

A simulated investigation of an engine fed with oxygen enriched mixture

The results of a simulated investigation of work processes of an engine fed with oxygen enriched mixture have been presented in the paper. The aim of the investigation was the evaluation of the influence of an increased content of oxygen in the mixture on the course of the combustion, particularly temperature and pressure of the working medium as well as the parameters related to the engine operation. A determination of these parameters will allow defining the boundary parameters of mixture composition during test stand examinations.

Key words: *combustion engine, oxygen-enriched mixture, computer simulation*

Badania symulacyjne silnika zasilanego mieszanką wzbogaconą w tlen

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych procesów roboczych silnika zasilanego mieszanką o podwyższonej zawartości tlenu. Celem tych badań było oszacowanie wpływu zwiększonej zawartości tlenu w ładunku na przebieg spalania, a w szczególności temperatury i ciśnienia czynnika roboczego oraz wskaźników związanych z pracą silnika. Określenie wartości tych parametrów pozwoli na wyznaczenie granicznych parametrów składu mieszanki podczas badań stanowiskowych.

Słowa kluczowe: *silnik spalinowy, mieszanka wzbogacona w tlen, symulacja komputerowa*

1. Introduction

Feeding of an engine with oxygen enriched air-fuel mixture is one of the ways to improve engine operating parameters and at the same time reduce the exhaust emissions.

The possibilities of realization of the oxygen enrichment process by use of the molecular sieves or membrane method without vehicle mobility limitation were presented in the previous publications [8, 9]. It was proven that a positive energetic balance resulted from the engine power increase following the application of the mentioned methods.

Feeding of an engine with an oxygen-enriched mixture is the object of investigations in the number of centers all over the world, particularly in Japan, United States and Korea. The main emphasis is put on the reduction of exhaust emissions [4, 5] during the first work cycles after engine cold start [7, 2] and startability in low temperatures [10]. Investigations also concern the use of that method for engine feeding with alternative fuels [1].

The problem of feeding of an engine with oxygen enriched mixture is consistent with the present trend of engine development heading towards specific power increase and fuel consumption decrease (downsizing) with a simultaneous reduction of exhaust emissions.

Before beginning of the engine modification to adapt it for that type of feeding, a computer simulation of the engine work processes was carried out.

The aim of the simulated investigation was to define the parameters of engine operation. Simulation has been carried out for selected states of engine operation at constant values of: ignition advance angle, engine speed, filling coefficient, air excess coefficient and oxygen concentration.

1. Wstęp

Zasilanie silnika mieszanką paliwowo-powietrzną z powietrzem wzbogaconym w tlen jest jednym ze sposobów na poprawę parametrów pracy silnika przy równoczesnym zmniejszeniu emisji toksycznych składników spalin.

W poprzednich publikacjach [8, 9] przedstawiono możliwość realizacji procesu wzbogacania powietrza w tlen za pomocą sit molekularnych lub metody membranowej bez ograniczenia mobilności pojazdu. Wykazano dodatni wynik bilansu energetycznego wynikający ze wzrostu mocy silnika przy zastosowaniu tych metod separacji.

Zasilanie silnika mieszanką wzbogaconą w tlen jest przedmiotem badań w licznych ośrodkach na całym świecie, a szczególnie w Japonii, Stanach Zjednoczonych i Korei. Główny nacisk jest kładziony na zmniejszenie emisji toksycznych składników spalin [4, 5] w czasie pierwszych cykli pracy silnika po zimnym rozruchu [2, 7] oraz poprawę zdolności rozruchowych w niskiej temperaturze [10]. Badania dotyczą również wykorzystania z tej metody zasilania przy zasilaniu silników paliwami alternatywnymi [1].

Zagadnienie zasilania silnika mieszanką wzbogaconą w tlen jest zgodne z obecnym kierunkiem rozwoju silników, zmierzającym do zwiększenia mocy jednostkowej i zmniejszenia zużycia paliwa (*downsizing*) przy równoczesnym ograniczeniu emisji związków toksycznych.

Przed przystąpieniem do modyfikacji wynikających z przystosowania silnika do tego typu zasilania oraz przed rozpoczęciem badań stanowiskowych silnika przeprowadzono symulację komputerową procesów roboczych silnika.

