

Marcin SZLACHETKA
Miroslaw WENDEKER
Jacek CZARNIGOWSKI
Piotr JAKLIŃSKI
Lukasz GRABOWSKI

PTNSS-2010-SS2-214

A simulation research of a hydrogen injection system for a Wankel engine

The paper presents the results of simulations of a gaseous fuel supply system in a Wankel engine. The testing was conducted on a zero-dimensional model of the designed injection system that was fuelled by gaseous hydrogen into the intake manifold in the RX 50 Wankel engine. The Dymola software and its Pneumatics Module were used in the simulation. The experiments determined what phenomena would occur inside the injection system and helped develop a tool to optimize its design. The analysis dealt with the changes in the pressure and mass flow rate in the individual components of such a supply system. The research was done in steady states for one value of speed and load as the inlet system pressure.

Keywords: Wankel engine, hydrogen, supply system

Badania symulacyjne układu wtrysku wodoru w silniku Wankla

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych układu zasilania paliwem gazowym silnika Wankla. Badania przeprowadzono na modelu zerowymiarowym projektowanego układu wtrysku wodoru w stanie lotnym do kolektora dolotowego silnika Wankla RX 50. Badania symulacyjne przeprowadzono w programie Dymola wykorzystując moduł Pneumatics. Celem badań było określenie zjawisk zachodzących wewnątrz układu i opracowanie narzędzia pozwalającego na optymalizację jego konstrukcji. Analizowano zmiany ciśnienia oraz wydatku masowego w poszczególnych elementach układu zasilania silnika. Badania przeprowadzono w stanach ustalonych dla jednej wartości prędkości obrotowej i obciążenia silnika wyrażonego jako ciśnienie w układzie dolotowym.

Słowa kluczowe: silnik Wankla, wodór, układ zasilania

1. Introduction

The interest in alternative fuels has been growing in automotive industry. Other gaseous fuels, e.g. hydrogen become to be as attractive as very popular fuels including LPG or CNG.

Using hydrogen to fuel internal combustion engines is widely discussed, mainly due to its reduced power as compared with that of petrol. This is the effect of its low volumetric energy density. Under normal conditions, this value for hydrogen is 0.01079 MJ/dm^3 , while for gasoline is 34.2 MJ/dm^3 [5, 7].

Additionally, hydrogen burns differently from gasoline, which results from its extremely different properties such as density, volumetric energy density, minimum ignition energy, combustion rate, combustion temperature, etc. [7]. Table 1 specifies the properties of hydrogen and currently used hydrocarbon fuels such as CNG and gasoline that are important for combustion. Hydrogen has a much higher octane number than gasoline, and its diffusion in air is faster, which enhances a charge homogenization [4].

Based on the general characteristics of the hydrogen combustion process, it can be concluded that hydrogen-fueled internal combustion engines hardly emit toxic components, and their efficiency may exceed the efficiency of conventional gasoline engines [7]. This is due to, for instance, the following properties of hydrogen:

1. Wprowadzenie

W przemyśle motoryzacyjnym obserwuje się wzrost zainteresowania alternatywnymi paliwami do pojazdów samochodowych. Oprócz bardzo popularnych paliw takich jak LPG, CNG, zainteresowaniem zaczynają się cieszyć inne paliwa gazowe między innymi wodór.

Stosowanie wodoru do zasilania silników spalinywych wywołuje wiele dyskusji, głównie ze względu na obniżoną moc w porównaniu z silnikami benzynowymi. Powodem jest mała objętościowa gęstość energii wodoru. W warunkach normalnych objętościowa gęstość energii wodoru wynosi $0,01079 \text{ MJ/dm}^3$ natomiast benzyny $34,2 \text{ MJ/dm}^3$ [5, 7].

Jednocześnie wodór spala się inaczej niż benzyna. Wynika to z krańcowo różnych właściwości, takich jak gęstość, objętościowa gęstość energii, minimalna energia zapłonu, szybkość spalania, temperatura spalania itp. [7]. W tabeli 1 podano istotne dla procesu spalania właściwości wodoru w porównaniu z obecnie stosowanymi paliwami węglowodorowymi takimi jak CNG i benzyna. Wodór posiada znacznie większą liczbę oktanową w porównaniu z benzyną, szybsza jest także dyfuzja wodoru w powietrzu co umożliwi bardzo dobrą homogenizację ładunku [4].

Analizując charakterystykę ogólną procesu spalania wodoru można stwierdzić, że silniki spalinywe zasilane wodorem wykazują prawie zerową emisję składników toksycznych, a ich sprawność może przekroczyć sprawność

Tabela 1. Podstawowe właściwości paliw silnikowych [3, 4, 7, 8]

Table 1. Basic properties of automotive fuels [3, 4, 7, 8]

Properties/właściwości	Fuel type/rodzaj paliwa		
	H ₂	CNG	Petrol/benzyna
Density/gęstość [kg/m ³]	0.0824-0.0838	0.65-0.72	730-744
Octane number/liczba oktanowa [LOM]	130	125	86
Lower calorific value/dolna wartość opałowa [MJ/kg]	119.7-119.9	44.2-46.7	43.0-44.8
Upper calorific value/górna wartość opałowa [MJ/kg]	141.7	52.7	48.3
Air combustibility range/zakres palności w powietrzu [% v/v]	4-75	4.3-15	1.4-76
Minimal ignition energy/minimalna energia zapłonu [mJ]	0.02	0.28-0.29	0.24-0.25
Flame rate/szybkość płomienia [m/s]	1.85-1.90	0.38	0.37-0.43
Self-ignition temperature in air/temperatura samozapłonu w powietrzu [°C]	585	450-540	257-277
Suppression gap/szczelina tłumienia [mm]	0.64	2.1	2
Stoichiometric air/fuel ratio/stechiometryczny stosunek paliwo/powietrze [kg/kg]	0.029	0.058-0.069	0.066-0.068
Stoichiometric share/stechiometryczny udział [% v/v]	29.53	9.48	1.65-2.0
Diffusion speed in air/szybkość dyfuzji w powietrzu [cm/s]	<2.00	<0.51	<0.17
Combustion heat/ciepło spalania [MJ/kg air]	3.37	2.56-2.90	2.79-2.83

- the fuel contains no toxic components, so the only toxic gas emitted during a combustion is NO_x that is the effect of the thermal decomposition of nitrogen from atmospheric air,
- a low ignition threshold of lean hydrogen mixtures enables stable burning the mixture if it is very diluted [1, 2, 7].

