

Simulation and experimental coupled research of rate of heat release in DI diesel engine for various injection strategies

In the paper the rate of heat release analysis in direct injection diesel engine has been presented and discussed. The research has been carried out for two different injection strategies, i.e. for conventional single-phase injection and for triple-phase injection executed by a Common Rail injection system. The calculation methodology of heat release rate based on indicator diagram has been presented as well.

Key words: fuel injection rate, rate of heat release, indicator diagram, compression ignition engine

Badania symulacyjno-eksperymentalne przebiegu wywiązywania się ciepła w silniku wysokoprężnym dla różnych strategii zasilania

W artykule dokonano analizy przebiegu wydzielania się ciepła w cylindrze silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim. Badania prowadzono dla dwu różnych strategii wtrysku, tj. konwencjonalnego wtrysku jednokrotnego i potrójnego wtrysku realizowanego za pomocą systemu common rail. Przedstawiono również metodykę obliczania przebiegu wydzielania ciepła na podstawie wykresu indykatorowego.

Słowa kluczowe: przebieg wtrysku paliwa, przebieg wywiązywania się ciepła, wykres indykatorowy, silnik wysokoprężny

1. Introduction

The development of piston combustion engines throughout the last few decades has been determined by environment protection requirements reflected by more and more stringent limits on the emissions of toxic exhaust components. This is a great challenge for the engineers and users and at the same time the source of non-precedent competition in the sphere of production, research and implementation of state-of-the-art solutions and achievements in various fields of basic sciences.

The key process in the working cycle of combustion engines, decisive, to a large extent, in its usable parameters and exhaust toxicity is the phase of combustion of the fuel-air mixture. The basic task of this phase is the supply of heat for circulation in the volume and through a method necessary for the production of the desired final power effect in the engine. However, certain side effects, like in each combustion process, appear here, first of all in the form of exhaust gas emissions containing numerous toxic components. Their volume strictly depends on the combustion phase organization, the measurable index of the latter is the dQ/dt heat emission course. The knowledge on the volume and rate of heat emission in the working cycle is of crucial importance to the research-development work on piston combustion engines. Thanks to such knowledge we obtain additional, rich information resources on the combustion process, allowing a more extensive interpretation of the phenomena and cause-effect relationships taking place.

For DI Diesel engines, fuel injection is the primary process in relation to combustion. The appearance of the first fuel drops on the outlet from the injector nozzles, determined by the injection angle, initiated the chemical reactions leading

1. Wprowadzenie

Rozwój tłokowych silników spalinowych na przestrzeni ostatnich dziesięcioleci jest zdeterminowany wymaganiami ochrony środowiska, których odzwierciedleniem są sukcesywnie zaostrzane limity dotyczące emisji toksycznych składników spalin. Stanowią one duże wyzwanie dla konstruktorów i eksploataatorów, a zarazem są źródłem niespotykanej dotąd konkurencji w sferze wytwarzania, badań i implementacji najnowszych rozwiązań oraz osiągnięć z różnych dziedzin nauk podstawowych.

Kluczowym procesem w cyklu roboczym silników spalinowych, decydującym w głównej mierze o jego parametrach użytkowych i toksyczności spalin, jest faza spalania mieszanki paliwowo-powietrznej. Podstawowym zadaniem tej fazy jest dostarczenie ciepła do obiegu w takiej ilości i w taki sposób, aby wytworzyć żądany końcowy efekt energetyczny silnika. Jednak, jak przy każdym procesie spalania, tak i tutaj, pojawiają się pewne towarzyszące efekty uboczne, przede wszystkim w postaci emisji spalin zawierających wiele toksycznych związków chemicznych. Ich ilość ściśle zależy od organizacji fazy spalania, której z kolei wymiernym wskaźnikiem jest przebieg wydzielania się ciepła dQ/dt . Wiedza na temat ilości i szybkości wydzielania się ciepła w cyklu roboczym ma więc zasadnicze znaczenie w pracach badawczo-rozwojowych z dziedziny tłokowych silników spalinowych. Dzięki niej uzyskujemy dodatkowy, bogaty zasób informacji o procesie spalania, pozwalający na obszerniejszą interpretację zachodzących zjawisk i związków przyczynowo-skutkowych.

Dla silników wysokoprężnych procesem pierwotnym w stosunku do spalania jest wtrysk paliwa. Pojawienie się pierwszych kropeł paliwa na wylocie z rozpylacza, określo-

in consequence to self-ignition. This is the moment of rapid uncontrolled combustion of the fuel accumulated from the injection start to the self-ignition (Fig. 1 – full line). The combustion process is further controlled by the cylinder fuel supply method, described by the injection characteristic. Consequently, it should be expected that both the injection angle and its time characteristic would strongly affect the heat emission progress.

For environmental reasons, i.e. noise abatement and NO_x emissions, there is a tendency to minimize the peak heat emission rates $dQ/d\phi$ during the kinetic combustion in favor of increased volume of the heat emitted during diffusion combustion. It is also significant, due to the PM and HC emissions, reasonably fast completion of the combustion process and restriction of the post-combustion phase (Fig.

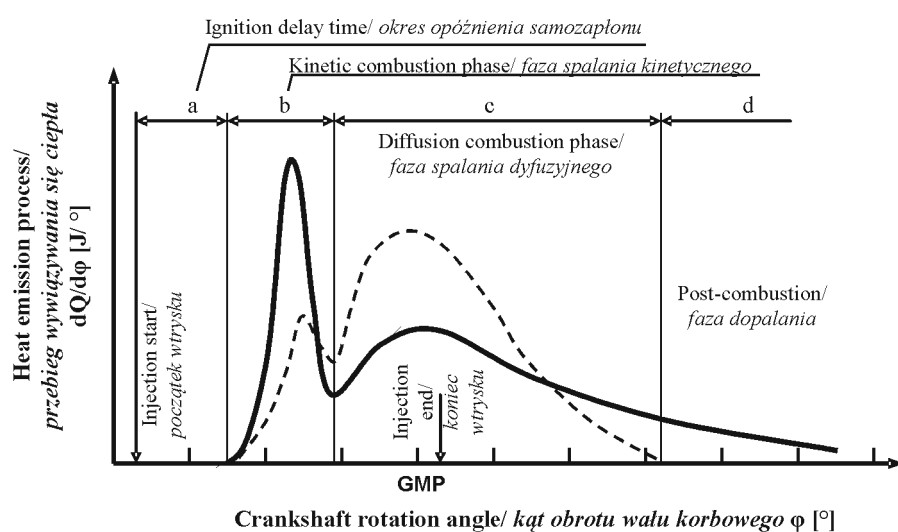


Fig. 1. Model characteristics of heat emission process in the D.I. Diesel engine combustion chamber [8]:
 ——— typical course, - - - - - desired course, according to environmental criteria [3, 5]

