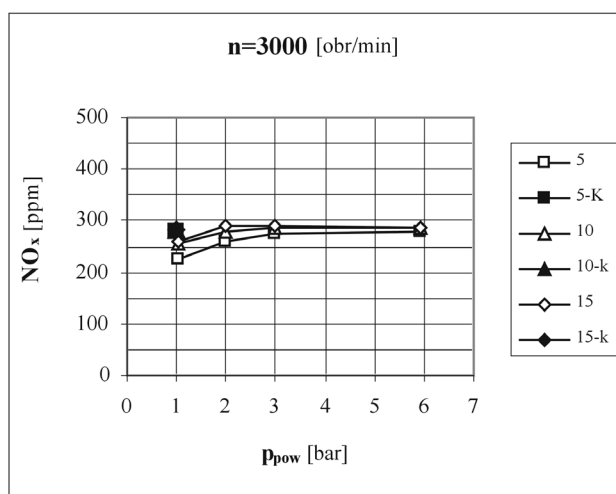
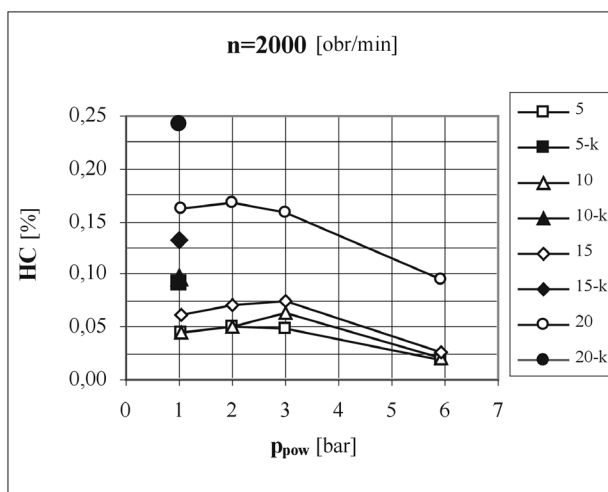
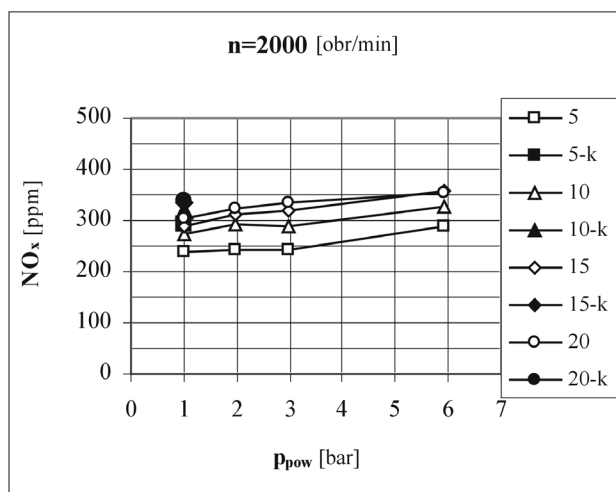
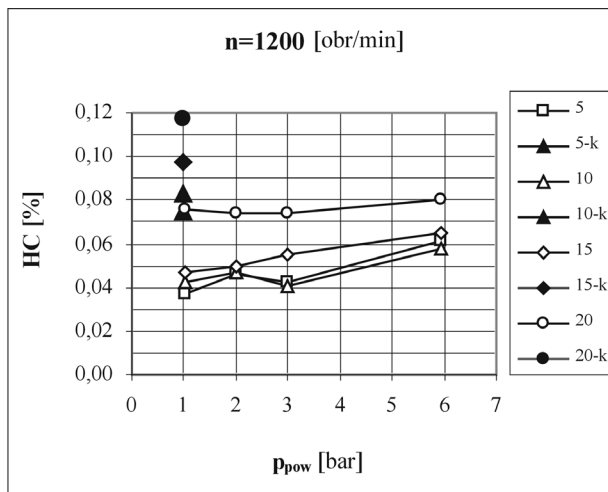
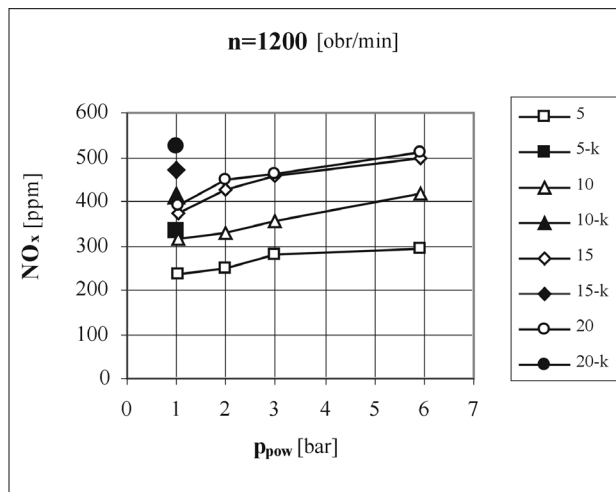
Rys. 10. Zaciemnienie spalin N w warunkach charakterystyki obciążeniowej
 Fig. 10. Opacity changes N in the part-load conditions

