

On the modeling of pilot dose ignition delay in a dual-fuel, self ignition engine

Abstract: The goal of the present work, was to determine possible applications of discussed formulas in predicting ignition delay for dual-fuel engines. In order to achieve this goal in-cylinder pressure traces have been recorded for a one cylinder, dual-fuel engine, for different power outputs and different ratios of liquid and gas fuels. Using those results moments of autoignition have been determined for the tested conditions. The measurement data has been compared with calculation results of three different delay models. It has been shown that the equation proposed by Assanis is able to describe ignition delay very well, for pilot dose quantity more than 20% overall fuel energy.

Key words: ignition delay, dual-fuel CNG engine, mathematical modeling

Modelowanie opóźnienia zapłonu dawki inicjującej w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym

Streszczenie: Celem niniejszej pracy jest sprawdzenie możliwości zastosowania dyskutowanych formuł do opisu opóźnienia zapłonu w silniku dwupaliwowym. W tym celu wykonano pomiary przebiegów ciśnienia w jednocylindrowym silniku dwupaliwowym, dla różnych obciążeń i różnych proporcji poszczególnych paliw. Na ich podstawie wyznaczono momenty wystąpienia zapłonu w silniku. Dane pomiarowe porównano z wynikami obliczeń dla poszczególnych modeli opóźnienia zapłonu. Wykazano, że równanie zaproponowane przez Assanisa bardzo dobrze opisuje opóźnienie samozapłonu w systemie dual-fuel, przy założeniu, że dawka oleju napędowego jest nie mniejsza niż 20% całkowitej energii dostarczanej z paliwem.

Słowa kluczowe: opóźnienie zapłonu, silnik dwupaliwowy CNG, modelowanie matematyczne

1. Introduction

The moment of ignition has a significant influence for the combustion process and directly effects parameters such as efficiency or emissivity. As far as there is no problem in determining this moment in a spark ignition engine (the mixture ignites immediately from the electric pulse given by the spark-plug), that in autoignition engines, the beginning of combustion is determined by ignition delay period.

In a dual-fuel engine the air-gas mixture ignites from the energy released from burning pilot dose of diesel fuel. Research results show that even for the pilot dose being less than 1% overall energy, the ignition energy can be about 35 J more in a dual-fuel engine than given from a spark-plug [12,11]. It can therefore be assumed that the beginning of combustion of both fractions (liquid and gas) is the same in a dual-fuel system and the problem of determining this point boils down to accurate modeling ignition delay of the pilot dose. The process however, takes place in conditions fairly different from those in a classic Diesel engine. For most gases the ignition delay increases, with the rise of gas concentration, compared to pure air operation.

Many experimental and theoretical studies have been performed in order to examine the correlation

between ignition delay and other parameters during combustion. There are however only limited information about correlations verified directly with a dual-fuel system utilizing CNG and diesel fuel. Matching the adequate model of ignition in such system needs therefore extensive analysis. The possibility of utilizing correlations made for standard diesel engines, taking to account a specific combustion environment of a dual-fuel engine needs checking.

2. Ignition delay correlations

Many correlations have been proposed for modeling ignition delay of diesel fuel (and other liquid fuels) in constant volume bombs [17,4], steady flow burners [13,10] and combustion engines [16]. Most of those models use Arrhenius equation to predict the influence of in-cylinder temperature and pressure on ignition delay period. All formulas have the form similar to the one proposed by Wolfer [17]:

$$\tau_{id} = Ap^{-n} \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \quad (1)$$

where E_a stands for activation energy, T and p are temperature and pressure respectively, A and n are adjustable coefficients.

Table 1. Summary of empirical constants used in ignition delay correlations of the form (1)

Tabela 1. Podsumowanie empirycznych stałych używanych w korelacjach opóźnienia zapłonu o postaci równania (1)

Correlation	Experimental apparatus	A	n	E _A /R
Wolfer	C.V. Bomb	0.44	1.19	8360
Kadota	Single Droplet	6.58	0.52	4400
Watson	Diesel Engine	3.45	1.02	2100
Ikegami	Free Piston Engine	0.44	1.19	4650
Spadacini	Steady Flow	4.00E-10	1	20080
Hiroyasu	C.V. Bomb	0.01* Phi-1.04	2.5	6000
Pischinger	Steady flow	0.008	1.14	7813

The utilization of the mentioned models for direct injection engines is limited though. In some cases the temperature and pressure at the end of compression process of a modern engine exceed the limit where a model can be applied. Secondly, the experiments carried out on constant volume bombs do not reflect dynamics of pressure and temperature change which takes place inside the engine cylinder, during the ignition delay period. Besides, state parameters dependence only, doesn't fully describe the combustion environment, making the correlation valid only in similar conditions to those where it has been tested.

Hardenberg and Hase [3] proposed an empirical formula, which enables calculating ignition delay in direct injection engines:

$$\tau_{id} = (0,36 + 0,22\bar{S}_p) \exp \left[E_a \left(\frac{1}{RT} - 11719021,2p - 12,40,63 \right) \right] \quad (2)$$

Enabling the mean piston speed (S_p) dependence in the equation (2) allows for combining the ignition delay time with actual engine parameters. The authors proposed an expression for activation energy of the form:

$$E_a = \frac{618840}{CN+25} \quad (3)$$

Using the cetane number for expressing activation energy, the formula (2) enables modeling ignition delay for different fuels. The Hardenberg cor-

relation had been used by Stelmasiak [14] to describe autoignition in a simple, zero-dimensional model of combustion in a dual-fuel engine. Stelmasiak assumed that the major cause of ignition delay increase observed when operating on CNG is greater specific heat and greater heat conductivity of air-gas mixture compared to pure air. This leads to lower temperatures at the end of compression process. Using a correlation verified in a traditional DI engine to model autoignition during dual-fuel operation seems justified but only to the limits of rich air-gas mixtures.

Research performed in recent years shows that ignition delay depends strongly on oxygen concentration. Lowering oxygen concentration by adding CO₂, in latest experiments by Yao et al. [18], leads to ignition delay extension up to 10 degrees. A similar effect had been observed by Andree and Precherneq when controlling oxygen concentration by recirculating a known amount of exhaust gas to the cylinder and changing charge pressure. Equation (2) doesn't account for dependence on mixture quality, which varies during dual-fuel operation.

Assanis et al. [2], in their attempts to find an accurate correlation for ignition delay in heavy-duty turbocharged engines, based on kinetic reactions that lead to autoignition. They assumed that the process can be described using a single step, global reaction, with reaction rate:

$$q = \eta_{coll} \prod_{i=1}^N [X_{Mi}]^{v_i} \exp \left(\frac{E_a}{RT} \right) \quad (4)$$

where η_{coll} stands for particle collision efficiency, $[X_{Mi}]$ —global reactant concentration, v_i —reactant stoichiometric coefficients. The exponent in equation (4), known as the Boltzmann coefficient, reflects the fraction of collisions with energy greater than activation energy. Using the equation of state the formula can be converted, giving ignition delay period:

$$\tau_{id} = A \Phi^{-k} p^{-n} \exp \left(\frac{E_a}{RT} \right) \quad (5)$$

where Φ is the equivalence ratio. The expression obtained is similar in form to the Watson equation (1) providing for additional dependency on chemical composition of the cylinder load. Since activation energy is related to the liquid fuel molecular properties, than its value should be the same as in the Watsons correlation, i.e. $E_a/R=2100$ (tab. 1). The other coefficients were matched experimentally using the least squares method, giving:

$$\tau_{id} = 2,4 \Phi^{-0,2} p^{-1,02} \exp \left(\frac{E_a}{RT} \right) \quad (6)$$

Recently, first models correlated for dual-fuel engines data have been published. Liu and Karim [5] used a kinetic model of 138 reactions for predicting ignition delay in a natural gas, dual-fuel

engine. Not referring to the accuracy of the approach, the complexity of the model makes it impractical to use as part of bigger thermo-chemical simulations. Prakash et. al. [6] proposed a simplified method for calculating overall ignition delay in dual-fuel system, utilizing modification of polytropic exponent during compression. The method showed good agreement with the experiment giving differences less than 1,5 degree of crank angle. Although simple and accurate enough, its use is very limited because the procedure requires explicit data from mono fuel operation of the engine in order to determine autoignition when working on CNG. In other words the formula verified for one object can't be used to another engine, even similar in construction. The model is not autonomous than and can only be used for adopting standard Diesel engine to dual-fuel feeding.

3. Object and Methods

The goal of the presented work is to check whether the discussed formulas: Watson (1), Hardenberg (2) and Assanis (6) can be used for predicting ignition delay in a dual fuel engine. The first two were most commonly used for determining autoignition in Diesel engines and third correlation is a relatively new model verified for a modern heavy duty engine. To achieve this goal, the in-cylinder pressure as a function of crank angle was recorded for different Diesel/CNG ratios and different loads. Using this data the points of autoignition were allocated and compared with ignition delay calculation results from different models.

As a research object a one-cylinder, direct injection Hatz 1B40 diesel engine was used. The engine has been associated with a 4,7 kW generator and equipped with a modernized dual-fuel feeding system. The technical parameters concerning the engine and the generator have been summarized in Table 2.