Thus, hydrogen as a fuel can be used in the engines with difficult combustion conditions, e.g. Wankel engines. A combustion chamber in this engine is “crescent-shaped”, which, in the case of traditional fuels, influences significantly a combustion process, e.g. extinguishing a flame in boundary regions. Here, a major advantage of hydrogen is its low susceptibility to this phenomenon (as the parameter of “a suppression gap as seen in Table 1). In comparison with piston engines, Wankel engines do not have, e.g. inlet valves that reach a high temperature during engine operation, which protects the system against accidental firing an air-hydrogen mixture at an early stage of induction, and as a result, a flash-back into the intake manifold [6]. As a consequence, the Wankel engine becomes a perfect engine to be fuelled by a hydrogen fuel.

The paper presents the research that was done in the project “Hydrogen-Based Fuelling in the Wankel Engine”. The research has dealt with the phenomena that occur in the developed hydrogen supply system.

2. Research object

The simulation was done on the hydrogen supply system used in a naturally-aspirated four-stroke internal combustion engine with the XR50 rotary piston manufactured by Aixro GmbH. The engine parameters are shown in Table 2. The engine is based on the Wankel patent. The main engine components include:

- a sealed steel rotor (just like a piston with rings in piston engines),
- a steel eccentric crankshaft,
- a central aluminum casing coated with nickel,
- aluminum side covers.

konwencjonalnego silnika benzynowego [7]. Wynika to między innymi z następujących właściwości wodoru:

- paliwo to nie zawiera żadnych składników toksykotwórczych, dlatego jedynym toksycznym gazem powstającym w procesie spalania jest NO_x tworzony przez termiczną dysocjację azotu z powietrza atmosferycznego,
- niski próg zapalności ubogich mieszanek wodorowych umożliwia stabilne spalanie mieszanki w warunkach dużego rozcieńczenia [1, 2, 7].

Wodór jest paliwem pozwalającym zatem na zastosowanie do silników o trudnych warunkach spalania takich jak np. silnik Wankla. W silniku tym komora spalania ma kształt „półksiężycy” co w przypadku konwencjonalnych paliw powoduje duży wpływ na przebieg procesu spalania, wygaszania płomienia w regionach przyściennych. Ogromną zaletą wodoru w tym przypadku jest mała podatność na to zjawisko (widoczna w postaci parametru „uszczeliny tłumienia” w tab. 1). Jednocześnie silniki Wankla w porównaniu z silnikami tłokowymi nie posiadają między innymi zaworów wylotowych, które podczas pracy silnika osiągają wysoką temperaturę, co zabezpiecza układ przed przypadkowymi zapłonami mieszaniny wodorowo-powietrznej w czasie początku napełniania, a przez to cofania się płomienia do kolektora dolotowego [6]. Powoduje to, że silnik Wankla jest idealnym silnikiem do zasilania paliwem wodorowym.

Artykuł powstał w ramach prac związanych z projektem: „Zasilanie wodorem silnika Wankla”. Celem prac była analiza zjawisk zachodzących w projektowanym układzie zasilania silnika wodorem.

2. Obiekt badań

Obiektem badań modelowych jest układ zasilania wodorem wolnossącego, 4-suwowego silnik spalinowy z obrotowym tłokiem XR50 produkowany przez firmę Aixro GmbH. Parametry silnika przedstawia tab. 2. Silnik bazuje na patencie Wankla. Główne elementy silnika to:

The edges of the rotor are in constant contact with a trochoid by means of top sealing. As a consequence, there are 3 combustion chambers separate from each rotor surface, which made possible 3 cycles to proceed simultaneously in this four-stroke engine. The rotor rotates three times slower than the eccentric crankshaft, so the next combustion chamber performs one working cycle during each rotation.

The fresh mixture flows first through one side of the rotor, then through the rotor and axially through the eccentric crankshaft to the other rotor side. Thus, the mixture cools and lubricates the rotor, main bearings and eccentric shaft. For the rotational speed of approx. 5500 rpm, the throttle in the second runner of the intake pipe opens.

Table 2. Specifications of the XR50 engine
Tabela 2. Dane techniczne silnika XR50

Power/moc	33 kW at 8750 rpm
Torque/moment	39 Nm at 7500 rpm
Weight/ciężar	17 kg
Capacity/pojemność	294 cm ³
Max. rpm/maksymalna prędkość obrotowa	10,400 rpm
Ignition system/układ zapłonowy	Magnetoinductive/magnetoindukcyjny
Clutch/sprzęgło	2-disc, dry/2-dyskowe, suche
Power transmission/przeniesienie napędu	chain – type 428/łańcuch typ 428
Spark plug/świeca zapłonowa	Denso U22ETR
Starter/rozrusznik	12 V/0.4 kW

The additional flow of an air-fuel mixture is controlled with a vacuum relief valve connected to the connector pipe at the throttle body. The charge passes directly into the combustion chamber and enhances engine induction.

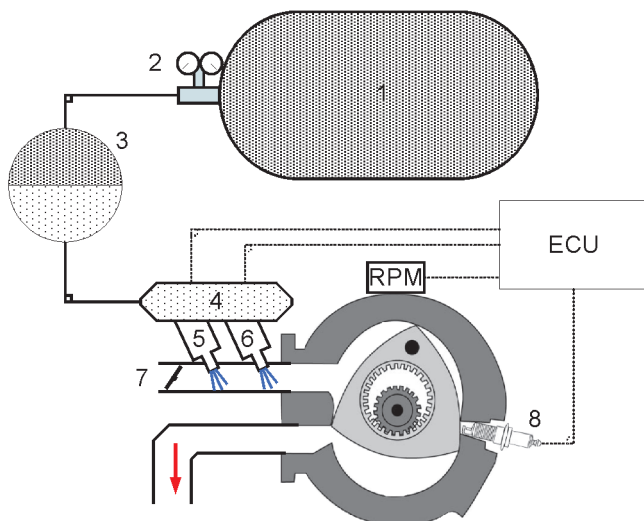


Fig. 2. Fuel system model: 1 – tank H₂, 2 – reducer, 3 – regulator, 4 – fuel rail, 5 and 6 – hydrogen injectors, 7 – manifold, 8 – spark-plug

Rys. 2. Model układu wtryskowego: 1 – zbiornik H₂, 2 – reduktor, 3 – regulator, 4 – szyna paliwowa, 5 i 6 – wtryskiwacze wodoru, 7 – układ dolotowy z przepustnicą, 8 – świeca zapłonowa

- stalowy rotor z uszczelnieniami (analogiczne do tłoka z pierścieniami tłokowymi w silniku tłokowym),
- stalowy mimośrodowy wał korbowy,
- aluminiowa obudowa centralna z niklowym pokryciem,
- aluminiowe pokrywy boczne.