Celem badań symulacyjnych było określenie parametrów pracy silnika. Symulacja została przeprowadzona dla wybranych stanów pracy silnika przy ustalonych wartościach: kąta wyprzedzenia zapłonu, prędkości obrotowej,

2. The model of combustion engine working processes

Zero-dimensional mathematical and physical model of working processes of a combustion engine has been applied in the simulated investigation [6]. A version of the program based on that model was dedicated to a PC and Turbo Pascal was used as the programming language.

Assumptions for physical model were as follows:

- a charge included in the work space is homogeneous and its thermodynamic state is described by averaged thermodynamic parameters (one-zone model),
- the working medium is a semi-ideal gas (the change of the specific heat in the function of temperature and air excess coefficient in burned and non-burned part of the charge have been taken into consideration),
- during compression, burning and expansion the losses of charge do not occur,
- the thermodynamic processes run quasi-statically, temperature gradients do not occur in the charge volume,
- the heat release during combustion is described by the Wiebe function,
- the field of distribution of walls temperature has not been taken into consideration, the constant value of the temperature is assumed,
- dissociation phenomenon is described by constant coefficient ϕ_d and a physical underburn by coefficient ϕ_f .

A calculation program includes five procedures: charging (intake), compression, combustion, expansion and exhaust. Intake and exhaust are described by a non-linear differential equation system and have been solved by means of the Runge-Kutty method of the fourth order. Compression, combustion and expansion are described by integral equation system and the solution is based on Banach's fixed-point theorem.

Quantities connected with a predicted object of the test stand investigations have been applied in the simulation program.

A Honda GX360 engine has been chosen as the object of the investigations. Technical specifications of that engine are as follows:

engine type:	four-stroke, gasoline, two-cylinder in line, overhead-valve (OHV), overhead-camshaft (OHC), liquid-cooled,
displacement:	359 cm ³ ,
cylinder diameter	
× piston stroke:	58 × 58 (mm),
maximum power:	9.6 kW at 3600 rpm,
maximum torque:	25.8 N·m at 3000 rpm,
minimum specific fuel	
consumption:	306 g/kW·h.

3. The results of the simulated investigations

The simulated investigations were carried out in the function of crank angle corresponding with the beginning of the combustion at the selected values of the filling coefficient, air

współczynnika napełnienia, współczynnika składu mieszanki oraz stężenia tlenu.

2. Model procesów roboczych silnika spalinowego

Do badań symulacyjnych zastosowano zerowymiarowy model matematyczno-fizyczny procesów roboczych silnika spalinowego [6]. Wersja programu obliczeniowego, który powstał na podstawie tego modelu była przeznaczona dla komputera klasy PC, a do programowania użyto języka Turbo Pascal.

Przyjęto następujące założenia modelu fizycznego:

- a) ładunek zawarty w przestrzeni roboczej jest jednorodny, a jego stan termodynamiczny opisany jest uśrednionymi parametrami termodynamicznymi (model jednostrefowy),
- b) czynnik roboczy jest gazem półdoskonałym (uwzględniono zmianę ciepła właściwego w funkcji temperatury i składu chemicznego części spalanej i niespalanej ładunku stosownie do współczynnika nadmiaru powietrza),
- c) w czasie sprężania, spalania i rozprężania nie występują straty ładunku,
- d) procesy termodynamiczne zachodzą quasi-statycznie, nie występują gradienty temperatur w objętości ładunku cylindra,
- e) wydzielanie ciepła w czasie spalania opisano funkcją Wiebego,
- f) nie uwzględniono pola rozkładu temperatury ścianek otaczających ładunek, przyjmując stałą wartość tej wielkości,
- g) zjawisko dysocjacji ujęto za pomocą stałego współczynnika ϕ_d , a niedopału fizycznego za pomocą współczynnika ϕ_f .

Program obliczeniowy zawiera pięć procedur: dolot, sprężanie, spalanie, rozprężanie i wylot. Dolot i wylot opisane są jako układy nieliniowych równań różniczkowych i zostały rozwiązane za pomocą metody Rungego-Kutty czwartego rzędu. Sprężanie, spalanie i rozprężanie opisane są za pomocą równań całkowych, a rozwiązanie oparte jest na twierdzeniu Banacha o punkcie stałym funkcji.

W programie symulacyjnym zastosowano wielkości związane z obiektem badań przewidzianym do badań hamownianych.