Table 2. The research engine specification

Tab. 2. Specyfikacja badanego silnika

HATZ 1B 40 Technical parameters	
Engine type	4-stroke, DI, air cooled
Nominal Power	6,8 kW at 3000 RPM
Number of cylinders	1
Displacement	462 cm ³
Bore	88 mm
Stroke	76 mm
Compression ratio	21
Air intake	naturally aspirated
Generator Technical parameters	

Generator type	Synchronous
Max. Power	5900 VA 3~
Nominal Power	5400 VA 3~

During dual-fuel operation the gas was supplied through a set of proportional electro valves and a flow mixer to the intake manifold before the valve. The dual-fuel system along with the test bead has been described in the earlier work by Piętak et.al. [7,8,9].

The engine has been tested using the default parameters, with the injection angle of 15° and using the standard diesel injector and supply pump. During the test runs pressure data from 50 cycles has been recorded. The measurement has been performed with constant engine speed and using the amount of CNG and engine load as regulation parameters. The engine speed has been controlled by a default regulator, which decreased the amount of fuel injected to the cylinder when the flow of CNG increased, holding the engine speed and preset load. Next the measurements have been repeated for succeeding load values. The test runs using dual-fuel feeding have been performed until the limit of 80% engine nominal power (using standard diesel operation) was reached.

The start of combustion was determined through mathematical analysis of the cylinder pressure. Using the pressure data, the first and second order derivative of pressure has been calculated. According to Syrimis et al [15] and Ando et al [1] the second derivative of pressure always peaks at, or only slightly after the point of autoignition. Furthermore, the larger the amount of fuel that ignites, the higher the maximum acceleration of the net heat release rate and thus the higher the maximum slope of pressure acceleration.

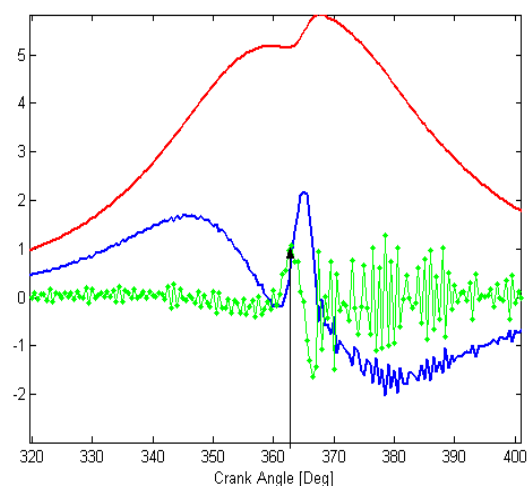


Fig 3.1. The illustration of using the second derivative of cylinder pressure for determining the point of autoignition. The arrow indicates the local maximum of second derivative and therefore the angle at which ignition occurs

Rys. 3.1. Ilustracja użycia drugiej pochodnej ciśnienia w cylindrze dla określenia punktu samozapłonu. Strzałka wskazuje lokalne maksimum drugiej pochodnej, a tym samym punkt zapłonu.

For those reasons the second derivative of cylinder pressure has been chosen for detection of the ignition point crank angle. An example of this technique, applied for one of the test results, has been illustrated in Fig 3.1.

Each of the equations presented in section 2 utilizes the temperature of in cylinder gas at the end of the compression process, as one of the variables. Direct measurement of momentary in cylinder temperature is very difficult. This is the reason why, in the present work, the temperature was calculated using a natural gas-air mixture, zero dim, compression model proposed by Stelmasiak [14]. The calculations were made using the pressure data acquired from the test run.

In the correlation (13) the ignition delay depends on the fuel/air ratio. The dose of liquid fuel injected to the combustion chamber in a dual fuel engine is much smaller than in standard operation. The fuel evaporates much faster in those conditions, so it can be assumed that the ignition process unfolds after complete evaporation. If so, the equivalence ratio can be expressed as follows:

$$\phi = \frac{G_{ON} L_{ON}}{V_p} \quad (7)$$

This means that accurate measurement of air usage $-V_p$, as well as fuel- G_{ON} and gas- V_{cng} consumption are critical for the analysis. The air and fuel flow has been measured constantly during the test runs using the AVL fuel balance and mass flow meter, connected to the data acquisition system.

4. Results

The pressure measurements data after averaging, for chosen power outputs, has been presented in figures below. The horizontal axis is in crank angle degrees for all those figures. Using the methodology described earlier the actual Ignition delay crank angle has been calculated and the results have been presented along with ignition pressure and temperature on Figures (4.2., 4.4., 4.6. and 4.8.). The mentioned graphs correspond to pressure data presented on figures (4.1., 4.3., 4.5. and 4.7.).

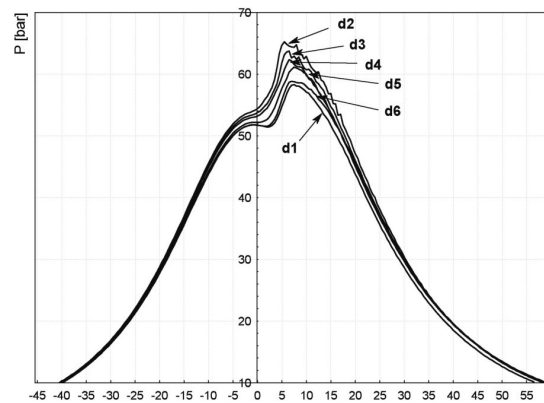


Fig.4.1. Averaged courses of pressures in the combustion chamber for power output Pe_1 (d1÷d8-doses of individual fuels as in fig. 4.2.)

Rys.4.1. Średnie przebiegi ciśnienia w komorze spalania, dla mocy wyjściowej Pe_1 (d ÷ d8-dawki poszczególnych paliw jak na rys. 4.2.)

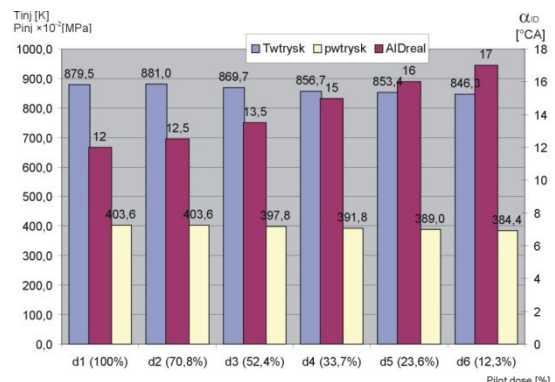


Fig. 4.2. Measured Ignition delay (purple) associated with in-cylinder pressure (yellow) and temperature (blue) during injection, for power output $Pe_1=1.7$ kW and different doses of Diesel

Rys. 4.2. Pomiar opóźnienia zapłonu (fioletowy) związany z ciśnieniem w cylindrze (żółty) i temperaturą (niebieski) podczas wtrysku, dla mocy wyjściowej $Pe_1=1.7$ kW i różnych dawek ON.

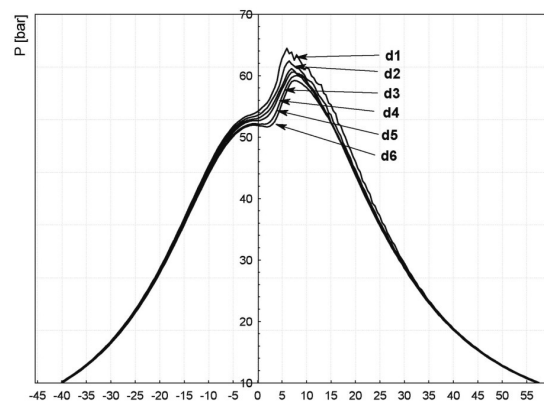


Fig.4.3. Averaged courses of pressures in the combustion chamber for power output Pe_2 (d1÷d6-doses of individual fuels as in fig. 4.4.)

Rys. 4.3. Średnie przebiegi ciśnienia w komorze spalania, dla mocy wyjściowej Pe_2 ($d1 \div d6$ – dawki poszczególnych paliw jak na rys. 4.4.)

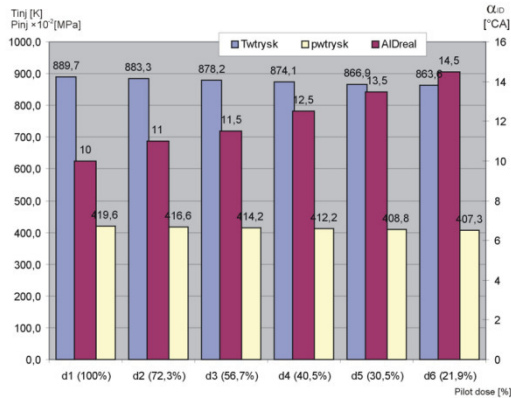


Fig. 4.4. Measured Ignition delay (purple) associated with in-cylinder pressure (yellow) and temperature (blue) during injection, for power output $Pe_2=2.4$ kW and different doses of Diesel

Rys. 4.4. Pomiar opóźnienia zapłonu (fioletowy) związany z ciśnieniem w cylindrze (żółty) i temperaturą (niebieski) podczas wtrysku, dla mocy wyjściowej $Pe_2=2.4$ kW i różnych dawek ON.

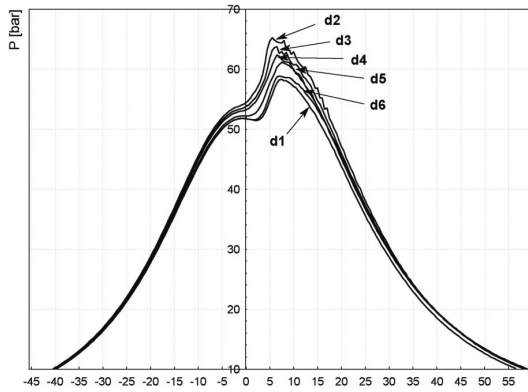


Fig.4.5. Averaged courses of pressures in the combustion chamber for power output Pe_3 ($d1 \div d6$ – doses of individual fuels as in fig. 4.6.)