Krawędzie rotora stykają się stale z trochoidą poprzez uszczelnienia wierzchołkowe. Tworzą się w ten sposób 3 oddzielne komory spalania z każdej powierzchni rotora. Pozwala to realizować jednocześnie 3 cykle pracy zachodzące w silniku 4-suwowym. Rotor obraca się trzy razy wolniej niż mimośrodowy wał, a więc podczas każdego obrotu kolejna komora spalania wykonuje jeden cykl pracy.

Świeża mieszanka przepływa w pierwszej kolejności przez jedną stronę rotora, następnie przez rotor i osiowo przez mimośrodowy wał na drugą stronę rotora. W ten sposób mieszanka chłodzi i smaruje rotor, główne łożyska i mimośrodowy wał. Przy prędkości obrotowej około 5500 obr/min otwiera się przepustnica umieszczona w drugim kanale przewodu dolotowego.



Rys. 1. Obiekt badań

Fig. 1. Research object

Dodatkowy przepływ mieszanki paliwowo-powietrznej sterowany jest zaworem podciśnieniowym połączonym z króćcem umieszczonym w korpusie przepustnicy. Ładunek przechodzi bezpośrednio do komory spalania i poprawia napełnianie silnika.

Na poniższym rysunku przedstawiono schemat układu zasilania wodorem silnika Wankla. Opracowany układ zasilania składa się z reduktora, regulatora ciśnienia, wtryskiwaczy oraz przewodów paliwowych. Reduktor będzie zamontowany przy zbiorniku ciśnienia. Jego celem jest redukcja ciśnienia z około 20 MPa (ciśnienie w butli) do około 1 MPa (ciśnienie zredukowane). Następnie ciśnienie jest dokładnie regulowane przez regulator ciśnienia, którego celem jest utrzymanie stałego ciśnienia 0,4 MPa przed wtryskiwaczami (rys. 2). Wtryskiwacze podłączone są do kolektora dolotowego. Sterowanie wtryskiwaczami odbywa

The figure below shows the diagram of the hydrogen supply system used in a Wankel engine. The developed supply system consisted of a reducer, pressure regulator, injectors and fuel pipes. The reducer was mounted at the pressure tank. It reduced the pressure from about 20 MPa (gas pressure in the tank) to about 1 MPa (reduced pressure). Then, the pressure was carefully controlled by the pressure regulator which was to maintain the constant pressure of 0.4 MPa before the injectors (Fig. 2). The injectors were connected to the intake manifold. They were controlled with an electronic control unit. Fuel dosing was controlled with control signal time and in consequence with injector opening time.

3. Objective and scope of research

The research was to learn about the flow phenomena in different parts of the injection system that will be mounted in the Wankel engine. The cyclic opening of hydrogen injectors may contribute to pressure pulsations in different components of the injection system. This, in turn, may adversely affect a mean mass flow rate.

The AVL BOOST software analyzed the parameters of a hydrogen-fuelled Wankel engine. Based on the developed model, one obtained the data on the amount of air and fuel that should be in the cylinder during a given cycle, depending on the pressure in the inlet manifold and engine rotational speed. The research results (Tab. 3) are the boundary conditions for the model of the hydrogen injection supply system. The time of a hydrogen fuel injection was determined on the basis of a calculated fuel mass and injector characteristics. Two injectors provided the required fuel mass under any engine operation conditions and during the assumed minimum control signal time (shorter than the time of a single cycle).

The research conditions were specified by:

- hydrogen pressure in the tank – 20,000 kPa,
- outlet pressure in the regulator mounted at the tank – 1 000 kPa,
- outlet pressure in the hydrogen pressure regulator – 400 kPa,

The testing was done during an injection from the both injectors. They started after 0.5 s as soon as the solenoid valves mounted at the hydrogen cylinder and regulator opened. This time was necessary so that the pressure in the injection could reach an appropriate level and became stabilized in the injection system. Each injector was powered by a single signal (without pulse-width modulation) for 7.23 ms.

4. Modeling tools

The computer modeling was done using the Dymola v5.3d software. This software is used to simulate the flow of various gases and to do a zero-dimensional simulation.

się za pomocą jednostki sterującej a wielkość dawki regulowana jest czasem trwania impulsu sterującego – a przez to czasem otwarcia wtryskiwacza.

3. Cel i zakres badań

Celem badań było uzyskanie wiedzy dotyczącej zjawisk przepływowych w poszczególnych elementach układu wtryskowego, który zostanie zabudowany na silniku Wankla. Cykliczne otwieranie wtryskiwaczy wodoru może przyczynić się do powstawania pulsacji ciśnień w poszczególnych elementach układu wtryskowego. To z kolei może wpłynąć negatywnie na średnie masowe natężenia przepływu przez układ.

Do analizy układu zasilania wodorem silnika Wankla wykorzystano oprogramowanie AVL BOOST. Na podstawie opracowanego modelu uzyskano dane o ilości powietrza i paliwa jaka powinna się znaleźć w cylindrze w danym cyklu pracy w zależności od ciśnienia w układzie dolotowym i prędkości obrotowej silnika. Wyniki badań przedstawione w tabeli 3 stanowią warunki brzegowe modelu układu zasilania wtryskiem wodoru. Na podstawie wyznaczonej masy paliwa oraz charakterystyki wtryskiwacza określono czas wtrysku paliwa wodorowego. Zastosowano dwa wtryskiwacze w celu dostarczenia żądanej masy paliwa w każdych warunkach pracy silnika, w zakładanym minimalnym czasie trwania impulsu sterującego (mniejszej niż czas pojedynczego cyklu pracy).