Rys. 1. Modelowa charakterystyka przebiegu wydzielania ciepła w komorze spalania silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim [8]: ——— przebieg typowy; - - - - - przebieg pożądany wg kryteriów ekologicznych [3, 5]

1 – dotted line). An efficient method of such heat emission modeling is the fuel injection characteristic control. The common rail power unit, considering the ability to divide the single-injection dose into several parts, provides great possibilities in this scope.

Direct measurement of heat emission course in a piston engine combustion chamber is impossible. However, the observation of the implications of such process is possible, of which the pressure course is the most measurable element. The changes of heat current inside the cylinder can be determined with high proximity based on the pressure course and by means of thermodynamic analysis.

2. Heat emission course determination methodology based on indicator graph

2.1. Engine's thermal balance

The thermal balance informs of the extent of power conversion contained in the fuel supplied to the engine into

ne kąt wyprzedzenia wtrysku, zapoczątkowuje reakcje chemiczne prowadzące w rezultacie do samozapłonu. Następuje wtedy faza gwałtownego, niekontrolowanego spalania paliwa nagromadzonego w okresie od początku wtrysku do chwili samozapłonu (rys. 1 – linia ciągła). W dalszej kolejności przebieg procesu spalania jest kontrolowany przez sposób dostarczania paliwa do cylindra, opisany charakterystyką wtrysku. Należy więc oczekiwać, że zarówno kąt wyprzedzenia wtrysku, jak i jego charakterystyka czasowa będą silnie oddziaływać na przebieg wydzielania ciepła.

Ze względów ekologicznych, tj. ograniczenia hałasu i emisji NO_x , dąży się do minimalizacji szczytowych wartości szybkości wydzielania ciepła $dQ/d\phi$ w okresie spalania kinetycznego na rzecz zwiększenia ilości wydzielonego ciepła w okresie spalania dyfuzyjnego. Istotne jest również, że

względem na emisję cząstek stałych PM i węglowodorów HC, możliwe szybkie zakończenie procesu spalania i ograniczenie fazy dopalania (rys. 1 – linia przerywana). Skuteczną metodą takiego modelowania przebiegu wydzielania ciepła jest sterowanie charakterystyką wtrysku paliwa. Układy zasilania typu common rail, z uwagi na zdolność do podziału pojedynczej dawki wtrysku na kilka części, stwarzają w tym zakresie dość duże możliwości.

Bezpośredni pomiar przebiegu wydzielania się ciepła w komorze spalania silników tłokowych nie jest możliwy. Możliwa natomiast jest obserwacja implikacji tego procesu, z czego stosunkowo najłatwiej mierzalny jest przebieg ciśnienia. Na jego podstawie i za pomocą analizy termodynamicznej obiegu można określić z dużym

przybliżeniem zmiany strumienia ciepła wewnątrz cylindra, które są efektem m.in. spalania paliwa oraz innych procesów cieplnych.

2. Metodyka określania przebiegu wydzielania ciepła na podstawie wykresu indykatorowego

2.1. Bilans cieplny silnika

Bilans cieplny informuje o stopniu konwersji energii zawartej w dostarczonej do silnika paliwie na pracę użyteczną. Wynosi on przeciętnie w warunkach mocy znamionowej od 25% dla silników ZI do 40% dla silników ZS [2]. Pozostała część ciepła jest tracona, m.in. w wyniku przenikania do ścianek komory spalania, a następnie do czynnika chłodzącego oraz oleju smarującego, tarcia elementów ruchomych silnika, niepełnego spalania i straty wylotowej spalin.

Wyróżnić można dwa rodzaje bilansu ciepła: zewnętrzny i wewnętrzny. Zewnętrzny bilans cieplny traktuje cały silnik

effective work. It amounts to the average 25% for spark ignition engines to 40% for self-ignition engines [2]. The remaining heat amount is lost, as a result of the penetration into the combustion chamber, subsequently, to the coolant and lubricant, friction of the moving elements of the engine, non-complete combustion and outlet loss of exhaust.

Two types of thermal balance can be differentiated: external and internal. The external thermal balance treats the whole combustion engine as an energy converter and describes how much of the energy content in fuel Q is used for generation of effective work on the engine's crankshaft L_e , and how much is dispersed to the environment through cooling Q_{ch} , radiation Q_r , due to internal friction Q_t etc.

The internal thermal balance includes the combustion chamber zone only and determines the division of power brought to the cylinder as fuel, into indicated work L_i , heat transferred to the cylinder walls Q_{ch} , power lost together with exhaust gases Q_w and as a result of incomplete combustion Q_{ns} :

$$Q = L_i + Q_{ch} + Q_w + Q_{ns} \quad (1)$$

From the heat evolution point of view, it is appropriate to rely on the internal thermal balance that determines the component thermal currents inside the total cylinder volume and gives view on the combustion efficiency, combustion chamber adiabaticity, use of fuel, etc. After all, the internal thermal balance and heat emission course are strictly connected. There are two notions describing the amount of heat emitted in the related nomenclature: gross and net heat emitted [8]. Such heat is the result of combustion of fuel Q (as in formula (1)) and is called gross heat emitted. Its total value is the product of burnt fuel dose m_c and the fuel calorific value W_u :

$$Q = m_f \cdot W_u \quad (2)$$

The net emitted heat Q_n in turn is the sum of internal overt energy U_s (translated into the change of cylinder load temperature change) and indicated work performed L_i . Its value is lower than the gross emitted heat Q by the value of heat given up to combustion chamber walls Q_{ch} :

$$Q_n = U_s + L_i = Q - Q_{ch} \quad (3)$$

The amount of heat given up to the combustion chamber walls Q_{ch} , as a rule represents 10 to 25% of the amount of heat produced out of combustion of fuel Q (gross emitted heat), where the lower values refer to engines with larger cylinder diameter [2]. Due to difficulty in exact definition of this heat current, to express the course of heat evolution in the cylinder, the net emitted heat Q_n is used.