Jako obiekt badań wybrano silnik Honda GX360 o następujących danych technicznych:

typ silnika:	czterosuwowy, benzynowy, dwucylindrowy, rzędowy, górnoszaworowy, OHC, chłodzony cieczą,
objętość skokowa:	359 cm ³
średnica cylindra	
× skok tłoka:	58 × 68 mm
maksymalna moc silnika:	9,6 kW przy 3600 obr/min
maksymalny moment	
obrotowy:	25,8 N·m przy 3000 obr/min
minimalne jednostkowe	
zużycie paliwa:	306 g/kW·h

3. Wyniki badań symulacyjnych

Badania symulacyjne przeprowadzono w funkcji kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego początkowi spala-

excess coefficient as well as a given oxygen concentration. The values of oxygen volumetric concentration in the feeding air were changed within the range of 21–41% with a 5% step. Based on the regulation characteristics of the ignition advance angle characteristics of the engine operating parameters in the function of oxygen concentration in the feeding air were developed, assuming the values of these parameters corresponding to the maximum engine power.

The results of the simulated investigations allow an evaluation of the values of maximum temperature and pressure of the cycle as well as the crank angle corresponding to the moment of the occurrence of the maximums. It is also possible to define the increase of the mean indicated pressure and indicated power along with the increase of oxygen concentration in the mixture as well as the change of thermal efficiency and specific fuel consumption.

Figures 1 and 2 show the courses of the indicated power, maximum pressure, maximum charge temperature, mean indicated pressure, thermal cycle efficiency and indicated specific fuel consumption in the function of crank angle corresponding to the onset of combustion. Both graphs were made for the engine speed of 3500 rpm and combustion angle 35° CA. for full engine load and stoichiometric mixture.

Figure 1 shows the results of simulated investigations carried out for oxygen concentration of 21%. The results of these investigations were used for the verification of the mathematical and physical model after a comparison with the results of the test stand investigations obtained for the engine feeding with air of normal oxygen concentration. The adjustment of the values of the coefficients applied in the model allowed an obtainment of satisfactory correlation of the simulated and test stand results.

Figure 2 shows a dependence of the same quantities as in Fig. 1 for the engine feeding with a stoichiometric mixture of gasoline and air of oxygen concentration of 31%. It does not undergo a change of the value of angle of the onset of combustion corresponding to the maximum values of the mean indicated pressure and as a result – indicated power and thermal efficiency of the cycle. A simple model of heat release during combustion requires an assumption of the combustion angle, hence it does not take under consideration the expected increase of combustion rate together with the increase in the oxygen concentration.

nia przy wybranych wartościach współczynnika napelnienia, współczynnika składu mieszanki oraz określonym stężeniu tlenu. Wartości objętościowego stężenia tlenu w powietrzu zmieniano w przedziale 21–41% z krokiem 5%. Na podstawie charakterystyk regulacyjnych kąta wyprzedzenia zapłonu sporządzono charakterystyki parametrów roboczych silnika w funkcji stężenia tlenu w powietrzu zasilającym silnik, przyjmując wartości tych parametrów odpowiadające największej mocy.

Wyniki badań symulacyjnych pozwalają ocenić wartości maksymalnej temperatury i ciśnienia obiegu oraz kąta obrotu wału korbowego odpowiadających chwili występowania maksimum. Można także określić wzrost średniego ciśnienia indykowanego i mocy indykowanej wraz ze wzrostem stężenia tlenu w mieszance oraz zmianę sprawności cieplnej i jednostkowego zużycia paliwa.

Na rysunkach 1 i 2 pokazano zależność mocy indykowanej, ciśnienia maksymalnego i temperatury maksymalnej ładunku, średniego ciśnienia indykowanego, sprawności cieplnej obiegu i jednostkowego indykowanego zużycia paliwa jako funkcje kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego początkowi spalania. Oba wykresy sporządzono dla prędkości obrotowej wału korbowego 3500 obr/min, przy kącie spalania 35° OWK, w warunkach pełnego obciążenia silnika i przy zasilaniu mieszanką stechiometryczną. Rysunek 1 przedstawia wyniki badań symulacyjnych przeprowadzonych dla stężenia tlenu 21%. Wyniki symulacji przeprowadzonej dla tych warunków posłużyły