Table 3. Research results

Tabela 3. Wyniki badań

Rotational speed [rpm]/prędkość obrotowa [obr/min]	Pressure in the inlet system/ciśnienie w układzie dolotowym [kPa]	Air mass in the combustion chamber/masa powietrza w komorze spalania [mg]	Lt [kg/kg]	Fuel mass/ masa paliwa [mg]	Injection time/ czas wtrysku [ms]
3700	40	115.35	34.64	3.33	7.23
4500	50	146.18	–	4.22	10.18
6000	45	133.71	–	3.86	8.40

Badania przeprowadzono w warunkach określonych przez:

- ciśnienie wodoru w zbiorniku: 20 000 kPa,
- ciśnienie na wyjściu z regulatora zamontowanego przy zbiorniku: 1000 kPa,
- ciśnienie na wyjściu z regulatora ciśnienia wodoru: 400 kPa,

Badania przeprowadzono przy wtrysku z oby wtryskiwaczy, przy czym wtryskiwacze uruchamiane są 0,5 s po otwarciu elektrozaworów przy butli i regulatorze. Czas ten potrzebny jest do osiągnięcia i ustabilizowania się odpowiedniego ciśnienia w układzie wtryskowym. Wtryskiwacze zasilane były pojedynczym impulsem (bez zastosowania modulacji szerokości impulsu) na okres 7,23 ms każdy.

4. Narzędzia modelowe

Modelowanie przeprowadzono w programie Dymola v5.3d pozwalającym między innymi na symulację przepływu różnych gazów. Program Dymola umożliwia prowadzenie

Universal versions of this software are able to simulate almost all systems if their models can be systems of differential or differential-algebraic equations. Such models help understand better how real or designed systems are constructed and work.

The Dymola software has got a basic library to create a variety of models and commercial libraries to create hydraulic and pneumatic systems as well as propulsion systems to be used in vehicles. The Pneumatics commercial library was used to develop this model.

In any simulation, it is possible to change model parameters, a step and a method of integration. Calculations can be also done for other initial conditions.

5. Fuel injection system model in the Wankel engine

The model developed is a mapping of the above hydrogen supply system. The model includes the fuel circuit which consists of:

- an electronic control unit (ECU),
- a fuel tank,
- a pressure regulator,
- fuel pipes,
- a fuel rail,
- fuel injectors.

The diagram of the hydrogen supply system model is given in Figure 3. To optimize the simulation, the system was divided into five submodels:

- the control system submodel,
- the fuel tank submodel,
- the two-stage pressure regulator submodel,
- the fuel injector submodel,
- the engine inlet system submodel.

Figure 4 shows a schematic diagram of the two-stage pressure reducer submodel. It consists of a solenoid valve of the two pressure regulators and the reducer inner chamber and nozzle. The DeltaPMeas1 system as shown in the

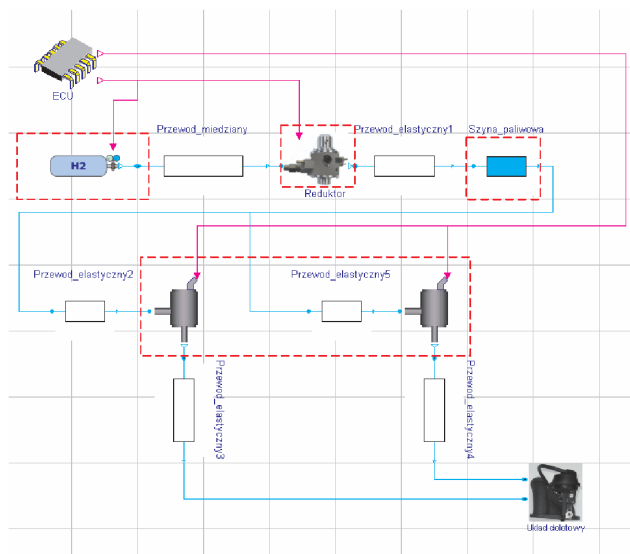


Fig. 3. The injection system model in Dymola software
Rys. 3. Model układu wtryskowego w programie Dymola

badan zerowymiarowych. Pakiety uniwersalne oprogramowania umożliwiają symulacje praktycznie dowolnego systemu, jeśli jego model może być przedstawiony w postaci układu równań różniczkowych lub różniczkowo-algebraicznych. Modele budowane są w celu lepszego zrozumienia struktury i działania rzeczywistego lub projektowanego systemu.

Pakiet Dymola zawiera podstawowe biblioteki, dzięki którym możliwe jest tworzenie różnorodnych modeli oraz biblioteki komercyjne umożliwiające budowanie układów pneumatycznych, hydraulicznych oraz układów napędowych pojazdów. Podczas opracowywania modelu wykorzystano z komercyjnej biblioteki Pneumatics.

Podczas symulacji można zmienić parametry modelu, krok, metodę całkowania. Obliczenia można też przeprowadzić dla innych warunków początkowych.

5. Model układu wtryskowego silnika Wankla

Opracowany model jest odwzorowaniem powyższego układu zasilania wodorem. Model obejmuje tor paliwowy w skład którego wchodzi:

- jednostka sterująca (ECU),
- zbiornik paliwa,
- regulator ciśnienia,
- przewody paliwowe,
- szyna paliwowa,
- wtryskiwacze paliwa.

Schemat modelu układu zasilania wodorem przedstawia rys. 3. Ze względu na optymalizację procesu symulacji analizowany układ podzielono na pięć podmodeli:

- podmodel układu sterowania,
- podmodel układu zbiornika paliwa,
- podmodel dwustopniowego regulatora ciśnienia,
- podmodel wtryskiwacza paliwa,
- podmodel układu dolotowego silnika.

Rysunek 4 przedstawia schemat podmodelu dwustopniowego reduktora ciśnienia. Składa się on z zaworu elektromagnetycznego dwóch regulatorów ciśnienia oraz komory wewnętrznej reduktora i dyszy. Widoczny na schemacie układ DeltaPMeas1 służy do pomiaru masy czynnika przepływającego przez reduktor ciśnienia.