Rys. 4.5. Średnie przebiegi ciśnienia w komorze spalania, dla mocy wyjściowej Pe_3 ($d1 \div d6$ – dawki poszczególnych paliw jak na rys. 4.6.)

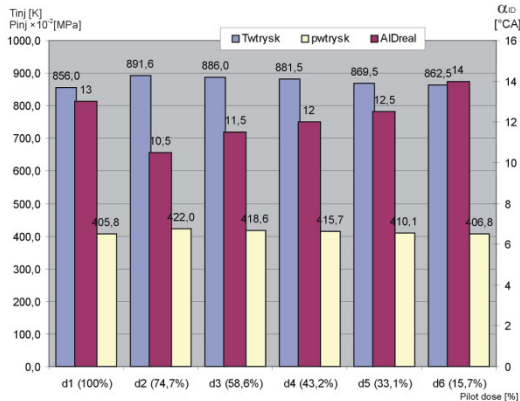


Fig. 4.6. Measured Ignition delay (purple) associated with in-cylinder pressure (yellow) and temperature (blue) during injection, for power output $Pe_3=2.6$ kW and different doses of Diesel.

Rys. 4.6. Pomiar opóźnienia zapłonu (fioletowy) związany z ciśnieniem w cylindrze (żółty) i temperaturą (niebieski) podczas wtrysku, dla mocy wyjściowej $Pe_3=2.6$ kW i różnych dawek ON

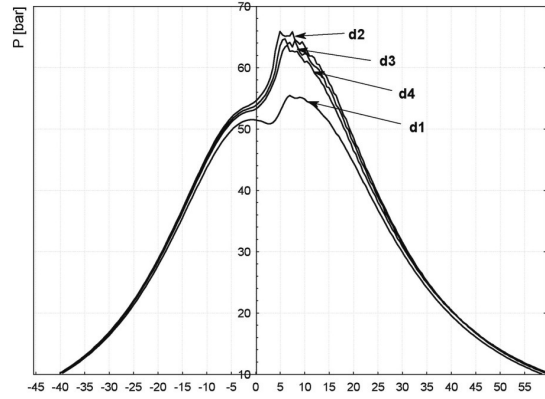


Fig.4.7. Averaged courses of pressures in the combustion chamber for power output Pe_4 ($d1 \div d4$ – doses of individual fuels as in fig. 4.8.)

Rys. 4.7. Średnie przebiegi ciśnienia w komorze spalania, dla mocy wyjściowej Pe_4 ($d1 \div d4$ – dawki poszczególnych paliw jak na rys. 4.8.)

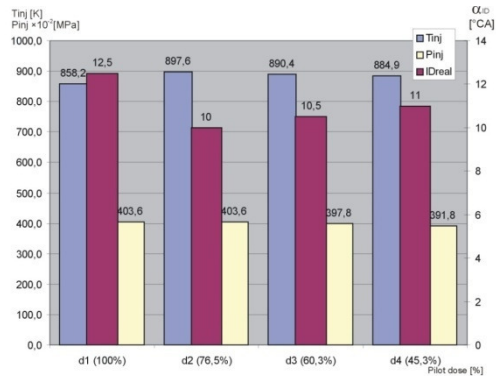


Fig. 4.8. Measured Ignition delay (purple) associated with in-cylinder pressure (yellow) and temperature (blue) during injection, for power output $Pe_3=3.1$ kW and different doses of Diesel

Rys. 4.8. Pomiar opóźnienia zapłonu (fioletowy) związany z ciśnieniem w cylindrze (żółty) i temperaturą (niebieski) podczas wtrysku, dla mocy wyjściowej $Pe_3=3.1$ kW i różnych dawek ON

Using the data presented on the above figures (ignition pressure and temperature, equivalence ratio) the predicted ignition delay have been calculated with three discussed formulas. Results are shown below, with respect to the measured delay values. Both horizontal and vertical axes are in terms of crank angle degrees to get measured values to be represented as a $y=x$ straight line on the plot.

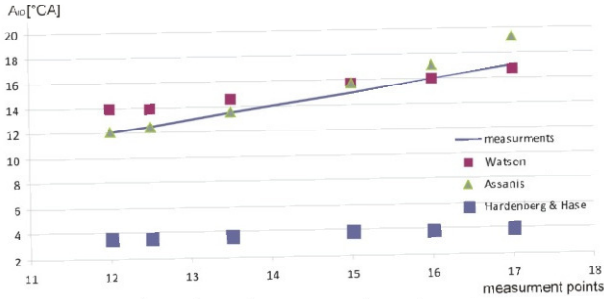


Fig. 4.9. Comparison of different ignition delay correlations applied to steady state operating points; $Pe_1=1.7$ kW

Rys. 4.9. Porównanie różnych korelacji opóźnienia zapłonu dla ustalonych punktów pracy $Pe_1=1.7$ kW

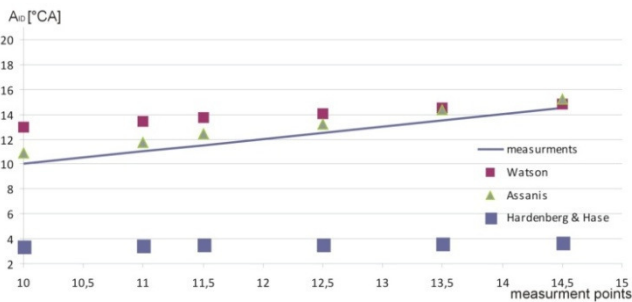


Fig. 4.10. Comparison of different ignition delay correlations applied to steady state operating points; $Pe_2=2.4$ kW

Rys. 4.10. Porównanie różnych korelacji opóźnienia zapłonu dla ustalonych punktów pracy $Pe_2=2.4$ kW

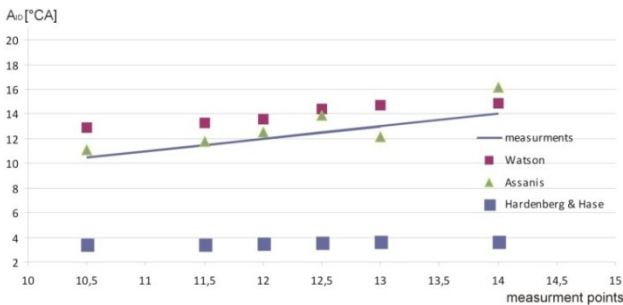


Fig. 4.11. Comparison of different ignition delay correlations applied to steady state operating points; $Pe_3=2.6$ kW

Rys. 4.11. Porównanie różnych korelacji opóźnienia zapłonu dla ustalonych punktów pracy; $Pe_3=2.6$ kW

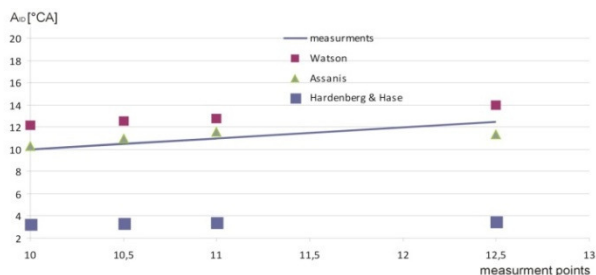


Fig. 4.12. Comparison of different ignition delay correlations applied to steady state operating points; $Pe_4=3.1$ kW.

Rys. 4.12. Porównanie różnych korelacji opóźnienia zapłonu dla ustalonych punktów pracy; $Pe_4=3.1$ kW.

5. Discussion

It can be seen on figure 4.1.-4.8. that ignition delay actually increases with the rise of gas concentration. The bar charts indicate that the rise of ignition delay period is associated with the drop of engine thermodynamic parameters values. Both pressure and temperature in the cylinder during start of injection decrease when diesel/gas ratio lowers. We believe that this is the main reason of increased ignition delay. Lower temperatures during compression when operating on CNG are probably due to greater specific heat and greater heat conductivity of air-gas mixture compared to pure air.

When it comes to comparing the real ignition delay values with the results given by tested correlations (fig. 4.9.-4.12.), it seems that both Watson (1) and Assanis (6) equation capture satisfactory ignition delay in a dual-fuel engine. The Hardenberg and Hase formula, on the other hand, under predicted the delay period drastically in all tested conditions. The similar results given by Watson and Assanis formula are due to that they are very similar in form and differ only by the pre-exponent coefficient which is constant in the first one and mixture quality dependent in the second.

The Assanis formula showed the best agreement with the measurements for diesel/gas ratio of more than 20%, with maximum difference between measurements and calculation of no more than 1 CA degree. This is certainly very good result taking to account that maximum accuracy of determining the angle of autoignition has been 0,5 CA degree (due to maximum resolution of pressure detection). It's also worth to notice that the accuracy of the non-autonomic model that Prakash [6] proposed directly for the tested dual fuel engine has been within the limit of 1,5 CA deg.

Better accuracy of Assanis formula compared to Watson proves that the equivalence ratio has the significant influence for the ignition delay. This can be due to both smaller amount of diesel that auto ignites or lower oxygen concentration that comes from gas presence in the combustion chamber.

Results indicate that for diesel doses of less than 20% the Assanis correlation starts to over predict the data. It seems dough that the influence of equivalence ratio for ignition delay period becomes less important for higher gas concentration and other correlations should be searched. The diesel injection system used during the present work doesn't allow proper application of small doses and accu-

rate injection moment regulation. For farther analysis of ignition delay in a system working under 20% diesel dose, a modern common-rail system is necessary.