2.2. Theoretical background to define the course of heat emission in the cylinder

As indicated before, the determination of the course of gross heat emission also requires the determination of change heat current transmitted to the combustion chamber walls, which complicates the analysis course, due to the high complexity of the process [7]. A more thorough analysis of the issue should also include such phenomena as gas blow-by into the crankcase or change of the internal energy of

spalinowy jako przetwornik energii i opisuje, jaka część energii zawartej w paliwie Q jest wykorzystywana do wytworzenia pracy użytecznej na wale korbowym silnika L_e , a jaka część jest rozpraszana do otoczenia przez chłodzenie Q_{ch} , promieniowanie Q_r , wskutek tarcia wewnętrznego Q_t itd.

Wewnętrzny bilans cieplny obejmuje natomiast tylko strefę komory spalania i określa rozdział energii doprowadzonej do cylindra w postaci dawki paliwa na pracę indukowaną L_i , ciepło oddane do ścianek cylindra Q_{ch} , energię traconą wraz ze spalinami Q_w i w wyniku niezupełnego spalania Q_{ns} (1).

Z punktu widzenia analizy wywiązywania się ciepła odpowiednie jest bazowanie na wewnętrznym bilansie cieplnym, który określa składowe strumienie ciepłe wewnątrz przestrzeni roboczej cylindra i daje jednocześnie pogląd na sprawność spalania, stopień adiabaticzności komory spalania, wykorzystanie paliwa itp. Pomiędzy wewnętrznym bilansem ciepła a przebiegiem wydzielania ciepła istnieje bowiem ścisły związek. W nomenklaturze przedmiotu funkcjonują dwa pojęcia opisujące wielkość wydzielonego ciepła: jest to ciepło wydzielone brutto i netto [8]. Ciepło jakie powstaje w wyniku spalania paliwa Q (wg wzoru (1)) nosi miano ciepła wydzielonego brutto. Jego całkowita wartość jest iloczynem dawki spalonego paliwa m_f oraz wartości opalowej paliwa W_u (2).

Ciepło wydzielone netto Q_n jest natomiast sumą energii wewnętrznej jawnej U_s (przekładającej się na zmianę temperatury ładunku cylindra) i wykonanej pracy indukowanej L_i . Jego wartość jest mniejsza od wartości ciepła wydzielonego brutto Q o wartość ciepła oddanego do ścianek komory spalania Q_{ch} (3).

Ilość ciepła oddawanego do ścianek komory spalania Q_{ch} stanowi z reguły od 10 do 25% ilości ciepła powstałego ze spalania paliwa Q (ciepła wydzielonego brutto), przy czym mniejsze wartości dotyczą silników o większej średnicy cylindra [2]. Z uwagi na trudność dokładnego określenia tego strumienia cieplnego najczęściej dla wyrażenia przebiegu wywiązywania się ciepła w cylindrze operuje się ciepłem wydzielonym netto Q_n .

2.2. Podstawy teoretyczne określenia przebiegu wydzielania ciepła w cylindrze

Jak już wcześniej zaznaczono, wyznaczenie przebiegu wydzielania się ciepła brutto wymaga dodatkowo określenia zmiany strumienia ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania, co komplikuje tok analizy z uwagi na wysoką złożoność tego procesu [7]. Dokładniejsza analiza zagadnienia powinna obejmować jeszcze takie zjawiska, jak przedmuch gazów do skrzyni korbowej czy zmiana energii wewnętrznej ładunku na skutek wtryskiwania paliwa. Przykłady uwzględniające powyższe procesy można znaleźć w literaturze [1, 2, 6, 8].

W dalszej części artykułu będzie przedstawiona metoda wyznaczania przebiegu wydzielania się ciepła netto. Pomijając efekt entalpii parującego paliwa oraz traktując ładunek cylindra jako termicznie i chemicznie jednorodny, zależnością wyjściową jest równanie I zasady termodynamiki dla układu zamkniętego, które mówi, że zmiana energii

the load as a result of fuel injection. Examples of the above processes can be found in references [1, 2, 6, 8].

The further part of this paper presents the methodology of net heat emission course determination. Disregarding the enthalpy effect of vaporizing fuel and treating the cylinder as thermally and chemically homogeneous, the initial relationship is the first law of thermodynamics equation for a closed system that states: the change in internal energy of a system is equal to the (net) heat current added to the system minus the work done by the system:

$$\frac{dQ_n}{d\phi} - p \frac{dV}{d\phi} = \frac{dU}{d\phi} \quad (4)$$

of which: $dQ_n/d\phi$ – initial net heat current flowing into the system [J/deg], p – pressure in the system [Pa], $dV/d\phi$ – change of system capacity [m³/deg], $dU/d\phi$ – change of internal energy of the system [J/deg].

It is assumed that the load in the cylinder is a mixture of ideal gases. Then, the equation (4) can be formulated as follows:

$$\frac{dQ_n}{d\phi} = p \frac{dV}{d\phi} + mc_v \frac{dT}{d\phi} \quad (5)$$

of which: m – system weight [kg], c_v – the specific heat of the system with constant capacity [J/kg], $dT/d\phi$ – change in the system temperature [K/deg], other determinations as above.

For ideal gases the relationship:

$$pV = mRT, \quad R = c_p - c_v = \text{const} \quad (6)$$

is also true, of which: V – system capacity [m³], R – individual gas constant [J/(kg·K)], c_p – specific heat of the system with constant volume [J/kg]; other determinations as above.