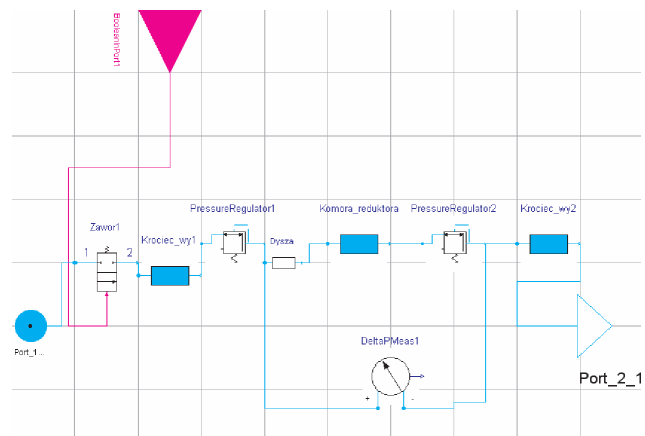


Fig. 4. Block diagram of the two-stage pressure regulator
Rys. 4. Schemat blokowy dwustopniowego regulatora ciśnienia

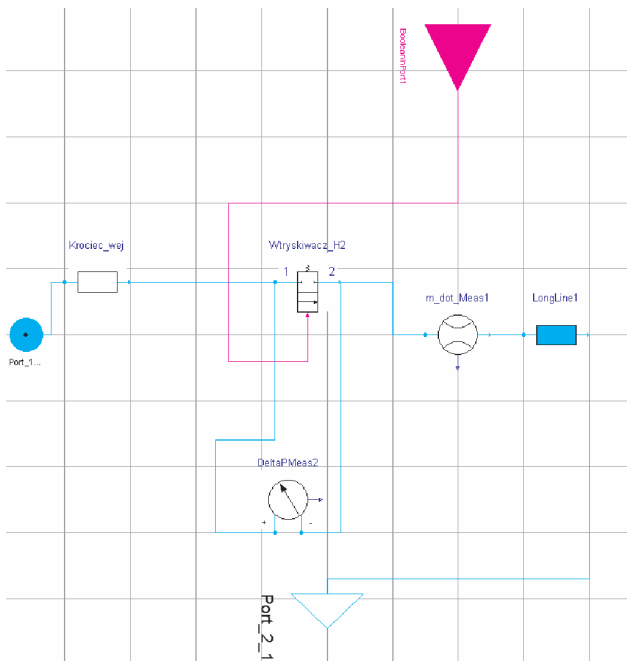


Fig. 5. Block diagram of the injector
Rys. 5. Schemat blokowy wtryskiwacza

diagram measured the mass of the medium that was flowing through the pressure reducer.

Figure 5 shows the submodel of the fuel injector system. It included the electromagnetic coil system and the inlet and outlet connector pipes. The DeltaPMeas2 system measured the mass of the medium flowing through the injector. BooleanInPort1 controlled the input of the control signal that controlled injector operation.

6. Analysis of the results

The following figures present the simulation results on the flow of the gaseous fuel through the fuel system components. The paper presents the simulation that was carried out only for 3700 rpm and engine load as the pressure (0.4 MPa) in the inlet system. The pressure time courses in the diagrams were given as absolute pressure.

Figure 6 shows the pressure time course in the regulator. As soon as the solenoid valve opened, it was noted that the pressure increased linearly. The pressure time course at the inlet of the first-degree regulator was marked in blue. As soon as the pressure became stabilized in the system, the pressure before the regulator remained constant at 1 MPa. The pressure in the chamber regulator was marked in red. The first-degree regulator maintained the pressure constant at 0.6 MPa. The

Na rys. 5 przedstawiony został podmodel układu wtryskiwacza paliwa. Obejmują on układ cewki elektromagnetycznej oraz króćce wejściowy i wyjściowy. Układ DeltaPMeas2 służy do pomiaru masy czynnika przepływającej przez wtryskiwacz. Wejście sygnału sterującego pracą wtryskiwacza realizowane jest przez port „BooleanInPort1”.

6. Analiza wyników badań

Na poniższych rysunkach przedstawiono wyniki badań modelowych przepływu paliwa gazowego przez elementy układu paliwowego silnika. Przedstawiono badania wykonane tylko dla prędkości obrotowej silnika 3700 obr/min i obciążenia silnika wyrażonego jako ciśnienie w układzie dolotowym równym 0,4 MPa. Przewiedzione na wykresach przebiegi ciśnień podane są jako wartości ciśnienia bezwzględnego.

Rysunek 6 przedstawia przebieg ciśnienia w regulatorze. W momencie otwarcia elektrozaworu widoczne jest liniowe narastanie ciśnienia, kolorem niebieskim oznaczony jest przebieg ciśnienia na wejściu do regulatora pierwszego stopnia. Po ustabilizowaniu się ciśnienia w układzie, ciśnienie przed regulatorem utrzymuje się na stałym poziomie i wynosi 1 MPa. Kolorem czerwonym oznaczone jest ciśnienie panujące w komorze regulatora. Wartość tego ciśnienia

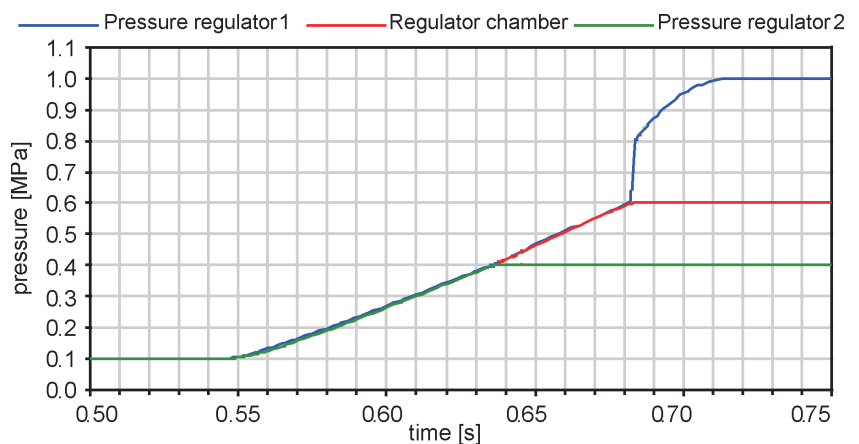


Fig. 6. Pressure course in the regulator
Rys. 6. Przebieg ciśnienia w regulatorze