It seems interesting that for measurements carried out for $P_{e3}=2.6$ kW and $P_{e4}=3.1$ kW we received the lowest pressure and temperature values when operating on pure diesel. After applying even a small dose of gas we observed a significant increase of those parameters. Further increasing gas concentration resulted in known tendency for the thermodynamic parameters to decrease. Although this behavior doesn't fit to any physical model, and might be the result of the regulation system unknown operation, it is important that the Assanis correlation was able to predict the ignition delay period properly also at this point.

6. Conclusion

We have acknowledged the thesis that increased gas/diesel ratio leads to longer ignition delay in a dual-fuel engine. Adding CNG results in lower pressure and temperature during injection which directly affects delay period.

We have showed that the Assanis correlation is certainly the best available solution for predicting ignition delay in a dual-fuel engine working with pilot dose of more than 20% diesel. For dual-fuel systems working on lower diesel concentration other correlations must be researched. At the present state of knowledge for modeling ignition delay in a dual-fuel engine it is best to use Assanis formula for doses of more than 20% diesel, and the known non-autonomic method of Prakash for smaller amounts.

Bibliography/Literatura

- [1] Ando, H., Takemura, J., and Koujina, E., 1989, "A Knock Anticipating Strategy Based on the Real-Time Combustion Mode Analysis," SAE Paper 890882.
- [2] Assanis D. N., Filipi Z. S., Fiveland S. B., Syrimis M. "A Predictive Ignition Delay Correlation Under Steady-State and Transient Operation of a Direct Injection Diesel Engine", J. Eng. Gas Turbines Power -- April 2005 -- Volume 125, Issue 2, 450 (8 pages).
- [3] Hardenberg, H. O., and Hase, F. W., "An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel From its Cetane Number and From the Relevant Parameters of Direct-Injection Diesel Engines", SAE Paper 790493, SAE Transactions, Vol. 88, 1979.
- [4] Hiroyasu, H., Kadota, T., Arai, M., "Development and Use of a Spray Combustion Model to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emission", Bulletin of the JSME, vol. 26, no. 24, Paper 214-12, pp. 569-575, 1983.
- [5] Liu Z., Karim G. A.: "The Ignition Delay Period in Dual Fuel Engines". SAE Paper 950466, 1995.
- [6] Prakash G., Shaik A.B., Remesh A.: "An Approach for Estimation of Ignition Delay in a Dual Fuel Engine". SAE paper 1999-01-0232, 1999.
- [7] Pięta A., Wierzbicki S., Imiołek M., Mikulski M.: Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym do zasilania biopaliwowych agregatów prądotwórczych. Journal of KONES, vol. 16, No. 3 2009.
- [8] Pięta A., Imiołek M., Wierzbicki S.: Wielopaliwowy gazowy silnik o ZS jako pierwotne źródło energii. Część I. Cel badań i opis stanowiska., Silniki Gazowe – wybrane zagadnienia, seria Monografie nr 183, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, 2010.
- [9] Pięta A., Imiołek M., Wierzbicki S.: Wielopaliwowy gazowy silnik o ZS jako pierwotne źródło energii. Część II. Wyniki badań wstępnych silnika Hatz 1B40., Silniki Gazowe - wybrane zagadnienia, seria Monografie nr 183, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, 2010.
- [8] Pischinger, F., Reuter, U., and Scheid, E., "Self-Ignition of Diesel Sprays and Its Dependence on Fuel Properties and Injection Parameters", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 110, pp. 399-404, 1988.
- [9] Saito H., Kawabata Y., Sakurai T., „Study on the Lean Burn Gas Engine Ignited by Pilot Fuel Injection (part 3)”. Annual Technical Report Digest Vol. 9/1999, 1999.
- [10] Saito H., Kawabata Y., Sakurai T., „Study on the Lean Burn Gas Engine Ignited by Pilot Fuel Injection (part 4)”. Annual Technical Report Digest Vol. 10/2000, 2000.
- [11] Spadaccini, L. J., "Autoignition Characteristics of Hydrocarbon Fuels at Elevated Temperatures and Pressures," Journal of Engineering for Power, 1981.
- [12] Stelmasiak Z. Studium procesu spalania gazu w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym. Praca habilitacyjna. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2003.
- [13] Syrimis, M., Shigahara, K., and Assanis, D. N., 1996, "Correlation between Knock Intensity and Heat Transfer under Light and Heavy Knock Conditions in a Spark-Ignition Engine," SAE Paper 960495, SAE Transactions.
- [14] Watson, N. Pilley, A. D., and Marzouk, M., "A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation," SAE Paper 800029, 1980.
- [15] Wolfer, H. H., "Ignition Lag in Diesel Engines", VDI-Forschungsheft 392 (1938), Translated by Royal Aircraft Establishment, Farnborough Library No. 358, UDC 621-436.047, August 1959.
- [16] Yao M., Zhang Q., Zheng Z., Zhang P., "Experimental study of effects of oxygen concentration on combustion and emissions of diesel engine". Sci China Ser E-Tech Sci, Jun. 2009, vol. 52, no. 6, 1527-1534.

Mr Andrzej Pięta, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Technical Sciences at University of Warmia and Mazury.

Dr hab. inż. Andrzej Pięta – profesor na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego, e-mail: apie-tak@uwm.edu.pl



Mr Maciej Mikulski, MSc., - Assistant Lecturer in the Faculty of Technical Sciences at University of Warmia and Mazury.

mgr Maciej Mikulski - asystent na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego, e-mail: maciej.mikulski@uwm.edu.pl



On the modeling of pilot dose ignition delay in a dual-fuel, self ignition engine

Abstract: The goal of the present work, was to determine possible applications of discussed formulas in predicting ignition delay for dual-fuel engines. In order to achieve this goal in-cylinder pressure traces have been recorded for a one cylinder, dual-fuel engine, for different power outputs and different ratios of liquid and gas fuels. Using those results moments of autoignition have been determined for the tested conditions. The measurement data has been compared with calculation results of three different delay models. It has been shown that the equation proposed by Assanis is able to describe ignition delay very well, for pilot dose quantity more than 20% overall fuel energy.

Key words: ignition delay, dual-fuel CNG engine, mathematical modeling

Modelowanie opóźnienia zapłonu dawki inicjującej w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym

Streszczenie: Celem niniejszej pracy jest sprawdzenie możliwości zastosowania proponowanych formuł do opisu opóźnienia zapłonu w silniku dwupaliwowym. W tym celu wykonano pomiary przebiegów ciśnienia w jednocylindrowym silniku dwupaliwowym, dla różnych obciążeń i różnych proporcji poszczególnych paliw. Na ich podstawie wyznaczono momenty wystąpienia zapłonu w silniku. Dane pomiarowe porównano z wynikami obliczeń dla poszczególnych modeli opóźnienia zapłonu. Wykazano, że równanie zaproponowane przez Assanisa bardzo dobrze opisuje opóźnienie samozapłonu w systemie dual-fuel, przy założeniu, że dawka oleju napędowego jest nie mniejsza niż 20% całkowitej energii dostarczanej z paliwem.

Słowa kluczowe: opóźnienie zapłonu, silnik dwupaliwowy CNG, modelowanie matematyczne

1. Wprowadzenie

Moment zapłonu ma istotny wpływ na proces spalania i bezpośrednio wpływa na parametry, takie jak sprawność i emisyjność. O ile nie ma problemu przy określaniu tego momentu w silniku z zapłonem iskrowym (mieszanka zapala się bezpośrednio od impulsu elektrycznego wytworzonego na świecy zapłonowej), o tyle w silnikach z zapłonem samoczynnym, początek spalania determinowany jest przez okres opóźnienia zapłonu.

W silniku dwupaliwowym mieszanka powietrza i gazu zapala się od energii wywiązanej ze spalania dawki pilotującej oleju napędowego. Wyniki badań pokazują, że nawet dla dawki pilotującej mniejszej niż 1% całkowitej energii, energia zapłonu może być o około 35 J większa w silniku dwupaliwowym od energii impulsu elektrycznego w silniku iskrowym [12,11]. Można zatem założyć, że początek spalania obu frakcji (cieczy i gazu) jest taki sam w systemie dwupaliwowym, a problem określenia tej kwestii sprowadza się do dokładnego modelowania opóźnienia zapłonu dawki pilotującej. Proces jednak odbywa się w warunkach zdecydowanie różnych od tych w klasycznym silniku Diesla. Dla większości gazów opóźnienie zapłonu zwiększa się wraz ze wzrostem ich stężenia, w porównaniu do pracy jednopaliwowej. Wiele badań ekspery-

mentalnych i teoretycznych przeprowadzono w celu zbadania korelacji pomiędzy opóźnieniem zapłonu, a parametrami termodynamicznymi podczas procesu spalania. Istnieją jednak tylko ograniczone informacje na temat korelacji, zweryfikowanych bezpośrednio w systemie dwupaliwowym z wykorzystaniem CNG i oleju napędowego. Dobranie odpowiedniego modelu zapłonu w takim systemie wymaga zatem obszernej analizy. Możliwość wykorzystania korelacji stworzonych do standardowych silników Diesla, biorąc pod uwagę specyficzne warunki spalania w silniku dwupaliwowym, wymaga zatem sprawdzenia.