Therefore, after differentiation of equation (6) in relation to variables p , V and T we obtain:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (7)$$

The relationships (6) and (7) may be used for elimination of variable T in equation (5). Upon substitution and transformations, we obtain:

$$\frac{dQ_n}{d\phi} = \left(1 + \frac{c_v}{R}\right) p \frac{dV}{d\phi} + \frac{c_v}{R} V \frac{dp}{d\phi} \quad (8)$$

or otherwise, assuming that $c_v/R = 1 / (\gamma - 1)$:

$$\frac{dQ_n}{d\phi} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{d\phi} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{d\phi} \quad (9)$$

of which: γ – isentropic exponent for working medium, $\gamma = c_p/c_v$, other determinations as above.

Pressure p and term $dp/d\phi$ appearing in formula (9) are determined by engine indication. The momentary combustion chamber capacity V and its change $dV/d\phi$ can be calculated out of the engine's geometric parameters. As

wewnętrznej układu jest wynikiem zmiany sumarycznego strumienia cieplnego dopływającego do układu (netto) i wykonanej przez układ pracy (4),

gdzie: $dQ_n/d\phi$ – wyjściowy strumień ciepła netto dopływający do układu [J/°OWK], p – ciśnienie w układzie [Pa], $dV/d\phi$ – zmiana objętości układu [m³/°OWK], $dU/d\phi$ – zmiana energii wewnętrznej układu [J/°OWK].

Zakłada się, że ładunek w cylindrze stanowi mieszaninę gazów doskonałych. Wtedy równanie (4) można zapisać w postaci (5),

gdzie: m – masa układu [kg], c_v – ciepło właściwe układu przy stałej objętości [J/kg], $dT/d\phi$ – zmiana temperatury układu [K/°OWK], pozostałe oznaczenia jak wyżej.

Dla gazów doskonałych prawdziwa jest również zależność (6),

gdzie: V – objętość układu [m³], R – indywidualna stała gazowa [J/(kg·K)], c_p – ciepło właściwe układu przy stałym ciśnieniu [J/kg]; pozostałe oznaczenia jak wyżej.

Stąd po zróżniczkowaniu równania (6) względem zmiennych p , V i T otrzymujemy (7).

Zależności (6) i (7) można wykorzystać do wyrugowania zmiennej T w równaniu (5). Po podstawieniu i przekształceniach otrzymujemy (8), lub inaczej, uwzględniając, że $c_v/R = 1 / (\gamma - 1)$ otrzymamy (9),

gdzie: γ – wykładnik izentropii dla czynnika roboczego, $\gamma = c_p/c_v$, pozostałe oznaczenia jak wyżej.

Występujące we wzorze (9) ciśnienie p oraz człon $dp/d\phi$ określa się przez indykowanie silnika. Chwilową objętość komory spalania V oraz jej zmianę $dV/d\phi$ można obliczyć z parametrów geometrycznych silnika. Jeśli chodzi natomiast o wykładnik izentropii γ , to dla silników ZS jego wartość zmienia się od 1,35 dla ładunku czystego powietrza do 1,26÷1,30 dla spalin [2]. W praktyce wystarczającą dokładność wyników otrzymuje się, przyjmując średnią wartość tego współczynnika na poziomie 1,3÷1,35 w całym zakresie obrotu wału korbowego silnika.

3. Badania przebiegu wydzielania ciepła przy różnych strategiach zasilania

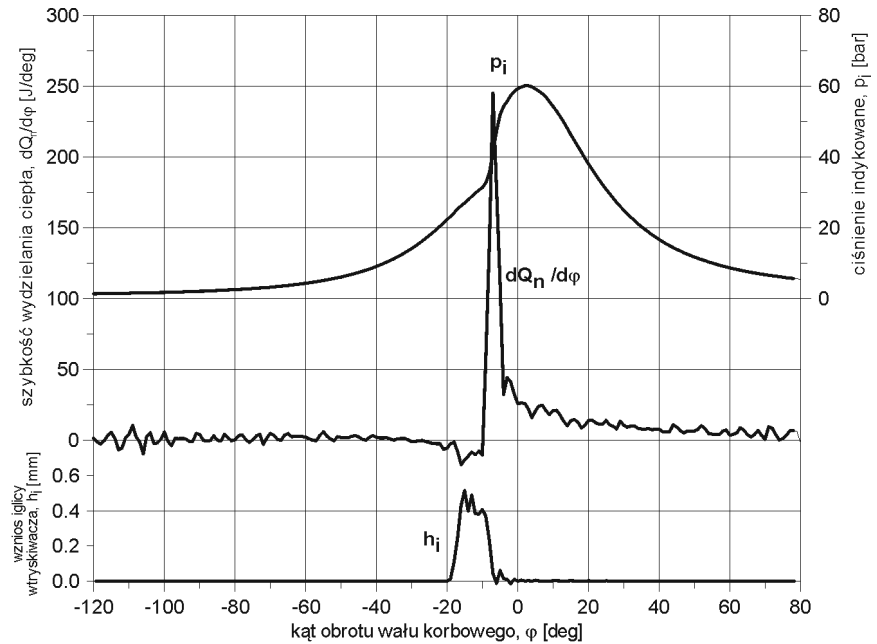
Pomiarów i obliczeń przebiegu wydzielania ciepła dokonano dla jednocylindrowego silnika badawczego z wtryskiem bezpośrednim typu SB3.1 o mocy 23 kW i znamionowej prędkości obrotowej 2200 min⁻¹. Realizowano przy tym dwie różne strategie zasilania. W pierwszej z nich zastosowano klasyczny układ wtryskowy, zapewniający wtrysk jednostopniowy o zmiennym ciśnieniu wtrysku, którego maksymalna wartość zależna jest od obciążenia silnika i nie przekracza 40 MPa. Następnie w silniku zaimplementowano elektronicznie sterowany, wysokociśnieniowy system wtrysku common rail, pracujący przy stałym ciśnieniu wtrysku o dowolnie ustawianej wartości i zapewniający możliwość realizowania wtrysku z podziałem dawki na trzy części [4].

Przebieg wydzielania się ciepła netto obliczono wg zależności (9), wykorzystując zmierzony przebieg ciśnienia w cylindrze oraz znane parametry geometryczne silnika. W celu obliczenia pochodnej ciśnienia względem kąta obrotu wału korbowego $dp/d\phi$, zmierzony przebieg w postaci serii danych

far as the isentropic exponent γ , is concerned, for spark ignition engines its value varies from 1.35 for clean air charge to 1.26÷1.30 for exhaust gases [2]. In practice, the sufficient accuracy of the results is obtained on the level 1.3÷1.35 throughout the whole range of the crankshaft angle.