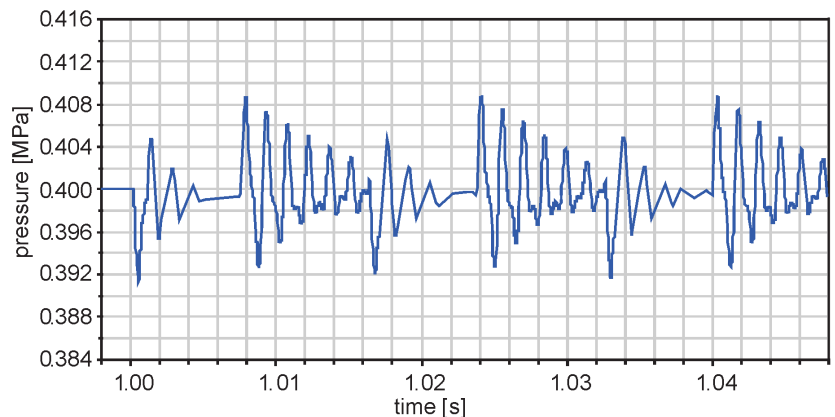


Fig. 7. Pressure course in the fuel rail
Rys. 7. Przebieg ciśnienia w szynie paliwowej

second-degree regulator maintained the pressure at 0.4 MPa. This pressure was necessary to make the mass flow rate of the injectors correct, and its value was marked green. The pressure became stabilized completely after 160 ms.

The fuel injectors opened after 0.5 seconds, the moment the solenoid valves at the hydrogen cylinder and in the pressure regulator opened. This time was needed to generate the adequate pressure in the fuel rail. Figure 7 shows the time course of the pressure in the fuel rail at the start of the injectors. The peak pressure pulsations that resulted from

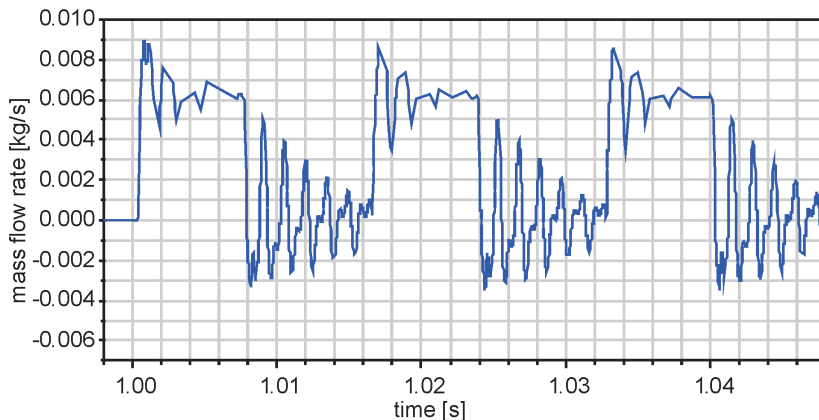


Fig. 8. Mass flow rate in the fuel rail
Rys. 8. Wydatek masowy w listwie paliwowej

the operation of the injectors were 0.016 MPa as soon as the injectors closed, and terminated within about 8 ms.

The gaseous fuel mass flow rate in the rail is shown in Fig. 8. To obtain the expected mass flow of the hydrogen fuel through the fuel rail, the inlet connector pipe was 12 mm and the outlet connector pipes were 6 mm in diameter. Consequently, the injector mass flow reached 0.0065 kg/s the moment it became stabilized. As soon as the fuel injectors closed, there were return flows in the rail due to, e.g. the rapid closing of the injectors and a large fuel flow mass. The flow time course after the injectors closed was identical to the pressure wave in the fuel rail as soon as the injector closed with respect to both the amplitude change and time (frequency), as shown in Fig. 7. The return flow maximum value was 0.003 kg/s.

Figure 9 shows the pressure time course in the injector outlet connector pipe for three consecutive working cycles of the hydrogen injector.

When the injector was closed the outlet connector pipe pressure was the same as the outlet system pressure and equaled 0.04 MPa. The opening of the injector made the pressure increase smoothly to reach the peak value of 0.127 MPa. The peak pressure was when the injector began to close. After 4 ms from the moment the injector closed, the pressure in the outlet

utrzymuje regulator pierwszego stopnia na stałym poziomie 0,6 MPa. Regulator drugiego stopnia utrzymuje ciśnienie 0,4 MPa, które jest wymagane do zapewnienia prawidłowego wydatku wtryskiwaczy. Wartość tego ciśnienia oznaczona jest kolorem zielonym. Pełna stabilizacja ciśnienia uzyskiwana jest po 160 ms.

Wtryskiwacze paliwowe uruchamiane są 0,5 s po otwarciu elektrozaworów przy butli oraz w regulatorze ciśnienia. Czas ten potrzebny jest na wytworzenie odpowiedniego ciśnienia w szynie paliwowej. Na rys. 7 przedstawiony jest przebieg ciśnienia w szynie paliwowej w momencie uruchomienia wtryskiwaczy. Powstałe w wyniku pracy wtryskiwaczy maksymalne pulsacje ciśnienia wynoszą 0,016 MPa w momencie zamknięcia wtryskiwaczy i wygasają w okresie około 8 ms.

Wydatek masowy paliwa gazowego w szynie paliwowej przedstawiony jest na rysunku 8. Aby zapewnić zakładany wydatek przepływu paliwa wodorowego przez szynę paliwową założono średnicę w króćcu dolotowym 12 mm, natomiast króćce wylotowe mają średnicę 6 mm. Umożliwiło to w momencie ustabilizowania się masowego natężenia przepływu wtryskiwaczy uzyskać wartość równą 0,0065 kg/s. Po zamknięciu wtryskiwaczy w szynie paliwowej występują przepływy zwrotne wynikające między innymi z szybkiego zamykania się wtryskiwaczy oraz dużej masy wypływającego paliwa. Przebieg fal przepływów po zamknięciu wtryskiwaczy jest zgodny zarówno w zmianie amplitudy jak i okresie (częstotliwości) z falą ciśnienia w szynie paliwowej po zamknięciu wtryskiwacza (rys. 7). Maksymalna wartość przepływu zwrotnego wynosi 0,003 kg/s.