2. Korelacje opóźnienia zapłonu

Zaproponowano wiele korelacji służących modelowaniu opóźnienia zapłonu oleju napędowego (i innych paliw ciekłych) w bombach kalorymetrycznych o stałej objętości [17,4], palnikach o stałym przepływie [13,10] oraz silnikach spalinowych [16]. Większość z tych modeli wykorzystuje równanie Arrheniusa do przewidywania wpływu temperatury i ciśnienia wewnątrz cylindra na okres opóźnienia zapłonu. Większość formuł mają postać podobną do zaproponowanej przez Wolfera [17]:

$$\tau_{id} = Ap^{-n} \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \quad (1)$$

Gdzie E_a oznacza energię aktywacji, T i p odpowiednio temperaturę i ciśnienie, A i n to współczynniki korelacyjne.

Table 1. Summary of empirical constants used in ignition delay correlations of the form (1)

Tabela 1. Podsumowanie empirycznych stałych używanych w korelacjach opóźnienia zapłonu o postaci równania (1)

Korelacja	Aparatura badawcza	A	n	E_a/R
Wolfer	kalorymetr o stałej objętości	0.44	1.19	8360
Kadota	pojedyncza kropla	6.58	0.52	4400
Watson	silnik Diesla	3.45	1.02	2100
Ikegami	Silnik bezkorkowy	0.44	1.19	4650
Spadacini	stały przepływ	4.00E-10	1	20080
Hiroyasu	kalorymetr o stałej objętości	0.01* Phi-1.04	2.5	6000
Pischinger	stały przepływ	0.008	1.14	7813

Wykorzystanie wymienionych modeli do silników z wtryskiem bezpośrednim jest jednak ograniczone. W niektórych przypadkach nowoczesnych silników temperatura i ciśnienie na końcu procesu kompresji, przekracza dopuszczalną wartość, przy której model może być stosowany. Po drugie, eksperymenty przeprowadzone na bombach kalorymetrycznych nie odzwierciedlają dynamiki zmian ciśnienia i temperatury, która zachodzi wewnątrz cylindra podczas okresu opóźnienia zapłonu. Poza tym, uwzględnienie wyłącznie zależności od parametrów stanu, nie w pełni odzwierciedla rzeczywiste warunki spalania, przez co korelacja jest słuszna tylko w warunkach podobnych do tych, przy których została przetestowana. Hardenberg i Hase [3] zaproponowali wzór empiryczny, umożliwiający obliczenie opóźnienia zapłonu w silniku z wtryskiem bezpośrednim:

$$\tau_{id} = (0,36 + 0,22\bar{S}_p) \exp\left[E_a\left(\frac{1}{RT} - 11719021,2p - 12,40,63\right)\right] \quad (2)$$

Włączenie zależności średniej prędkości tłoka (S_p) do równania (2) pozwala na połączenie opóźnienia zapłonu z rzeczywistymi parametrami silni-

ka. Autorzy zaproponowali wyrażenie dla energii aktywacji w postaci:

$$E_a = \frac{618840}{CN+25} \quad (3)$$

Wykorzystując liczbę cetanową do wyrażania energii aktywacji, wzór (2) pozwala na modelowanie opóźnienia zapłonu dla różnych paliw. Korelacja Hardenberga była używana przez Stelmasiaka [14] w celu opisanego samozapłonu w prostym, zero-wymiarowym modelu spalania w silniku dwupaliwowym. Autor zakłada, że główną przyczyną wzrostu opóźnienia zapłonu, zaobserwowaną podczas operowania na CNG, jest większe ciepło właściwe i przewodność cieplna mieszaniny gaz-powietrze w stosunku do czystego powietrza. Prowadzi to do niższej temperatury na końcu procesu kompresji. Wykorzystanie korelacji, zweryfikowanej w tradycyjnym silniku DI w modelu samozapłonu podczas pracy na dwóch paliwach, wydaje się uzasadnione, ale tylko w granicach bogatych mieszanek gaz-powietrze.

Badania wykonane w ostatnich latach wskazują, że opóźnienie zapłonu zależy silnie od stężenia tlenu w mieszaninie. Obniżenie stężenia tlenu przez dodanie CO_2 , w ostatnich eksperymentach Yao i innych [18], doprowadziły do wydłużenia opóźnienia zapłonu do 10 stopni. Podobny efekt został zaobserwowany już przez Andree i Prechernega podczas eksperymentów z kontrolowaniem stężenia tlenu recyrkulacją znanej ilości spalin do cylindra i zmianą ciśnienia doładowania.

Równanie (2) nie uwzględnia zależności od jakości mieszanki, która zmienia się w trakcie pracy na dwóch paliwach.

Assanis i inni [2], w swoich próbach wyznaczenia dokładnej korelacji opóźnienia zapłonu w doładowanych silnikach typu heavy duty, opierali się na kinetyce reakcji prowadzących do samozapłonu. Zakładali, że proces można opisać używając pojedynczej, jednostopniowej reakcji chemicznej, której szybkość określa równanie:

$$q = \eta_{coll} \prod_{i=1}^N [X_{Mi}]^{v_i} \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \quad (4)$$

gdzie η_{coll} oznacza efektywność zderzeń cząsteczek w mieszaninie, $[X_{Mi}]$ - całosciowe stężenie reagenta, v_i - współczynniki stechiometryczne reagenta. Eksponent w równaniu (4), znany jako współczynnik Boltzmanna, odzwierciedla udział kolizji o energii większej niż energia aktywacji. Korzystając z równania stanu, powyższą formułę można przekształcić, uzyskując zależność na okres zwłoki zapłonu:

$$\tau_{id} = A\Phi^{-k} p^{-n} \exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \quad (5)$$

gdzie Φ określa współczynnik powietrze/gaz. Otrzymane wyrażenie jest podobne do równania

Watsona (1), uwzględniając dodatkowo zależność od składu mieszaniny zassanej do cylindra. Ponieważ energia aktywacji jest związana z właściwościami molekularnymi paliw płynnych, jej wartość powinna być taka sama jak w korelacji Watsona, czyli $E_a/R=2100$ (tab. 1). Inne parametry są dopasowane doświadczalnie za pomocą metody najmniejszych kwadratów, dając:

$$\tau_{id} = 2,4\phi^{-0,2}p^{-1,02}\exp\left(\frac{E_a}{RT}\right) \quad (6)$$

Ostatnio opublikowane zostały pierwsze modele skorelowane dla danych z silników dwupaliwowych. Liu i Karim [5] zastosowali model kinetyczny 138 reakcji dla przewidywania opóźnienia zapłonu silnika dwupaliwowego wykorzystującego gaz ziemny. Nie odnosząc się do dokładności wyników, złożoność modelu sprawia, że jest on niepraktyczny do wykorzystania jako część większych symulacji termo-chemicznych. Prakash i inni [6] zaproponowali uproszczoną metodę obliczania całkowitego opóźnienia zapłonu w systemie dwupaliwowym, wykorzystując modyfikację współczynnika politropy podczas procesu sprężania. Metoda pokazała dobrą zgodność z eksperymentem, dając różnice mniejsze niż 1,5 stopnia kąta obrotu wału korbowego. Chociaż dostatecznie prosta i dokładna, jej używanie jest bardzo ograniczone, ponieważ procedura wymaga wykorzystania danych z pracy jednopaliwowej silnika w celu określenia momentu zapłonu. Innymi słowy, formuła sprawdzona dla jednego obiektu nie może być używana do innego silnika, nawet o podobnej budowie. Model nie jest więc autonomiczny i może być wykorzystywany jedynie w celu przystosowania standardowego silnika Diesla do zasilania dwupaliwowego.

3. Obiekt badawczy i metodyka

Celem prezentowanej pracy jest sprawdzenie, czy omawiane formuły: Watsona (1), Hardenberga (2) i Assanisa (6), mogą być używane do przewidywania opóźnienia zapłonu w silniku dwupaliwowym. Pierwsze dwa modele były powszechnie wykorzystywane do określania samozapłonu w tradycyjnych silnikach Diesla. Trzecia korelacja jest stosunkowo nowym modelem zweryfikowanym dla nowoczesnych silników heavy duty. Aby osiągnąć cel, rejestrowano ciśnienie w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Pomiar wykonywano dla różnych proporcji Diesel/CNG i różnych obciążeń silnika. Wykorzystując otrzymane dane pomiarowe, określono momenty samozapłonu, które następnie zestawiono z wynikami obliczeń numerycznych różnych modeli opóźnienia zapłonu.

Jako obiekt badań został wykorzystany jednocylindrowy silnik diesla Hatz 1B40 z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Silnik jest zintegrowany z prąd-

nicą i wyposażony w zmodernizowany dwupaliwowy system zasilania. Parametry techniczne dotyczące silnika i generatora zostały podsumowane w tabeli 2.

Table 2. The research engine specification

Tab. 2. Specyfikacja badanego silnika

techniczne parametry HATZ 1B 40	
Typ silnika	czterosuwowy, DI, chłodzony powietrzem
Moc nominalna	6,8 kW / 3000 RPM
Liczba cylindrów	1
Pojemność	462 cm ³
Średnica tłoka	88 mm
Skok tłoka	76 mm
Stopień sprężania	21
Zasilanie powietrzem	Wolnosący
Parametry techniczne generatora	
Typ generatora	Synchroniczny
Moc maksymalna	5900 VA 3~
Moc nominalna	5400 VA 3~

Podczas pracy dwupaliwowej, gaz był dostarczany przez zestaw proporcjonalnych elektrozaworów i mieszalnik przepływowy do kolektora przed zaworem. System dwupaliwowy wraz ze stanowiskiem testowym został opisany we wcześniejszych pracach zespołu Katedry Mechatroniki UWM i przedstawiony w [7,8,9].