3. Examining heat emission course for various power strategies

The measurements and calculations of heat emission course were carried out for a one-cylinder direct injection test engine SB3.1 of 23 kW power and 2200 rpm rated engine speed. Two different powering strategies were performed then. Classic injection system was used in the first strategy, providing single-phase injection with variable injection pressure, its maximum value depending on the engine load not exceeding 40 MPa. Then an electronically controlled, high-pressure common rail injection system was implemented, working at a constant pressure of injection freely set of value and providing the possibility to perform injection with dose divided into three parts [4].

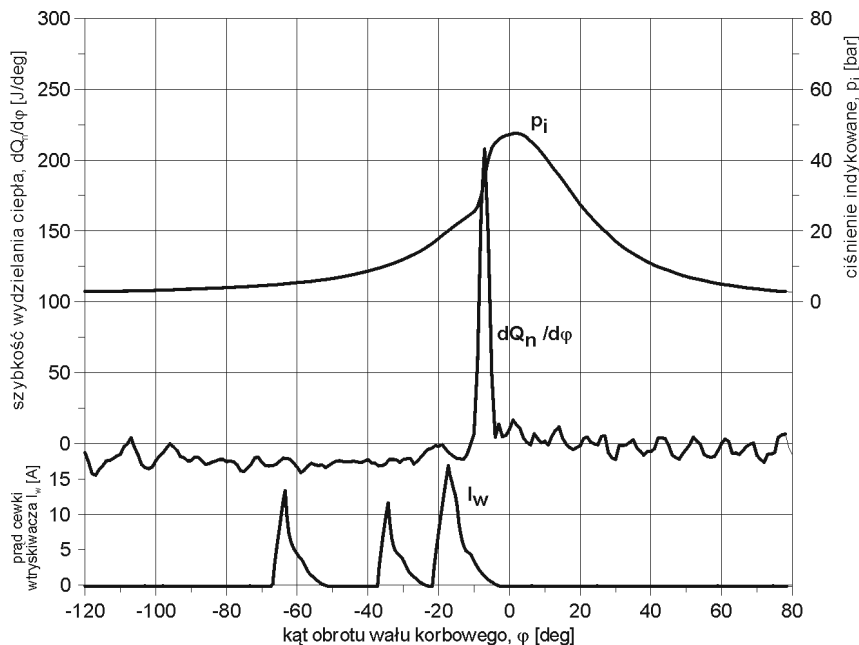


Legend: injector spray nozzle lift h_i [mm]; heat emission rate $dQ_n/dφ$ [J/deg]; indicated pressure p_i [bar]; crankshaft angle $φ$ [deg]

Fig. 2. Pressure course in the cylinder p_i , net heat emission rate $dQ_n/dφ$ and injector spray nozzle lift h_i for single injection with engine speed 1600 rpm and 50% load

Rys. 2. Przebieg ciśnienia w cylindrze p_i , szybkości wydzielania się ciepła netto $dQ_n/dφ$ oraz wzniosu iglicy wtryskiwacza h_i dla wtrysku jednokrotnego przy prędkości obrotowej 1600 min^{-1} i obciążeniu 50%

dystrybucji interpolowano funkcją sklejaną typu spline. Na rysunkach 2÷7 przedstawiono wybrane wyniki pomiarów i



Legend: injector coil current in cylinder p_i ; heat emission rate $dQ_n/dφ$ [J/deg]; indicated pressure p_i [bar]; crankshaft angle $φ$ [deg]

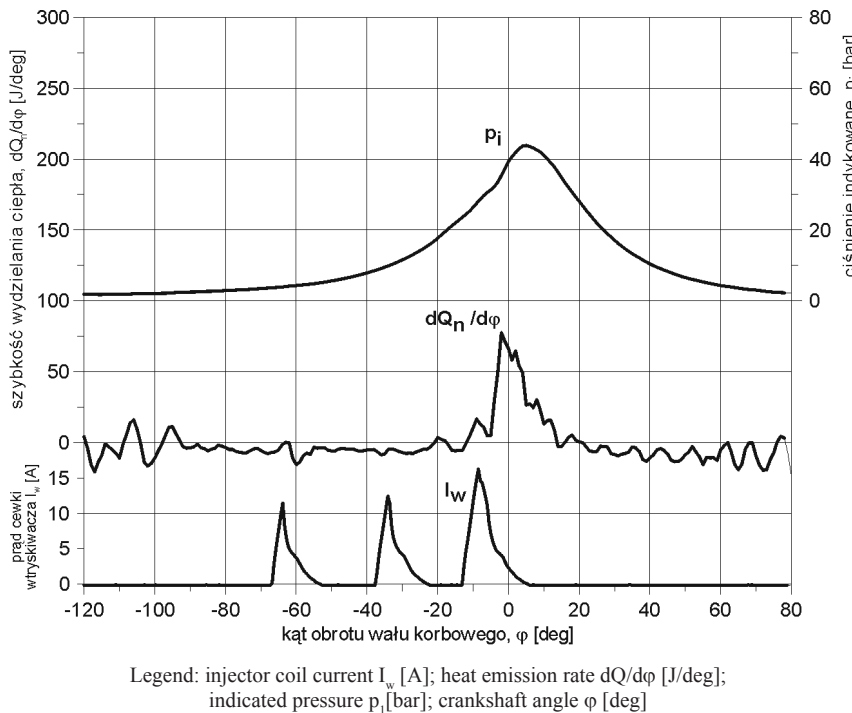
Fig. 3. Pressure course in the cylinder p_i , net heat emission rate $dQ_n/dφ$ and injector control current I_w for triple injection with engine speed 1600 rpm and 50% load