Na rys. 9 przedstawiony został przebieg ciśnienia w króćcu wylotowym wtryskiwacza dla trzech kolejnych cykli pracy wtryskiwacza wodoru.

W czasie kiedy wtryskiwacz jest zamknięty ciśnienie w króćcu wylotowym równe jest ciśnieniu w układzie do-

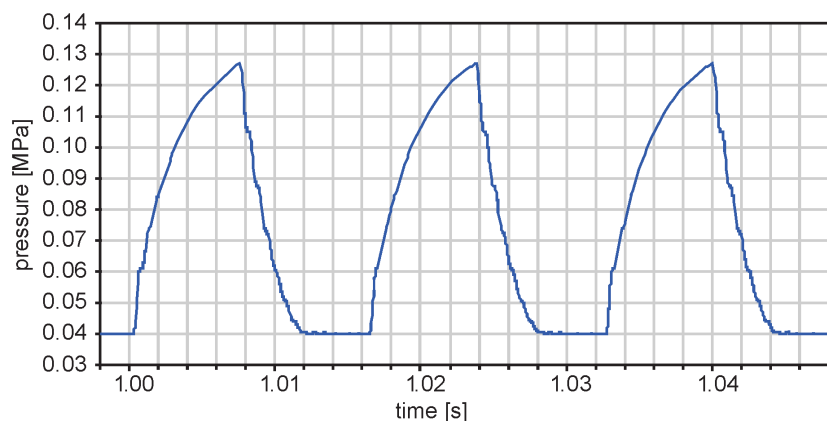


Fig. 9. Pressure course at the injector outlet
Rys. 9. Przebieg ciśnienia na wyjściu z wtryskiwacza

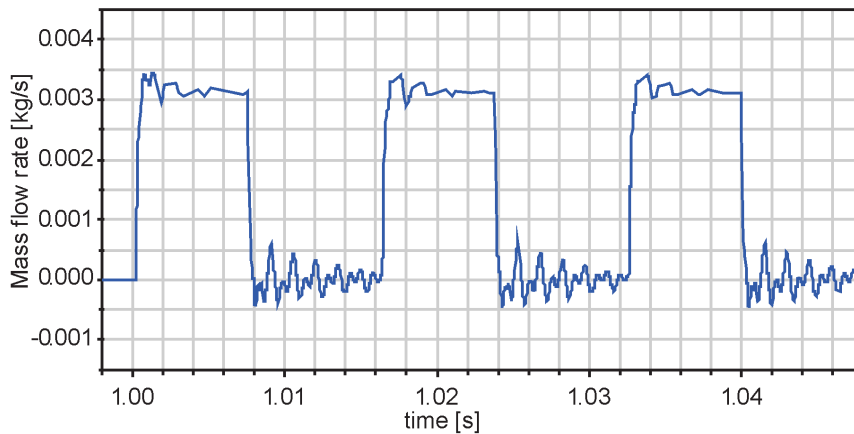


Fig. 10. Mass flow rate in the injector
Rys. 10. Wydatek masowy wtryskiwacza

connector pipe was decreasing to reach 0.04 MPa. There were no sudden pressure jumps which could interfere with the flow.

The mass flow rate of the fuel flowing out of one injector is shown in Fig. 10. The three successive injector openings were demonstrated. The moment the injector closed completely, there were slight return flows. Their peak value was 0.0005 kg/s. The fading flow waves were noted in the outlet runner after the injector closed just as it was in the case of the flow inside the injector rail.

The peak mean injector mass flow rate was 0.00325 kg/s. The complete injector opening and closing were within less than 1 ms.

Another important part of the fuel system was the flexible pipe connecting the injector to the inlet manifold. The time course of hydrogen fuel mass flow through this flexible pipe is

lotowym i wynosi 0,04 MPa. Otwarcie wtryskiwacza powoduje płynne narastanie ciśnienia do maksymalnej wartości 0,127 MPa. Maksymalna wartość ciśnienia występuje w momencie kiedy wtryskiwacz zaczyna się zamykać. Po upływie 4 ms od zamknięcia wtryskiwacza ciśnienie w króćcu wylotowym zmniejsza się do wartości 0,04 MPa. Nie występują gwałtowne skoki ciśnienia, które mogłyby zaburzać przepływ.

Wydatek masowy paliwa wpływającego z jednego wtryskiwacza przedstawiony jest na rys. 10. Przedstawiono trzy kolejne otwarcia wtryskiwacza. W momencie całkowitego zamknięcia wtryskiwacza następują niewielkie przepływy zwrotne, których maksymalna wartość wynosi 0,0005 kg/s. Podobnie jak w przypadku przepływu wewnątrz szyny wtryskowej tak i w przewodzie wylotowym

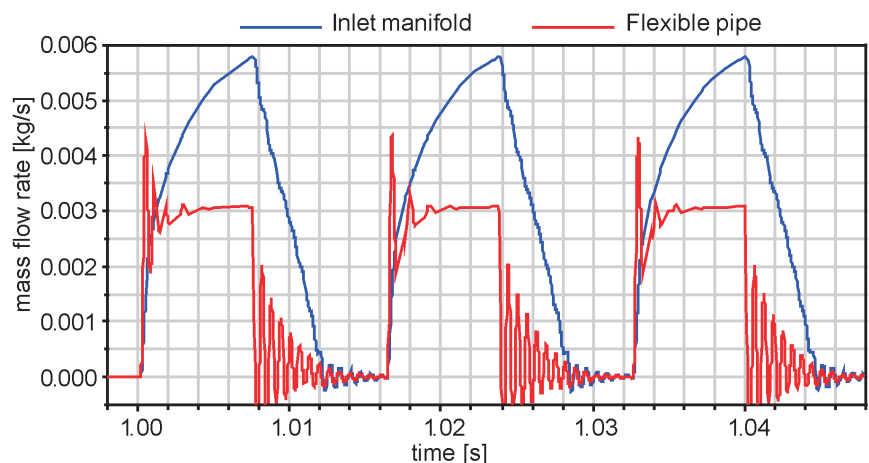


Fig. 11. Course of mass flow rate in the inlet system
Rys. 11. Przebieg wydatku masowego w układzie dolotowym