Testy wykonywano przy fabrycznych nastawach silnika, ze stałym kątem wtrysku wynoszącym 15° i przy użyciu standardowego wtryskiwacza i pompy zasilającej. W każdym eksperymencie rejestrowane były dane ciśnienia z 50 cykli silnika, które następnie uśredniano w celu eliminacji błędów grubych. W czasie pomiarów utrzymywana była stała prędkość obrotowa, a ilość wtryskiwanego gazu stanowiła parametr regulacji. Obroty silnika kontrolowane były przez standardowy regulator, który zmniejszał ilość paliwa wtryskiwanego do cylindra, ze wzrostem stężenia CNG, utrzymując prędkość obrotową i obciążenie na zadanej wartości. Eksperyment był następnie powtarzany dla kolejnych wartości obciążenia. Badania nad systemem dwupaliwowym wykonywano do osiągnięcia limitu 80% nominalnej mocy silnika (przy zasilaniu tradycyjnym).

Początek zapłonu został określony poprzez matematyczną analizę przebiegów ciśnienia w cylindrze. Wykorzystując zarejestrowane dane, obliczona została pierwsza i druga pochodna ciśnienia. Według Syrimisa [15] i innych oraz Ando [1] i współautorów, druga pochodna ciśnienia zawsze osiąga maksimum w momencie samozapłonu lub

nieznacznie po nim. Ponadto, im większa ilość paliwa, która się zapala, tym większe przyspieszenie wydzielania ciepła, a tym samym większa wartość maksimum drugiej pochodnej ciśnienia. Z powyższych powodów, do określenia kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego punktowi zapłonu, wybrana została druga pochodna przebiegu ciśnienia w cylindrze. Przykład tej techniki, zastosowanej do jednego z wyników testu, został przedstawiony na rys. 3.1.

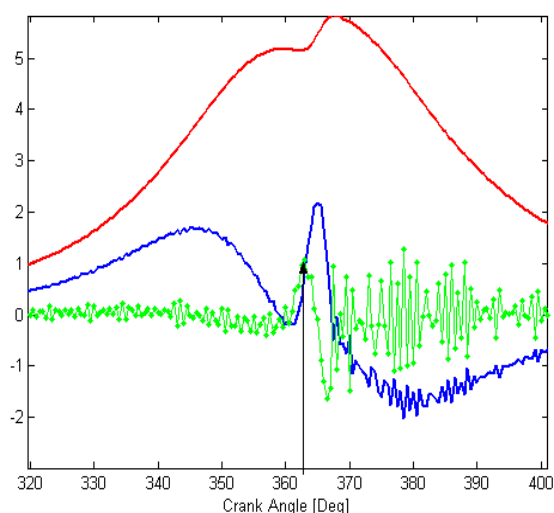


Fig 3.1. The illustration of using the second derivative of cylinder pressure for determining the point of autoignition. The arrow indicates the local maximum of second derivative and therefore the angle at which ignition occurs

Rys. 3.1. Ilustracja użycia drugiej pochodnej ciśnienia w cylindrze dla określenia punktu samozapłonu. Strzałka wskazuje lokalne maksimum drugiej pochodnej, a tym samym punkt zapłonu.

Każde z równań przedstawionych w rozdziale 2 wykorzystuje, jako jedną ze zmiennych, temperaturę gazu w cylindrze na końcu procesu kompresji. Pomiar bezpośredni chwilowej temperatury w cylindrze jest bardzo trudny. W prezentowanej pracy temperatura została obliczona przy użyciu zero-wymiarowego modelu sprężania mieszaniny gazu ziemnego i powietrza, zaproponowanego przez Stelmasiaka [12]. Obliczenia przeprowadzono na podstawie wykonanych pomiarów ciśnienia.

W korelacji (13) opóźnienie zapłonu zależy od stosunku paliwo/powietrze. Dawka paliwa płynnego, wtryskiwanego do komory spalania w silniku dwupaliwowym, jest znacznie mniejsza niż w przypadku pracy jednopaliwowej. W tych warunkach paliwo paruje znacznie szybciej, można więc założyć, że proces zapłonu zachodzi po całkowitym odparowaniu kropelek oleju napędowego. Jeśli tak, współczynnik równowagowy można wyrazić w następujący sposób:

$$\phi = \frac{G_{ON} L_{ON}}{V_p} \quad (7)$$

Oznacza to, że dokładny pomiar zużycia powietrza - V_p , podobnie jak zużycia paliwa - G_{ON} i gazu - V_{eng} , mają decydujące znaczenie dla analizy. W trakcie badania przepływ powietrza i paliwa mierzone były przy użyciu przepływomierza i wagi paliwowej AVL, podłączonych do systemu akwizycji danych.

4. Wyniki

Dane pomiarów ciśnienia po uśrednieniu dla wybranych mocy wyjściowych, zostały przedstawione na poniższych rysunkach. Oś pozioma jest wyskalowana w stopniach kąta obrotu wału korbowego dla wszystkich rysunków.

Wykorzystując metodę opisaną wcześniej, wyznaczono rzeczywiste kąty opóźnienia zapłonu, a wyniki zostały zestawione wraz z ciśnieniem i temperaturą zapłonu na rysunkach (4.2., 4.4., 4.6. i 4.8.). Przedstawione wykresy odpowiadają przebiegom ciśnienia zaprezentowanym na rysunkach (4.1., 4.3., 4.5. i 4.7.).

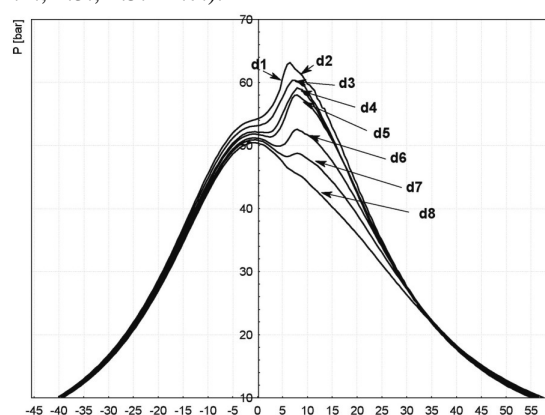


Fig 4.1. Averaged courses of pressures in the combustion chamber for power output P_{e1} (d1 ÷ d8 – doses of individual fuels as in fig. 4.2.)

Rys.4.1. Średnie przebiegi ciśnienia w komorze spalania, dla mocy wyjściowej P_{e1} (d1 ÷ d8 - dawki poszczególnych paliw jak na rys. 4.2.)

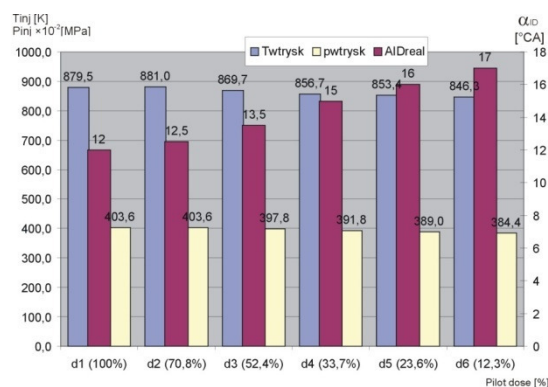


Fig 4.2. Measured Ignition delay (purple) associated with in-cylinder pressure (yellow) and tem-

perature (blue) during injection, for power output $Pe_1 = 1.7$ kW and different doses of Diesel

Rys. 4.2. Pomiar opóźnienia zapłonu (fioletowy) związany z ciśnieniem w cylindrze (żółty) i temperaturą (niebieski) podczas wtrysku, dla mocy wyjściowej $Pe_1 = 1.7$ kW i różnych dawek ON.

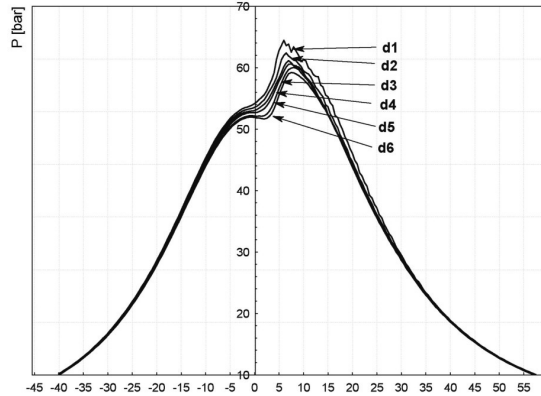


Fig.4.3. Averaged courses of pressures in the combustion chamber for power output Pe_2 (d1÷d6 – doses of individual fuels as in fig. 4.4.)

Rys. 4.3. Średnie przebiegi ciśnienia w komorze spalania, dla mocy wyjściowej Pe_2 (d1 ÷ d6 - dawki poszczególnych paliw jak na rys. 4.4.)