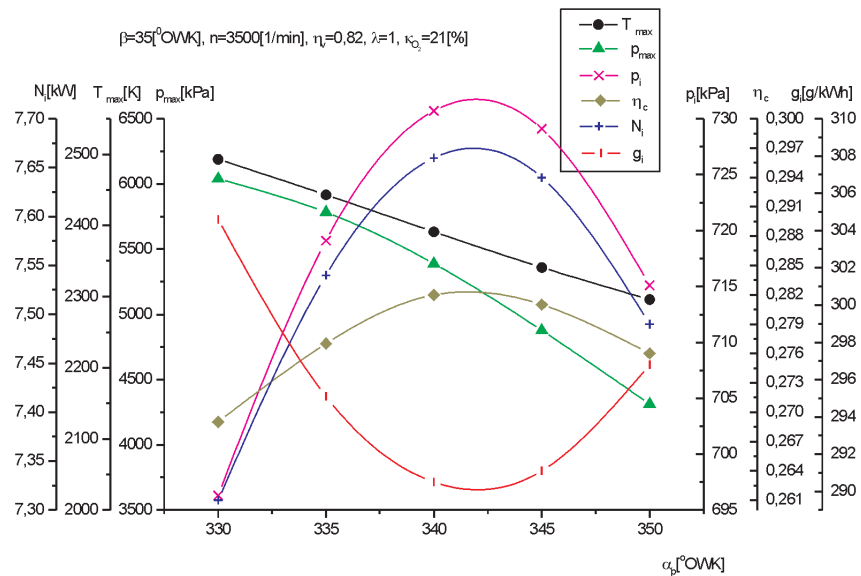


Fig. 1. Regulation characteristic of ignition advance angle for oxygen concentration in the air 21%: n – engine speed, α_p – crank angle corresponding to the beginning of combustion, β – combustion angle, η_v – filling efficiency, λ – air excess coefficient, κ_{O_2} – oxygen volumetric concentration, N_i – indicated power, T_{max} – maximum temperature of the working medium, p_{max} – maximum pressure in the engine work space, p_i – mean indicated pressure, η_c – thermal efficiency, g_i – indicated specific fuel consumption

Rys. 1. Charakterystyka regulacyjna kąta wyprzedzenia zapłonu przy stężeniu tlenu w powietrzu 21%: n – prędkość obrotowa wału korbowego, α_p – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi spalania, β – kąt spalania, η_v – sprawność napelnienia, λ – współczynnik nadmiaru powietrza, κ_{O_2} – objętościowe stężenie tlenu, N_i – moc indykowana, T_{max} – temperatura maksymalna czynnika roboczego, p_{max} – ciśnienie maksymalne w przestrzeni roboczej, p_i – średnie ciśnienie indykowane, η_c – sprawność cieplna, g_i – jednostkowe, indykowane zużycie paliwa

In the real cycle one can expect a change of the optimum value of ignition advance angle together with the change of the oxygen concentration in the engine feeding air. An increase in the oxygen concentration from 21 to 31% effects in the increase of the value of the mean indicated pressure from 731 to 1054 kPa (of about 44%). Under these conditions a slight decrease of thermal efficiency of the cycle ensues, caused by the increase in the specific heat of the charge together with increase in the temperature and an elevated cooling losses.

Together with the increase of the crank angle value corresponding to the onset of combustion, the value of the maximum pressure in the engine work space and the maximum charge temperature increase. For the maximum value of the mean indicated pressure the value of maximum pressure increases from 2391 to 3167 K (of 32.5%).

Based on the set of characteristics realized in the function of crank angle corresponding to the onset of combustion, characteristics were developed of selected quantities in the function of oxygen concentration in the charge assuming the optimum values for the mean indicated pressure.

These dependencies have been shown in Figure 3 for the combustion angle of 35° CA. and Figure 4 for the combustion angles of 40° CA.

The value of the mean indicated pressure increases for feeding with the air of the oxygen concentration of 41% to 1262 kPa in comparison to 731 kPa for the oxygen concentration 21% (increase of about 73%). The maximum value of the charge pressure increases accordingly from 5389 to