Rys. 11. Zmiany emisji CO w warunkach charakterystyki obciążeniowej
 Fig. 11. Changes in the emission of CO in the part-load conditions

nia roztworem (jasne punkty połączone liniami) i przypadku zasilania konwencjonalnego (pojedyncze punkty, powiększone i zaciemnione).

Wpływ efektu uwalniania na zaciemnienie spalin N pokazano na przykładzie rysunku 10 (litera k w legendzie do-

tions of an engine. The tendency to reduce the emission of N intensifies with the growth of air dissolved in fuel, especially within the low rotation speed range of and high torque. For example, at $n = 3000$ rpm and $M = 20$ N·m the decrease in emission of N reaches 50%.



Rys. 12. Zmiany emisji NO_x w warunkach charakterystyki obciążeniowej
Fig. 12. Changes in the NO_x emission in the part-load conditions

Rys. 13. Zmiany emisji HC w warunkach charakterystyki obciążeniowej
Fig. 13. Changes in the HC emission in the part-load conditions

tyczy przypadków zasilania konwencjonalnego). W każdym przypadku badań obserwowano zmniejszenie emisji (wszystkie zaciemnione punkty dla $p_{\text{pow}} = 1$ leżą powyżej jasnych), zróżnicowane w zależności od warunków pracy silnika. Tendencja zmniejszania zaciemnienia N nasila się wraz ze wzrostem ilości rozpuszczonego w paliwie powietrza, szczególnie w zakresie małej prędkości obrotowej i dużego momentu obrotowego. Przykładowo, przy $n = 3000$ obr/min i $M = 15$ N·m osiąga ono wartość około 50%.

W trakcie badań obserwowano duże zmiany emisji CO, co pokazano na rysunku 11. W oparciu o uzyskane wyniki można stwierdzić, że efekt uwalniania wywołuje, w ogólności, zmniejszanie emisji, szczególnie w zakresie dużego obciążenia silnika. Powiększa się ono wraz ze zwiększaniem ilości rozpuszczonego powietrza. Przykładowo, dla $M = 15$ N·m przy prędkości obrotowej $n = 3000$ obr/min emisja CO z poziomu około 3100 ppm uległa zmniejszeniu do wartości około 1900 ppm (półtorakrotnie) a przy $n = 1200$ obr/min z poziomu około 540 ppm tylko do wartości około 450 ppm, by przy zwiększeniu momentu obrotowego o 5 N·m ulec wyraźnemu zwiększeniu z wartości około 900 ppm do wartości około 1100 ppm.

Pokazane na rysunku 12 wyniki pomiarów emisji HC pozwalają na dokonanie jednoznacznej oceny efektu uwalniania. W całym obszarze pracy silnika obserwowano zdecydowane obniżenie emisji z nasileniem tej tendencji wraz ze wzrostem obciążenia silnika i zwiększaniem ilości rozpuszczonego powietrza. Przykładowo, przy największych wartościach momentu obrotowego dla $n = 2000$ i $n = 3000$ obr/min oraz przy ciśnieniu $p_{\text{pow}} = 5$ bar emisja zmniejszyła się ponad dwukrotnie.

Jeżeli obniżenie emisji HC i zaciemnienia spalin N przypisać należy poprawie struktury rozpylenia, to przy zasilaniu silnika roztworem należało oczekiwać wzrostu emisji NO_x . Tymczasem wyniki pomiarów NO_x przedstawione na rysunku 11 tezy tej jednoznacznie nie potwierdzają. Prawie we wszystkich punktach pomiarowych przy $p_{\text{pow}} = 1$ bar odnotowano obniżenie emisji NO_x . Natomiast emisja istotnie zwiększa się wraz ze zwiększaniem ilości rozpuszczonego powietrza, szczególnie w zakresie małej prędkości obrotowej silnika.