Rys. 3. Przebieg ciśnienia w cylindrze p_i , szybkości wydzielania się ciepła netto $dQ_n/dφ$ oraz prądu sterującego wtryskiwacza I_w dla wtrysku potrójnego przy prędkości obrotowej 1600 min^{-1} i obciążeniu 50%

symulacji w postaci wykresów przebiegu ciśnienia w cylindrze, wydzielania się ciepła netto oraz skoku iglicy wtryskiwacza (dla wtrysku realizowanego konwencjonalnie) lub przebiegu prądu sterującego wtryskiwaczem CR. Rysunki 2–4 sporządzono dla prędkości obrotowej maksymalnego momentu obrotowego 1600 min^{-1} i obciążenia odpowiadającego 50-procentowej wartości maksymalnej, natomiast rys. 5–7 dla obciążenia odpowiadającego 100-procentowej wartości maksymalnej. Aby porównanie uzyskanych wyników dla różnych strategii wtrysku było miarodajne, pomiarów dokonywano dla jednakowych objętości całkowitej dawki wtrysku przypadającej na jeden cykl pracy silnika, tj. $56 \text{ mm}^3/\text{wtrysk}$ (rys. 2–4) oraz $92 \text{ mm}^3/\text{wtrysk}$ (rys. 5–7).

4. Analiza wyników obliczeń i wnioski

Dokonując analizy wyników obliczeń, należy przede wszystkim zauważyć, że przebieg szybkości wydzielania się ciepła w cylindrze jest bardzo dobrym parametrem diagnostycznym



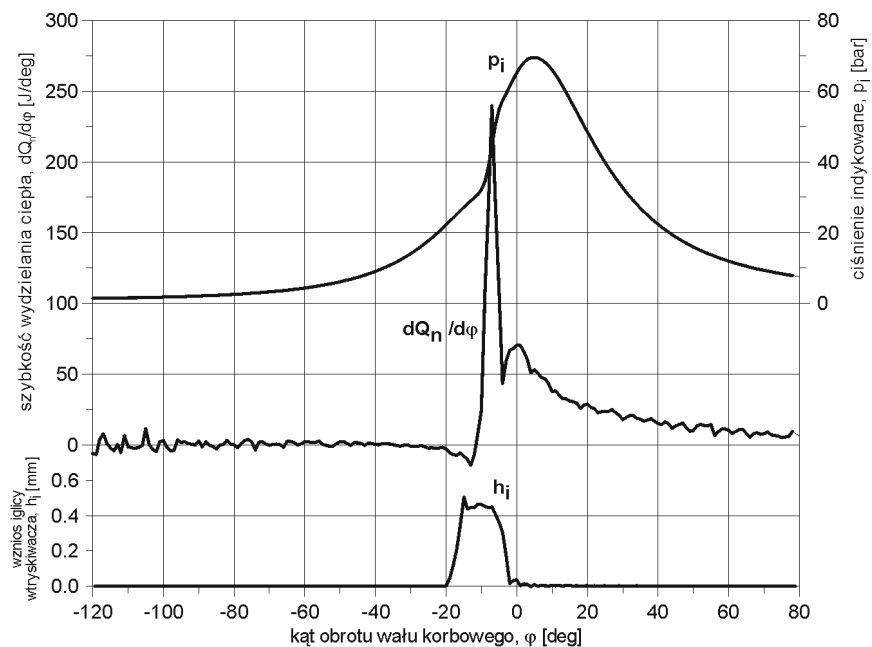
Legend: injector coil current I_w [A]; heat emission rate $dQ/d\phi$ [J/deg]; indicated pressure p_i [bar]; crankshaft angle ϕ [deg]
 Fig. 4. Pressure course in the cylinder p_i , net heat emission rate $dQ_n/d\phi$ and injector control current I_w for triple injection with engine speed 1600 rpm and 50% load

Rys. 4. Przebieg ciśnienia w cylindrze p_i , szybkości wydzielania się ciepła netto $dQ_n/d\phi$ oraz prądu sterującego wtryskiwacza I_w dla wtrysku potrójnego z opóźnionym wtryskiem dawki głównej przy prędkości obrotowej 1600 min^{-1} i obciążeniu 50%

The course of net heat emission was calculated, according to relationship (9), using the measured pressure course in the cylinder and known geometric parameters. In order to calculate the pressure derivative in the cylinder in relation to the crankshaft angle $dp/d\phi$, measured in the form of a series of discrete data was interpolated by spline. Fig. 2÷7 present the results of measurements and simulations in the form of pressure course graphs in the cylinder, net heat emission and injector's needle lift (for the conventional injection) or a course of the current controlling injector CR. Fig. 2÷4 were made for engine speed of maximum torque 1600 rpm and load corresponding to 50 per cent maximum value, while Fig. 5÷7 for load corresponding to 100 per cent maximum value. For reliable comparison of the results obtained, measurements were made for identical capacities of the total injection dose falling on one cycle of engine operation, i.e. $56 \text{ mm}^3/\text{injection}$ (Fig. 2÷4) and $92 \text{ mm}^3/\text{injection}$ (Fig. 5÷7).

procesu spalania. Z dużą precyzją można określić początek spalania, a więc i okres opóźnienia samozapłonu, co nie zawsze jest możliwe do oszacowania na podstawie samego przebiegu ciśnienia w cylindrze. Na przedstawionych wykresach, a zwłaszcza dla wtrysku jednokrotnego, widoczny jest również odwrotny strumień ciepła pojawiający się tuż po wtrysnięciu paliwa. Jest to rezultat pobierania ciepła z komory spalania przez parujące krople paliwa. Jednokrotny wtrysk dużej dawki paliwa powoduje, że zjawisko to jest wyraźnie zaznaczone. Dla wtrysku potrójnego jest ono mniej widoczne.