do weryfikacji modelu po porównaniu z wynikami badań hamownianych, uzyskanych przy zasilaniu silnika powietrzem o normalnym stężeniu tlenu. Korekta wartości współczynników stosowanych w modelu pozwoliła na uzyskanie zadowalającej zgodności wyników badań symulacyjnych i hamownianych. Na rysunku 2 przedstawiono zależność tych samych wielkości co na rys. 1 przy zasilaniu silnika mieszkanką stechiometryczną benzyny i powietrza o stężeniu tlenu 31%. Nie ulega zmianie wartość kąta początku spalania odpowiadająca uzyskaniu największych wartości, średniego ciśnienia indykowanego i w konsekwencji mocy indykowanej oraz sprawności cieplnej obiegu. Prosty model wydzielenia ciepła w czasie spalania wymaga założenia wartości kąta spalania, nie uwzględnia zatem zasadnie oczekiwanego wzrostu prędkości spalania ze wzrostem stężenia tlenu. W obiegu rzeczywistym należy spodziewać się zmiany optymalnej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu wraz ze zmianą stężenia tlenu w powietrzu zasilającym silnik. Wzrost stężenia tlenu z 21 do 31% skutkuje wzrostem wartości średniego ciśnienia indykowanego z 731 do 1054 kPa, a więc o 44%. W tych warunkach następuje niewielki spadek sprawności cieplnej obiegu spowodowany wzrostem ciepła właściwego ładunku ze wzrostem temperatury i zwiększoną stratą chłodzenia. Ze wzrostem wartości kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego początkowi spalania rośnie wartość ciśnienia maksymalnego w przestrzeni roboczej silnika i temperatura maksymalna ładunku. Dla największej wartości średniego ciśnienia indykowanego wartość ciśnienia maksymalnego wzrasta z 5389 do 7059 kPa (31%), a temperatury maksymalnej z 2391 do 3167 K (32,5%).

Na podstawie pakietu charakterystyk parametrów jako funkcji kąta obrotu wału korbowego odpowiadającego początkowi spalania sporządzono charakterystyki ujmujące wybrane wielkości w funkcji stężenia tlenu w ładunku doprowadzanym do silnika, przyjmując wartości optymalne dla średniego ciśnienia indykowanego. Zależności te przedstawiono na rys. 3 dla kąta spalania 35° OWK i na rys. 4 dla kąta spalania 40° OWK.

Wartość średniego ciśnienia indykowanego przy zasilaniu powietrzem o stężeniu tlenu 41% wzrasta do 1262 wobec 731 kPa dla 21%

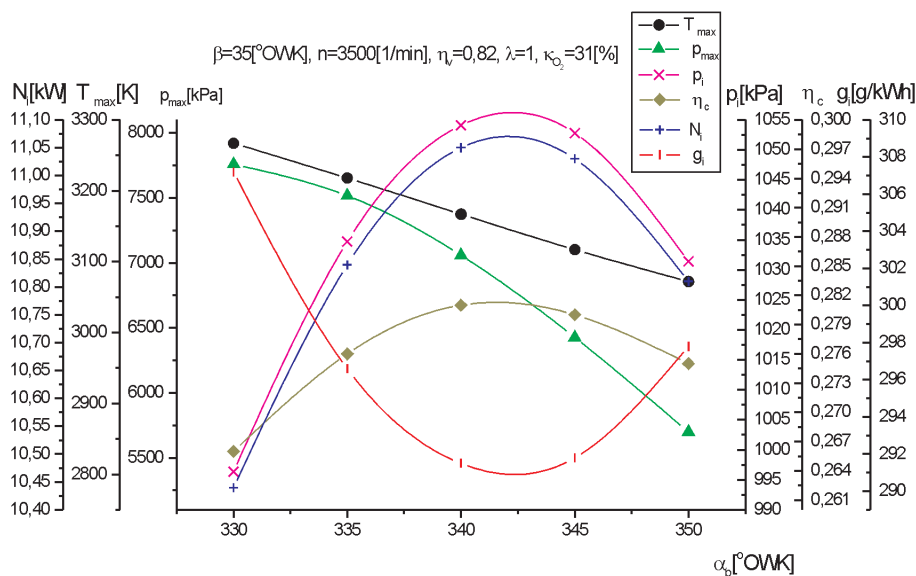


Fig. 2. Regulation characteristic of ignition advance angle for oxygen concentration in the air 41%: n – engine speed, α_p – crank angle corresponding to the beginning of combustion, β – combustion angle, η_c – filling efficiency, λ – air excess coefficient, κ_{O_2} – oxygen volumetric concentration, N_i – indicated power, T_{max} – maximum temperature of the working medium, p_{max} – maximum pressure in the engine work space, p_i – mean indicated pressure, η_c – thermal efficiency, g_i – indicated specific fuel consumption