5. Podsumowanie

Objęty opisem obszar badań silnika i przytoczona analiza niewątpliwie nie może być uznana za kompleksową ocenę wpływu powietrza rozpuszczonego w paliwie na mechanizm rozpylenia i wykorzystania efektu uwalniania. Zbudowany układ zasilania jest pierwszą praktyczną próbą konstrukcyjną rozwiązania problemu zasilania silnika roztworem. Tym niemniej uzyskane wyniki upoważniają do dokonania oceny samej koncepcji wykorzystania roztworu, które ująć można w następujących punktach.

1. Doprowadzenie powietrza do paliwa, jego rozpuszczenie i utrzymywanie w postaci roztworu w części wysokociśnieniowej układu do chwili początku wtrysku nie jest przedsięwzięciem niemożliwym ani bardzo trudnym, choć zwiększa niewątpliwie stopień złożoności konstrukcji pompy wysokiego ciśnienia. Realizacja tej koncepcji nie wyma-

During the tests, considerable changes in the emission of CO were observed as shown in fig. 11. On the basis of the data obtained, it can be claimed that the release effect reduces the emission in general, especially within the high engine load range. It reduces the emission further as the amount of air dissolved in fuel increases. For instance, at $M = 15$ N·m, $n = 3000$ rpm, the emission of CO declined impressively from 3100 ppm to 1900 ppm (one and a half time as much), whereas at $n = 1200$ rpm, from 540 ppm just to ca. 450 ppm; moreover, at $M = 5$ N·m, the emission results of CO deteriorated – there has been an increase in the emission from 900 ppm to 1100 ppm.

The results of HC emission measurements in fig. 12 allow the explicit evaluation of the release effect. Throughout the whole engine operation range the HC emission was substantially reduced, and this tendency intensified with the growth of the engine load and the amount of air dissolved in fuel. For example, at the highest torque, for $n = 2000$ rpm, $n = 3000$ rpm and pressure $p_{\text{pow}} = 5$ bar, the emission of HC was halved.

If the emission of N and HC was reduced due to spray structure improvement, the growth of NO_x could have been expected. However, the results concerning NO_x emission, presented in fig. 11, do not confirm these expectations. Almost in all measuring points at $p_{\text{pow}} = 1$ bar, NO_x the emission reduction was noted, while the emission increases significantly along with the increasing volume of air dissolved in fuel, especially at the low speed rotation range.

5. Conclusions/Summary

Undoubtedly, the engine work range as well as the analysis described above cannot be regarded as a complete evaluation of the release effect and the influence of air dissolved in fuel on spray mechanism. Although the supply system, designed especially for this research, practically constitutes the first structural attempt to deal with an engine supplied with the solution, nevertheless the results obtained during the experiments allow the evaluation of the concept itself, as follows:

1. Supplying fuel with air, dissolving it and maintaining as a solution in the high-pressure part of the system since the onset of combustion is possible and achievable, though it increases the complexity of the high pressure pump structure. The implementation of the concept does not require any additional changes in other high-pressure parts of the system (an accumulator, an injector, a sprayer, etc.).

2. The side effect that accompanies the air release from the fuel and that occurs spontaneously in non-equilibrium conditions, significantly and positively influences fuel spray mechanism. At injection pressure 35 MPa, the release effect potentially decreases approximately:

- the pressure increase rate – by 20%,
- the opacity N – by 50%,
- the emission of CO and HC at appropriate change of the direction the charge moves in the combustion chamber – by ca. 100%,
- the emission of NO_x – by 20%.

ga zmian w pozostałej części wysokociśnieniowej układu (zasobnik, wtryskiwacz, rozpylacz itp.).

2. Efekt towarzyszący uwalnianiu powietrza z paliwa, zachodzący samorzutnie w stanie nierównowagowym, bardzo istotnie wpływa na mechanizm rozpylenia paliwa i to w kierunku pozytywnym. Przy ciśnieniu wtrysku 35 MPa potencjalnie pozwala on na jednoczesne obniżenie:

- szybkości narastania ciśnienia o około 20%,
- zacementowania spalin N o około 50%,
- emisji CO i HC przy skojarzeniu z odpowiednią zmianą ruchu ładunku w komorze spalania o około 100%,
- emisji NO_x o około 20%.