Dla wtrysku jednokrotnego, realizowanego konwencjonalnie, uwagę zwraca bardzo duża dynamika wydzielania się ciepła w fazie spalania kinetycznego (rys. 2 i 5). Jest to zjawisko niekorzystne, ponieważ wywołuje duże przyrosty temperatury i ciśnienia, co z kolei skutkuje „twardością biegu” silnika i zwiększoną emisją NO_x . Wtrysnięcie niewielkich porcji paliwa przed wtryskiem dawki głównej powoduje zauważalne zmniejszenie maksymalnych wartości szybkości wydzielania się ciepła (rys. 3 i 6). Jest to spowodowane skróceniem okresu zwłoki samozapłonu dzie-



Legend: injector spray nozzle lift h_i [mm]; heat emission rate $dQ/d\phi$ [J/deg]; indicated pressure p_i [bar]; crankshaft angle ϕ [deg]
 Fig. 5. Pressure course in the cylinder p_i , net heat emission rate $dQ_n/d\phi$ and injector spray nozzle lift h_i for single injection with engine speed 1600 rpm and 100% load

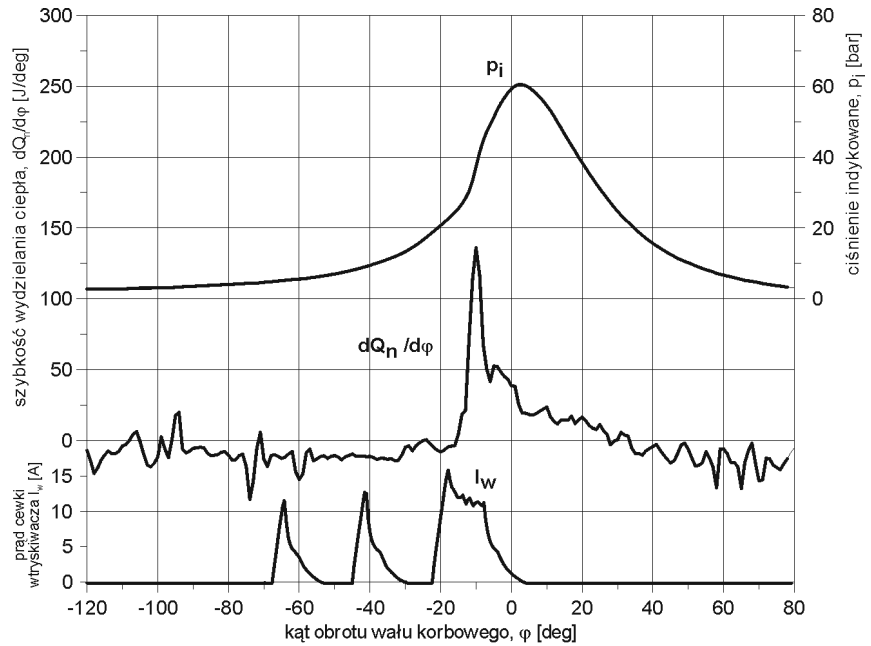
Rys. 5. Przebieg ciśnienia w cylindrze p_i , szybkości wydzielania się ciepła netto $dQ_n/d\phi$ oraz wzniosu iglicy wtryskiwacza h_i dla wtrysku jednokrotnego przy prędkości obrotowej 1600 min^{-1} i obciążeniu 100%

4. Calculation result analysis and conclusions

While analyzing calculation results, one should first of all notice that the course of heat emission rate in the cylinder is a very good diagnostic parameter of the combustion process. The beginning of the combustion may be determined with high precision, i.e. the self-ignition delay process as well, which is not always possible to be estimated through the pressure course in the cylinder alone. The graphs, especially those of single injections, also present reverse heat current appearing directly after fuel injection. This is the result of taking heat from the combustion chamber through vaporizing fuel drops. A single injection of a large fuel dose causes that such phenomenon is clearly marked. It is less visible for the triple injection.

For single injection performed in a conventional way, the large dynamics of heat emission during kinetic combustion is noticeable (Fig. 2 and 5). This is an unfavorable phenomenon, because it evokes high temperature and pressure increase, which in turn, results in a "hard run" of the engine and increases NO_x emissions. Injection of small portions of fuel prior to the main dose injection causes a noticeable reduction of maximum heat emission rates (Fig. 3 and 6). This is caused by the reduction of self-ignition delay time, thanks to earlier initiation of pre-flame reactions that appear at the moment of injection of the first fuel drops. The heat emission course graphs show a slight increase of heat current then, right before the kinetic combustion phase.

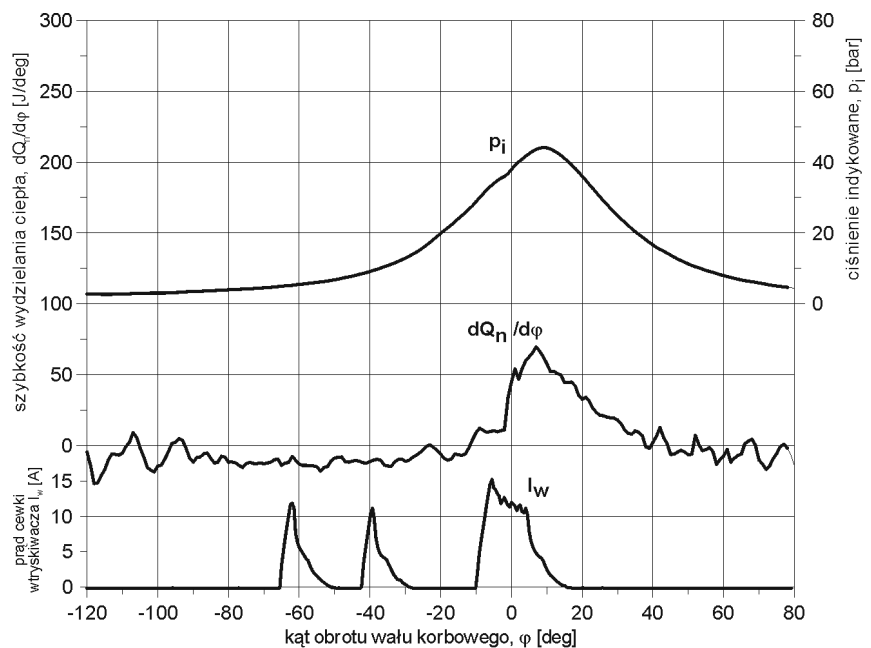
The further reduction of maximum heat emission rates is possible by a delay of the injection of the fuel main dose (Fig. 4 and 7). It results in a distinctive restriction of the kinetic combustion phase, the pressure course in the cylinder is milder as well. This is due to the fact that the fuel is injected into a space with conditions favorable for self-ignition, thus the self-ignition delay time is very short. The combustion course is controlled at that moment by fuel injection and vaporizing processes. This is