Rys. 2. Charakterystyka regulacyjna kąta wyprzedzenia zapłonu przy stężeniu tlenu w powietrzu 41%: n – prędkość obrotowa wału korbowego, α_p – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi spalania, β – kąt spalania, η_c – sprawność napełnienia, λ – współczynnik nadmiaru powietrza, κ_{O_2} – objętościowe stężenie tlenu, N_i – moc indykowana, T_{max} – temperatura maksymalna czynnika roboczego, p_{max} – ciśnienie maksymalne w przestrzeni roboczej, p_i – średnie ciśnienie indykowane, η_c – sprawność cieplna, g_i – jednostkowe, indykowane zużycie paliwa

7996 kPa and the maximum value of the temperature from 2391 to 3682 K. Such an increase of the oxygen concentration in the feeding air effects in the big increase of a mechanical and thermal loads of the engine. The maximum value of the cycle thermal efficiency occurs for 26% of the oxygen concentration and equals to 0,283 towards the value of 0,282 for the oxygen concentration 21%. The value of that coefficient decreases to 0,265 (6%) for the oxygen concentration of 41%. That is the result of an elevated cooling loss and the value of specific heat of the exhaust gases together with the increase in the temperature.

4. Conclusions

An increase in the oxygen concentration in the feeding air effects in a considerable increase in the engine power.

Feeding with the air with a 41% concentration of oxygen for the combustion angle of 35° CA effects in an increase in the engine power and the mean indicated pressure of about 73%. The maximum value of the charge pressure increases in these conditions of about 48% and the maximum value of the temperature of about 54%.

The thermal efficiency of the engine reaches a maximum for 26% of oxygen concentration in the feeding air and then decreases along with the increase in the oxidant concentration. It results from an increase in the specific heat of the charge components along with the rise in the temperature. The loss of the heat transfer to the walls of the engine work-space increases as well.

Feeding of the engine with a mixture of fuel and oxygen enriched air will allow a power boost causing a dramatic increase in the engine mechanical and thermal load. One should pay particular attention to the surge of the temperature of the working medium. For high oxygen concentration it may cause essential material and durability problems of the engine elements. The results of road investigations reported in the literature [3] indicate the occurrence of combustion anomalies for the oxygen concentration of about 28%. Undoubtedly the temperature and pressure increase of the working medium have a fundamental influence on these anomalies.

Introducing extensive exhaust gas recirculation in the whole range of engine load may be the essential factor counteracting the occurrence of these anomalies.

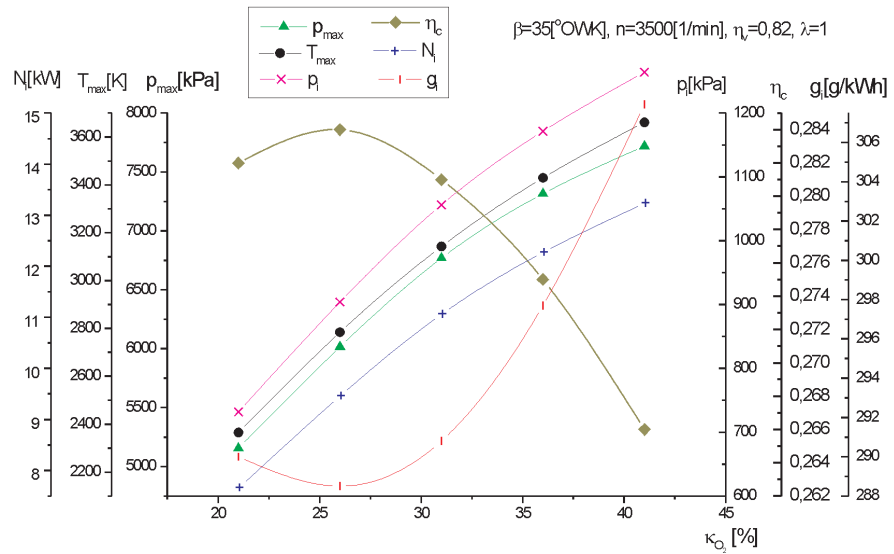


Fig. 3. Characteristic of engine work parameters in the function of oxygen concentration in the air for the fixed value of combustion angle 35° CA: n – engine speed, α_p – crank angle corresponding to the beginning of combustion, β – combustion angle, η_v – filling efficiency, λ – air excess coefficient, κ_{O_2} – oxygen volumetric concentration, N_i – indicated power, T_{max} – maximum temperature of the working medium, p_{max} – maximum pressure in the engine work space, p_i – mean indicated pressure, η_c – thermal efficiency, g_i – indicated specific fuel consumption