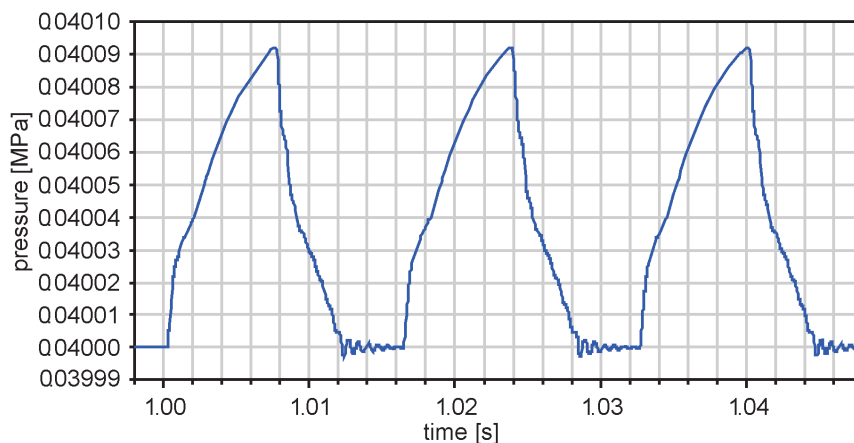


Fig. 12. Pressure in the inlet system
Rys. 12. Przebieg ciśnienia w układzie dolotowym

widoczne są gasnące fale przepływowe po zamknięciu wtryskiwacza.

Maksymalny średni wydatek wtryskiwacza wynosi 0,00325 kg/s. Pełne otwarcie i zamknięcie wtryskiwacza następuje w czasie poniżej 1 ms.

Kolejnym ważnym elementem układu paliwowego jest przewód elastyczny łączący wtryskiwacz z układem dolotowym silnika. Na rys. 11 kolorem czerwonym oznaczono przepływ paliwa wodorowego przez przewód elastyczny. Zauważalne są znaczne zmiany w przepływie paliwa spowodowane między innymi wymiarami przewodu elastycznego oraz

marked in red in Fig. 11. Numerous significant changes in the fuel flow were noted, due to, e.g. the size of the flexible pipe and its roughness. The change in the fuel mass flow in the inlet system was marked in blue in Fig. 11. The moment the injector closed, the fuel flow reached its peak value of 0.00575 kg/s. After about 4.5 ms, the fuel flow in the flexible pipe reached its minimum value. The pressure in the inlet system (Fig. 12) changed slightly and reached its peak value of 0.040092 MPa.

7. Conclusions

The simulations of the hydrogen-fuelled Wankel engine made possible to verify the initial assumptions concerning the design of the reducer and injector. It has helped understand the phenomena that occur in the various parts of the injection system. The analysis covered the pressure time courses in the fuel rail and pipes that connected the injector and the inlet system. The peak pressure pulsations in the fuel rail that resulted from the injectors' operation were 0.016 MPa the moment the injectors closed. Also, there were noted the significant changes in the fuel flow inside the pipe connecting the injector and the intake manifold. Their maximal values were 0.002 kg/s. The peak mean injector mass flow rate was 0.00325 kg/s.

chropowatością przewodu. Kolorem niebieskim na rys. 11 przedstawiona jest zmiana przepływu paliwa w układzie dolotowym. W momencie zamknięcia wtryskiwacza przepływ paliwa osiąga maksymalną wartość 0,00575 kg/s. Po upływie ok. 4,5 ms przepływ paliwa w przewodzie elastycznym osiąga wartość minimalną. Ciśnienie w układzie dolotowym (rys. 12) zmienia się nieznacznie osiągając maksymalną wartość 0,040092 MPa.

7. Podsumowanie

Przeprowadzone badania modelowe układu zasilania wodorem silnika Wankla umożliwiły weryfikację wstępnych założeń konstrukcyjnych reduktora oraz wtryskiwaczy. Uzyskano wiedzę na temat zjawisk zachodzących w poszczególnych elementach układu wtryskowego. Analizowano przebiegi ciśnienia w szynie paliwowej oraz w przewodach łączących wtryskiwacz z szyną paliwową i układem dolotowym. Powstałe w wyniku pracy wtryskiwaczy maksymalne pulsacje ciśnienia w szynie paliwowej wynoszą 0,016 MPa w momencie zamknięcia wtryskiwaczy. Zauważono także znaczne zmiany w przepływie paliwa w przewodzie łączącym wtryskiwacz z kolektorem dolotowym wynoszące maksymalnie 0,002 kg/s. Uzyskano maksymalny średni wydatek wtryskiwacza 0,00325 kg/s.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Das L. M.: Hydrogen engines: a view of the past and a look into the future. Int. J. of Hydrogen Energy, 1990.
- [2] Fulton J., Lynch F., Marmaro R.: Hydrogen for Reducing Emissions from Alternative Fuel Vehicles. SAE Paper 931813.
- [3] Karim G.A.: Hydrogen as a spark ignition engine fuel. Inf. J. of Hydrogen Energy, 2003.
- [4] Kukkonen C., Shelef M.: Hydrogen as an Alternative Automotive Fuel. SAE Paper 940766.
- [5] Merkisz J., Pielecha I.: Alternatywne napędy pojazdów. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006.
- [6] Morimoto K., Teramoto T., Takamori Y.: Combustion Characteristics in Hydrogen Fueled Rotary Engine. SAE Paper 920302.
- [7] Surygała J.: Wodór jako paliwo. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2008.
- [8] White C.M., Steeper R.R., Lutz A.E.: The hydrogen – fueled internal combustion engine: a technical review. Inf. J. of Hydrogen Energy, 2006.

Prof. Mirosław Wendeker, DSc., DEng. – Professor, Head of the Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aviation Propulsion Systems, Lublin University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – kierownik Katedry Termodynamiki i Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych Politechniki Lubelskiej.

e-mail: m.wendeker@pollub.pl



Mr. Jacek Czarnigowski, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.

Dr inż. Jacek Czarnigowski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: j.czarnigowski@pollub.pl



Mr. Piotr Jakliński, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.

Dr inż. Piotr Jakliński – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: p.jaklinski@pollub.pl



Mr. Łukasz Grabowski, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.

Dr inż. Łukasz Grabowski – doktor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: grabowski@pollub.pl