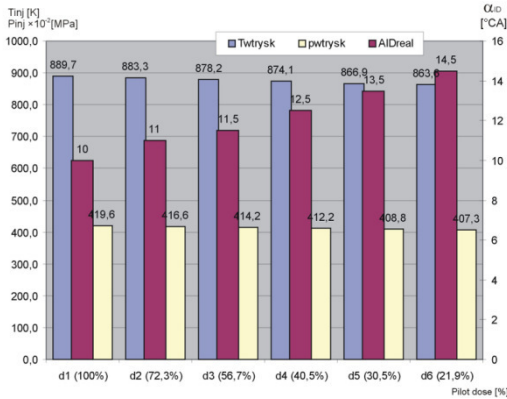


Fig. 4.4. Measured Ignition delay (purple) associated with in-cylinder pressure (yellow) and temperature (blue) during injection, for power output $Pe_2 = 2.4$ kW and different doses of Diesel

Rys. 4.4. Pomiar opóźnienia zapłonu (fioletowy) związany z ciśnieniem w cylindrze (żółty) i temperaturą (niebieski) podczas wtrysku, dla mocy wyjściowej $Pe_2 = 2.4$ kW i różnych dawek ON.

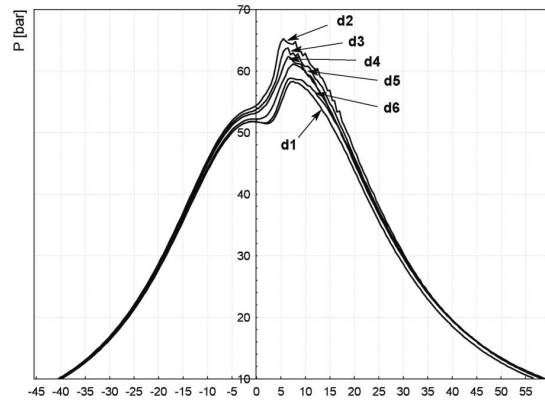


Fig.4.5. Averaged courses of pressures in the combustion chamber for power output Pe_3 (d1÷d6 – doses of individual fuels as in fig. 4.6.)

Rys. 4.5. Średnie przebiegi ciśnienia w komorze spalania, dla mocy wyjściowej Pe_3 (d1 ÷ d6 - dawki poszczególnych paliw jak na rys. 4.6.)

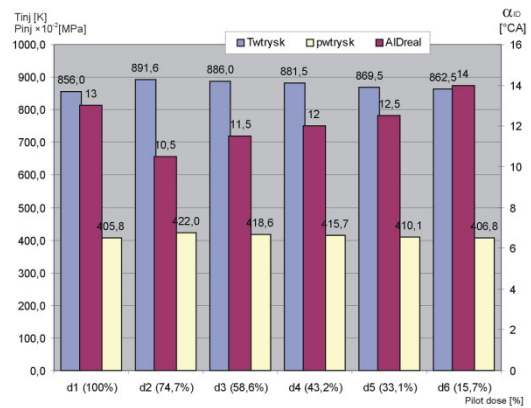


Fig. 4.6. Measured Ignition delay (purple) associated with in-cylinder pressure (yellow) and temperature (blue) during injection, for power output $Pe_3 = 2.6$ kW and different doses of Diesel.

Rys. 4.6. Pomiar opóźnienia zapłonu (fioletowy) związany z ciśnieniem w cylindrze (żółty) i temperaturą (niebieski) podczas wtrysku, dla mocy wyjściowej $Pe_3 = 2.6$ kW i różnych dawek ON

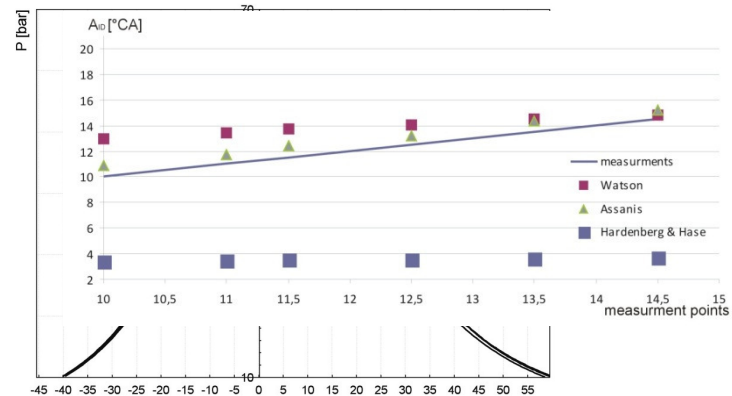


Fig.4.7. Averaged courses of pressures in the combustion chamber for power output Pe_4 (d1÷d4 – doses of individual fuels as in fig. 4.8.)

Rys. 4.7. Średnie przebiegi ciśnienia w komorze spalania, dla mocy wyjściowej Pe_4 ($d1 \div d4$ - dawki poszczególnych paliw jak na rys. 4.8.)

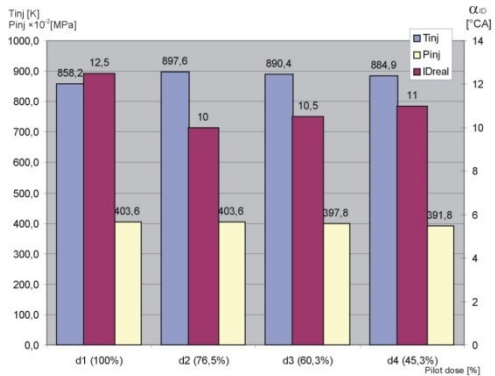


Fig. 4.8. Measured Ignition delay (purple) associated with incylinder pressure (yellow) and temperature (blue) during injection, for power output $Pe_3 = 3.1$ kW and different doses of Diesel

Rys. 4.8. Pomiar opóźnienia zapłonu (fioletowy) związany z ciśnieniem w cylindrze (żółty) i temperaturą (niebieski) podczas wtrysku, dla mocy wyjściowej $Pe_3 = 3.1$ kW i różnych dawek ON

Korzystając z danych przedstawionych na powyższych rysunkach (ciśnienie i temperatura zapłonu, współczynnik równoważności), przewidywane opóźnienie zapłonu zostało obliczone za pomocą trzech omawianych formuł. Wyniki zaprezentowano poniżej w odniesieniu do mierzonych wartości opóźnienia. Poziome i pionowe osie wyskalowane zostały w stopniach kąta obrotu wału korbowego, w ten sposób, aby wartości wynikające z pomiarów reprezentowane były jako prosta o równaniu $y = x$.

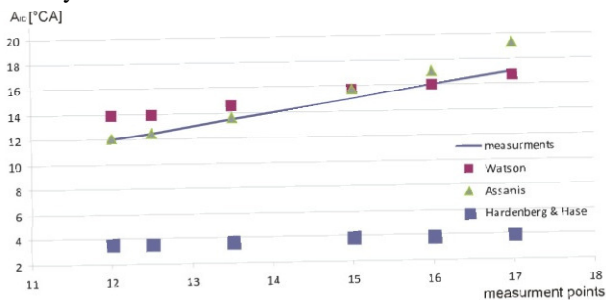


Fig. 4.9. Comparison of different ignition delay correlations applied to steady state operating points; $Pe_1 = 1.7$ kW

Rys. 4.9. . Porównanie różnych korelacji opóźnienia zapłonu dla ustalonych punktów pracy $Pe_1 = 1.7$ kW

Fig. 4.10. Comparison of different ignition delay correlations applied to steady state operating points; $Pe_2 = 2.4$ kW

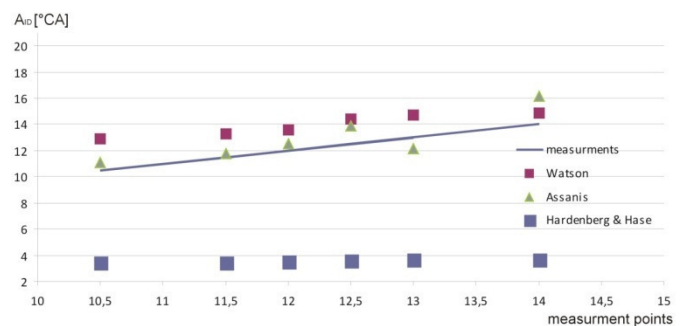
Rys. 4.10. Porównanie różnych korelacji opóźnienia zapłonu dla ustalonych punktów pracy $Pe_2 = 2.4$ kW

Fig. 4.11. Comparison of different ignition delay correlations applied to steady state operating points; $Pe_3 = 2.6$ kW

Rys. 4.11. Porównanie różnych korelacji opóźnienia zapłonu dla ustalonych punktów pracy; $Pe_3 = 2.6$ kW

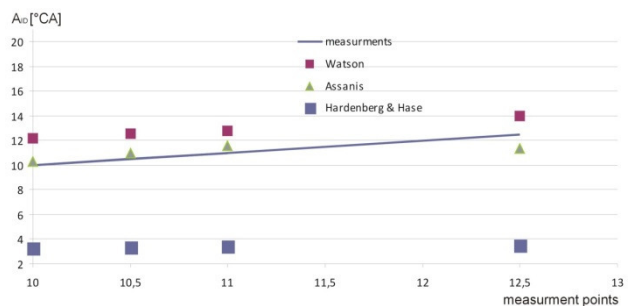
Fig. 4.12. Comparison of different ignition delay correlations applied to steady state operating points; $Pe_4 = 3.1$ kW.

Rys. 4.12. Porównanie różnych korelacji opóźnienia zapłonu dla ustalonych punktów pracy; $Pe_2 = 3.1$ kW.