Rys. 3. Charakterystyka parametrów roboczych silnika w funkcji stężenia tlenu w powietrzu przy wartości kąta spalania 35° OWK: n – prędkość obrotowa wału korbowego, α_p – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi spalania, β – kąt spalania, η_v – sprawność napełnienia, λ – współczynnik nadmiaru powietrza, κ_{O_2} – objętościowe stężenie tlenu, N_i – moc indykowana, T_{max} – temperatura maksymalna czynnika roboczego, p_{max} – ciśnienie maksymalne w przestrzeni roboczej, p_i – średnie ciśnienie indykowane, η_c – sprawność cieplna, g_i – jednostkowe, indykowane zużycie paliwa

tlenu (wzrost ok. 73%). Wartość maksymalna ciśnienia ładunku wzrasta odpowiednio z 5389 do 7996 kPa, a temperatury z 2391 do 3682 K. Taki wzrost stężenia tlenu w powietrzu zasilającym skutkuje dużym wzrostem obciążenia mechanicznego i cieplnego silnika. Największa wartość sprawności cieplnej obiegu występuje przy stężeniu tlenu 26% i wynosi 0,283 wobec wartości 0,282 dla stężenia tlenu 21%. Wartość tego wskaźnika maleje do 0,265 (6%) przy stężeniu tlenu 41%. Jest to skutek zwiększonej straty chłodzenia i wzrostu ciepła właściwego spalin ze wzrostem temperatury.

4. Wnioski

Wzrost stężenia tlenu w powietrzu zasilającym silnik powoduje znaczne zwiększenie mocy silnika. Zasilanie powietrzem o stężeniu tlenu 41% przy wartości kąta spalania 35° OWK skutkuje zwiększeniem wartości mocy i średniego ciśnienia indykowanego o ok. 73%. Wartość ciśnienia maksymalnego ładunku wzrasta w tych warunkach o 48%, a maksymalna wartość temperatury o ok. 54%.

Sprawność cieplna silnika osiąga maksimum przy 26-procentowym stężeniu tlenu w powietrzu, a następnie maleje ze wzrostem stężenia utleniacza. Spowodowane to jest zwiększeniem ciepła właściwego składników ładunku wraz ze wzrostem temperatury. Rośnie także strata ciepła odprowadzonego do ścianek przestrzeni roboczej silnika.

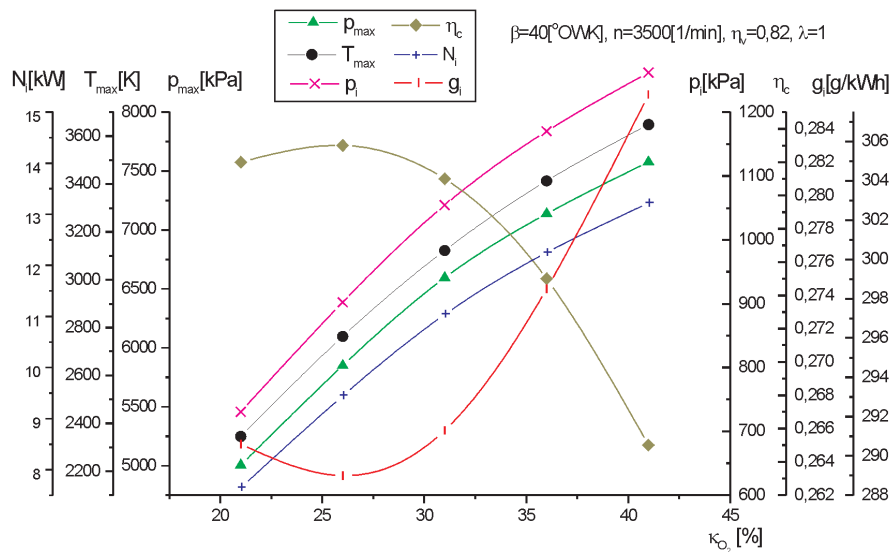


Fig. 4. Characteristic of engine work parameters in the function of oxygen concentration in the air for the fixed value of combustion angle 40° CA: n – engine speed, α_p – crank angle corresponding to the beginning of combustion, β – combustion angle, η_v – filling efficiency, λ – air excess coefficient, κ_{O_2} – oxygen volumetric concentration, N_i – indicated power, T_{max} – maximum temperature of the working medium, p_{max} – maximum pressure in the engine work space, p_i – mean indicated pressure, η_c – thermal efficiency, g_i – indicated specific fuel consumption