Legend: injector coil current I_w [A]; heat emission rate $dQ/d\phi$ [J/deg]; indicated pressure p_i [bar]; crankshaft angle ϕ [deg]

Fig. 6. Pressure course in the cylinder p_i , net heat emission rate $dQ_n/d\phi$ and injector control current I_w for triple injection with engine speed 1600 rpm and 100% load

Rys. 6. Przebieg ciśnienia w cylindrze p_i , szybkości wydzielania się ciepła netto $dQ_n/d\phi$ oraz prądu sterującego wtryskiwacza I_w dla wtrysku potrójnego przy prędkości obrotowej 1600 min^{-1} i obciążeniu 100%



Legend: injector coil current I_w [A]; heat emission rate $dQ/d\phi$ [J/deg]; indicated pressure p_i [bar]; crankshaft angle ϕ [deg]

Fig. 7. Pressure course in the cylinder p_i , net heat emission rate $dQ_n/d\phi$ and injector control current I_w for triple injection with engine speed 1600 rpm and 100% load

Rys. 7. Przebieg ciśnienia w cylindrze p_i , szybkości wydzielania się ciepła netto $dQ_n/d\phi$ oraz prądu sterującego wtryskiwacza I_w dla wtrysku potrójnego z opóźnionym wtryskiem dawki głównej przy prędkości obrotowej 1600 min^{-1} i obciążeniu 100%

favorable due to the maintenance of low NO_x emissions and lower dynamic loads of the piston-crank assembly dynamic load, which causes noise level reduction.

The heat emission rate is calculated through the pressure course in the cylinder and derivative of such a course. Therefore, a very accurate measurement of this parameter is of immense importance. Even minor cylinder pressure measuring errors cause serious mistakes in determination of the heat emission rate. It is particularly distinctive for minor pressure values, i.e. at the beginning of compression stroke and in the end of the decompression stroke, where the relative error of pressure measurement is highest.

Summarizing, the analysis of heat evolution course is really useful in research-development work, particularly in the scope of fuel injection strategy selection. It allows a more comprehensive and easier interpretation of particular engine control parameters of the combustion process, emissions of toxic exhaust components, noise, etc.

Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Brunt M. F. J., Platts K. C.: Calculation of Heat Release in Direct Injection Diesel Engines. SAE Paper 1999-01-0187.
- [2] Heywood J. B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Book Co., New York 1988.
- [3] Hikosaka N.: A View of the Future of Automotive Diesel Engines. SAE Paper 972682.
- [4] Lejda K., Balawender K.: Adaptacja systemu Common Rail do silnika badawczego SB 3.1. Materiały XVI Międzynarodowej Konferencji Naukowej SAKON'05 nt. „Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdów samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych. Zarządzanie i marketing w motoryzacji”. Oficyna Wyd. Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2005.
- [5] Lejda K.: Injection systems of high speed diesel engines and development trends. Combustion Engines, No 4/2005 (123), PTNSS, Bielsko-Biała 2005.
- [6] Tamilporai T., Baluswamy N., Jawahar P. M., Subramaniam S., Chandrasekaran S., Vijayan K., Jaichandar S., Janci Rani J., Arunachalam K.: Simulation and Analysis of Combustion and Heat Transfer in Low Heat Rejection Diesel Engine Using Two Zone Combustion Model and Different Heat Transfer Models. SAE Paper 2003-01-1067.
- [7] Woś P.: Analiza wpływu charakterystyki wtrysku paliwa w silniku wysokoprężnym z komorą niedzielną na emisję tlenków azotu NO_x . Rozprawa doktorska. Politechnika Rzeszowska, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Rzeszów 2003.
- [8] Zhao H., Ladommatos N.: Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics. Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale 2001.

ki wcześniejszemu zapoczątkowaniu reakcji przedpłomienych, które pojawiają się w momencie wtrysku pierwszych kropeł paliwa. Na wykresach przebiegu wydzielania się ciepła daje się wtedy zauważyć niewielki przyrost strumienia cieplnego tuż przed fazą spalania kinetycznego.

Dalsze zmniejszenie maksymalnych szybkości wydzielania się ciepła jest możliwe przez opóźnianie wtrysku głównej dawki paliwa (rys. 4 i 7). Skutkuje to wyraźnym ograniczeniem fazy spalania kinetycznego, łagodniejszy jest też przebieg ciśnienia w cylindrze. Spowodowane jest to tym, że paliwo wtryskiwane jest do przestrzeni, gdzie panują już dobre warunki do samozapłonu, a więc i okres opóźnienia samozapłonu jest bardzo niewielki. Przebieg spalania kontrolowany jest wtedy głównie procesami wtrysku i parowania paliwa. Jest to korzystne ze względu na utrzymanie niskiej emisji NO_x i mniejszych obciążań dynamicznych układu tłokowo-korbowego, co powoduje obniżenie poziomu hałasu.

Szybkość wydzielania się ciepła obliczana jest na podstawie przebiegu ciśnienia w cylindrze i pochodnej tego przebiegu. Stąd niezwykle istotny jest dokładny pomiar tego parametru. Niewielkie nawet błędy pomiarowe wartości ciśnienia w cylindrze powodują duże błędy w określeniu szybkości wydzielania ciepła. Widoczne jest to szczególnie dla niewielkich ciśnień, tj. na początku suwu sprężania i w końcu suwu rozprężania, gdzie błąd względny pomiaru ciśnienia jest największy.

Reasumując, analiza przebiegu wywiązywania się ciepła jest niezwykle przydatna w pracach badawczo-rozwojowych, zwłaszcza w zakresie doboru strategii wtrysku paliwa. Pozwala ona na pełniejszą oraz łatwiejszą interpretację wpływu poszczególnych parametrów regulacyjnych silnika na przebieg procesu spalania, emisję toksycznych składników spalin, hałasu itp.

Mr Kazimierz Lejda, DSc, DEng. – professor in Department of Mechanical Engineering and Aeronautics in Rzeszów University of Technology.

Dr hab. inż. Kazimierz Lejda – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.



Mr Paweł Woś, PhD, MEng. – doctor in Department of Mechanical Engineering and Aeronautics in Rzeszów University of Technology.

Dr inż. Paweł Woś – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.