5. Dyskusja

Jak widać na rys.4.1.-4.8., opóźnienie zapłonu faktycznie zwiększa się wraz ze wzrostem stężenia gazu. Wykresy słupkowe wskazują, że wzrost okresu opóźnienia zapłonu związany jest ze spadkiem wartości parametrów termodynamicznych w cylin-



drze silnika. Zarówno w przypadku temperatury, jak i ciśnienia, w cylindrze w momencie rozpoczęcia wtrysku widoczny jest spadek tych wartości wraz ze zmniejszaniem stosunku olej napędowy/gaz ziemny. Uważamy, że jest to główną przyczyną wzrostu opóźnienia zapłonu w silniku dwupaliwowym. Niższe temperatury podczas kompresji, przy pracy na CNG, wynikają prawdopodobnie z większego ciepła właściwego i większej przewodności cieplnej mieszaniny powietrza i gazu, w porównaniu do czystego powietrza.

Jeśli chodzi o porównanie rzeczywistych wartości opóźnienia zapłonu z wynikami uzyskanymi z badanych korelacji (rys. 4.9.-4.12.), wydaje się, że

zarówno równanie Watsona (1) i Assanisa (6) zadowalająco odzwierciedlają opóźnienie zapłonu w silniku dwupaliwowym. Z drugiej strony, wzór Hardenberag i Hasa drastycznie niedoszacowywał okresu opóźnienia we wszystkich badanych sytuacjach. Podobne wyniki uzyskane z formuł Watsona i Assanisa spowodowane są tym, że ich formy są bardzo zbliżone i różnią się jedynie współczynnikiem przed wykładnikiem, który jest stały w pierwszym równaniu i zależy od parametrów mieszani w drugim.

Formuła Assanisa wykazała najlepszą zgodność z pomiarami dla stosunku oleju ON / CNG powyżej 20%, dając w tym przypadku różnice między pomiarami i obliczeniami nie większe niż 1 stopień obrotu wału. Jest to z pewnością bardzo dobry wynik, biorąc pod uwagę, że maksymalna dokładność wyznaczenia kąta samozapłonu wynosiła 0,5 stopnia (wynikająca z maksymalnej rozdzielczości rejestracji ciśnienia). Warto również zauważyć, że dokładność nieautonomicznego modelu zaproponowanego przez Prakasha [6], bezpośrednio dla silnika dwupaliwowego, mieściła się w granicach 1,5°.

Lepsza dokładność formuły Assanisa, w porównaniu do wprowadzonej przez Watsona dowodzi, że stopień równoważności ma istotny wpływ na opóźnienie zapłonu. Może to być spowodowane zarówno mniejszą ilością oleju napędowego, która ulega samozapłonowi, jak też niższym stężeniem tlenu, wynikającym z obecności gazu w komorze spalania. Wyniki wskazują, że dla dawek oleju napędowego mniejszych niż 20%, korelacja Assanisa zaczyna zawyżać przewidywane opóźnienia zapłonu. Wydaje się więc, że wpływ stopnia równoważności na okres opóźnienia zapłonu staje się mniej istotny w tych warunkach i dla wyższych stężeń gazu należy szukać innych korelacji. Układ wtryskowy oleju napędowego wykorzystany w badaniach nie pozwalał na poprawną aplikację małych dawek oleju napędowego i dokładną regulację kąta wtrysku. W dalszej analizie opóźnienia zapłonu w systemach pracujących z dawką pilotującą mniejszą

niż 20%, niezbędny jest nowoczesny system typu common-rail.

Interesującym wydaje się fakt, że dla pomiarów przeprowadzonych dla wartości obciążenia $Pe_3 = 2,6$ kW i $Pe_4 = 3,1$ kW otrzymaliśmy najniższe wartości ciśnienia i temperatury podczas pracy na czystym oleju napędowym. Po zastosowaniu nawet małej dawki gazu zaobserwowaliśmy znaczny wzrost tych parametrów. Dalsze zwiększanie stężenia gazu skutkowało znaną tendencją do spadku wartości parametrów termodynamicznych. Mimo, że to zachowanie nie pasuje do żadnego fizycznego modelu i może być wynikiem niewłaściwej pracy układu regulacji, istotne jest, że korelacja Assanisa była w stanie poprawnie przewidzieć okres opóźnienia zapłonu również w tym punkcie.

6. Wnioski

Potwierdziliśmy tezę, że wzrost stosunku gaz / olej napędowy prowadzi do opóźnienia zapłonu w silniku dwupaliwowym. Dodawanie CNG powoduje obniżenie ciśnienia i temperatury podczas wtrysku, co bezpośrednio wpływa na czas niezbędny do zapłonu mieszanki.

Pokazaliśmy, że korelacja Assanisa jest z pewnością najlepszym rozwiązaniem, jeżeli chodzi o przewidywanie opóźnienia zapłonu w silniku dwupaliwowym, pracującym z dawką pilotującą oleju napędowego większą niż 20% całkowitej energii. Dla systemów dwupaliwowych, pracujących na niższym stężeniu oleju napędowego, należy szukać innych korelacji. Wydaje się, że przy obecnym stanie wiedzy, do modelowania opóźnienia zapłonu w silniku dwupaliwowym, najlepiej wykorzystywać równanie Assanisa dla dawek oleju napędowego powyżej 20% i znaną metodę nie autonomiczną Prakasha - dla mniejszych ilości.

Bibliography/Literatura

[1] Ando, H., Takemura, J., and Koujina, E., 1989, "A Knock Anticipating Strategy Based

on the Real-Time Combustion Mode Analysis," SAE Paper 890882.

- [2] Assanis D. N., Filipi Z. S., Fiveland S. B., Syrimis M. "A Predictive Ignition Delay Correlation Under Steady-State and Transient Operation of a Direct Injection Diesel Engine", *J. Eng. Gas Turbines Power* -- April 2005 -- Volume 125, Issue 2, 450 (8 pages).
- [3] Hardenberg, H. O., and Hase, F. W., "An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel From its Cetane Number and From the Relevant Parameters of Direct-Injection Diesel Engines", *SAE Paper 790493*, SAE Transactions, Vol. 88, 1979.
- [4] Hiroyasu, H., Kadota, T., Arai, M., "Development and Use of a Spray Combustion Model to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emission", *Bulletin of the JSME*, vol. 26, no. 24, Paper 214-12, pp. 569-575, 1983.
- [5] Liu Z., Karim G. A.: "The Ignition Delay Period in Dual Fuel Engines". *SAE Paper 950466*, 1995.
- [6] Prakash G., Shaik A.B., Remesh A.: "An Approach for Estimation of Ignition Delay in a Dual Fuel Engine". *SAE paper 1999-01-0232*, 1999.
- [7] Piętak A., Wierzbicki S., Imiołek M., Mikulski M.: Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym do zasilania biopaliwowych agregatów prądotwórczych, *Journal of KONES*, vol. 16, No. 3 2009.
- [8] Piętak A., Imiołek M., Wierzbicki S.: Wielopaliwowy gazowy silnik o ZS jako pierwotne źródło energii. Część I. Cel badań i opis stanowiska., *Silniki Gazowe – wybrane zagadnienia*, seria Monografie nr 183, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, 2010.
- [9] Piętak A., Imiołek M., Wierzbicki S.: Wielopaliwowy gazowy silnik o ZS jako pierwotne źródło energii. Część II. Wyniki badań wstępnych silnika Hatz 1B40., *Silniki Gazowe - wybrane zagadnienia*, seria Monografie nr 183, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, 2010.
- [10] Pischinger, F., Reuter, U., and Scheid, E., "Self-Ignition of Diesel Sprays and Its Dependence on Fuel Properties and Injection Parameters", *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 110, pp. 399-404, 1988.
- [11] Saito H., Kawabata Y., Sakurai T., „Study on the Lean Burn Gas Engine Ignited by Pilot Fuel Injection (part 3)”. *Annual Technical Report Digest Vol. 9/1999*, 1999.
- [12] Saito H., Kawabata Y., Sakurai T., „Study on the Lean Burn Gas Engine Ignited by Pilot Fuel Injection (part 4)”. *Annual Technical Report Digest Vol. 10/2000*, 2000.
- [13] Spadaccini, L. J., "Autoignition Characteristics of Hydrocarbon Fuels at Elevated Temperatures and Pressures," *Journal of Engineering for Power*, 1981.
- [14] Stelmasiak Z. Studium procesu spalania gazu w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym. Praca habilitacyjna. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2003.
- [15] Syrimis, M., Shigahara, K., and Assanis, D. N., 1996, "Correlation between Knock Intensity and Heat Transfer under Light and Heavy Knock Conditions in a Spark-Ignition Engine," *SAE Paper 960495*, SAE Transactions.
- [16] Watson, N. Pilley, A. D., and Marzouk, M., "A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation," *SAE Paper 800029*, 1980.
- [17] Wolfer, H. H., "Ignition Lag in Diesel Engines", *VDI-Forschungsheft 392 (1938)*, Translated by Royal Aircraft Establishment, Farnborough Library No. 358, UDC 621-436.047, August 1959.
- [18] Yao M., Zhang Q., Zheng Z., Zhang P., "Experimental study of effects of oxygen concentration on combustion and emissions of diesel engine". *Sci China Ser E-Tech Sci*, Jun. 2009, vol. 52, no. 6, 1527-1534.

Mr Andrzej Piętak, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Technical Sciences at University of Warmia and Mazury.

Dr hab. inż. Andrzej Piętak – profesor na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego, e-mail: apietak@uwm.edu.pl



Mr Maciej Mikulski, MSc., - Assistant Lecturer in the Faculty of Technical Sciences at University of Warmia and Mazury.

Mgr Maciej Mikulski- asystent na Wydziale Nauk Technicznych Uniwersytetu Warmińsko-Mazurskiego, e-mail: maciej.mikulski@uwm.edu.pl