Rys. 4. Charakterystyka parametrów roboczych silnika w funkcji stężenia tlenu w powietrzu przy wartości kąta spalania 40° OWK: n – prędkość obrotowa wału korbowego, α_p – kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi spalania, β – kąt spalania, η_v – sprawność napełnienia, λ – współczynnik nadmiaru powietrza, κ_{O_2} – objętościowe stężenie tlenu, N_i – moc indykowana, T_{max} – temperatura maksymalna czynnika roboczego, p_{max} – ciśnienie maksymalne w przestrzeni roboczej, p_i – średnie ciśnienie indykowane, η_c – sprawność cieplna, g_i – jednostkowe, indykowane zużycie paliwa

Zasilanie silnika mieszaną paliwa i powietrza wzbogaconego w tlen pozwala na poprawę mocy silnika, powodując radykalne zwiększenie obciążenia mechanicznego i cieplnego silnika. Należy zwrócić szczególną uwagę na wzrost temperatury czynnika roboczego. Przy dużym stężeniu tlenu może to spowodować istotne problemy materiałowe i wytrzymałościowe elementów silnika. Relacjonowane w literaturze [3] wyniki badań drogowych wskazują na wystąpienie anomalii spalania przy stężeniu tlenu ok. 28%. Zapewne wzrost temperatury i ciśnienia czynnika roboczego ma istotny wpływ na wystąpienie tych anomalii.

Wprowadzenie znacznego stopnia recyrkulacji spalin w całym zakresie obciążenia silnika może być istotnym czynnikiem przeciwdziałającym występowaniu tych anomalii.

Paper reviewed

Bibliography/Literatura

- [1] Gong Li, Liguang Li, Xing Qiao: Oxygen-Enriched Combustion of the First Cycle During Cold Start in a Liquefied Petroleum Gas Spark-Ignition Engine. Journal of Automobile Engineering, Vol. 220, 2006.
- [2] Guang-fei Xiao, Xin-qi Qiao, Gong Li: Reducing Cold_Start Emissions of an Spark-Ignition Engine Using Membrane-Based Oxygen Enriched Intake Air. Journal of Shanghai Jiaotong, Vol. 40, 2006.
- [3] Ng H.K., Sekar R.R.: Potential Benefits of Oxygen-Enriched Intake Air in a Vehicle Powered by a Spark-Ignition Engine. Center for Transportation Research, Energy Systems Division ANL/ESD/TM-64, April 1994.
- [4] Poola R.B., Sekar R.R., Ng H.K.: Evaluation of Oxygen-Enrichment System for Alternative Fuel Vehicles. United State Department of Energy, December 1995.
- [5] Poola R.B., Sekar R.R., Ng H. K.: Utilizing Intake-Air Oxygen-Enrichment Technology to Reduce Cold-Phase Emissions, SAE Tech. Paper 952420, 1995.
- [6] Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego. PWN, Warszawa 1990.
- [7] Shuichi, Kajitani: Partial-Load Operations of Spark-Ignition Engine With Oxygen Enriched Air, SAE Tech. Paper 932802.
- [8] Śliwiński K.: Oxygen-enriched air for internal combustion engine feeding. Konferencja PTNSS: Kongres 2007, Kraków 20-23 maj 2007.
- [9] Śliwiński K.: Perspektywy zasilania silnika ZI mieszaną wzbogaconą w tlen. Konferencja KONMOT-AUTOPROGRES 2008, Szczawnica 9-11 październik 2008.
- [10] Xiao G.F., Qiao X.Q., Huang Z., Chen Z.P.: Improvement of startability of direct-injection diesel engine by oxygen-enriched intake air. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Automobile Engineering, November 2007.

Mr. Krzysztof Śliwiński, DEng. – doctor in the Institute of Automobiles and Internal Combustion Engines at Cracov University of Technology.

Dr inż. Krzysztof Śliwiński – adiunkt w Instytucie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej.

e-mail: ksliwinski@pk.edu.pl



Mr. Tadeusz Papuga, DEng. – doctor in the Institute of Automobiles and Internal Combustion Engines at Cracov University of Technology.

Dr inż. Tadeusz Papuga – adiunkt w Instytucie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej.

e-mail: tpapuga@pk.edu.pl