3. Wymienionym zmianom emisji towarzyszy na ogół niewielki wzrost maksymalnego ciśnienia spalania rzędu 4%.

4. Wykazany wpływ można różnicować poprzez zmianę ilości rozpuszczonego w paliwie powietrza. W związku z tym efekt uwalniania może stanowić dodatkowy czynnik oddziaływania na system spalania i może być wykorzystany do sterowania szybkością spalania i emisją zwłok toksycznych.

5. W opisanych korzyściach wykorzystania efektu uwalniania istnieje niewątpliwie potencjalna rezerwa związana z ciśnieniem w zasobniku. Omawiane wyniki uzyskano przy utrzymywaniu ciśnienia w zasobniku na poziomie 35 MPa. Wartość ta jest tak mała, że ledwie zabezpieczała przed spadkiem ciśnienia w zasobniku poniżej ciśnienia otwarcia iglicy wtryskiwacza w okresie wtrysku.

Przedstawione wyniki i ich analiza wskazują jednoznacznie, że efekt uwalniania zmienia istotnie mechanizm rozpylenia paliwa i wpływa korzystnie na przebieg procesu spalania. Wskazują na to wszystkie analizowane wielkości (łącznie z emisją NO_x). Pozwala na zdecydowane obniżenie ciśnienia wtrysku i dzięki temu może stanowić alternatywny kierunek rozwoju konstrukcji układów zasilania silników spalinowych o zapłonie samoczynnym.

Artykuł recenzowany

Skróty i oznaczenia/ Abbreviations and Nomenclature

p_c [bar] – ciśnienie w cylindrze / cylinder pressure,

p_w [bar] – ciśnienie przed wtryskiwaczem / injection pressure,

p_z [MPa] – ciśnienie w zasobniku wysokiego ciśnienia / the pressure in the high pressure accumulator,

t_{sp} [°C] – temperatura spalin / exhaust gas temperature,

N [%] – stopień zacementowania spalin / exhaust gas opacity,

p_c [bar] – ciśnienie indykowane / indicating pressure,

$dp_c/d\alpha$ [bar/°OWK] – szybkość narastania ciśnienia / pressure changes rate,

$dx/d\alpha$ [1/°OWK] – szybkość wywiązywania ciepła / heat release rate,

X_i [-] – ilość wywiązanego ciepła / heat release quantity,

α_{ops} [°OWK] – kąt opóźnienia samozapłonu / self-ignition delay angle,

α_s [°OWK] – czas trwania spalania, określany kątem spalania / combustion time defined by combustion angle.

3. While the emission indices change, the combustion pressure grows approximately by 4%.

4. The influence noticed in the course of the experiments can be further varied or controlled by means of changing the amount of air dissolved in fuel. Owing to that, the release effect can help to control the combustion system, the speed of combustion and emission.

5. The advantages, so far described undoubtedly include the potential reserve related to the pressure in the accumulator. The results discussed in the article were obtained at a constant pressure in the accumulator 35 MPa. The pressure is so low that it barely sufficed to open the injector needle during injection.

The data presented in the article and the analysis thereof, indicate unambiguously that the release effect significantly changes fuel spray mechanism and favorably influences the combustion process. All analyzed parameters confirmed the improvement (including the emission of NO_x). Due to the fact that the release effect allows diminishing the injection pressure, it can constitute an alternative direction in the research and development concerning supply systems in self-ignition combustion engines.

Literatura/Bibliography

- [1] Kozak W., Bajerlein M., Markowski J.: Wykorzystanie gazu rozpuszczonego w paliwie do wspomagania mechanizmu rozpylenia. Silniki Spalinowe 1/2005.
- [2] Bajerlein M., Markowski J., Lijewski P., Dziaduk A.: Badania układu wtryskowego „Common Rail” metodą wizualizacji procesu wtrysku, KONMOT2004.
- [3] Serdecki W. (red.): Badania układów silników Spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2000.
- [4] Układ wtryskowy silnika wysokoprężnego wspomagany gazem rozpuszczonym w paliwie. Projekt badawczy KBN nr rej. 9T12D01018. Kierownik tematu: W. Kozak.

* Dr inż. Władysław Kozak – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Mr Władysław Kozak Ph.D. M.E. – Doctor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.



Mgr inż. Maciej Bajerlein – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Mr Maciej Bajerlein M.E. – Postgraduate in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.



Mgr inż. Jarosław Markowski – asystent na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Mr Jarosław Markowski M.E. – Assistant in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.

