Mirosław WENDEKER
Piotr JAKLIŃSKI
Łukasz GRABOWSKI
Konrad PIETRYKOWSKI
Jacek CZARNIGOWSKI
Jacek HUNICZ

PTNSS-2007-SS4-223

Model klapowego wtryskiwacza gazu CNG do silników spalinowych

W artykule opisano model wtryskiwacza gazu oparty na metodzie CFD. Do modelowania przyjęto seryjnie produkowany wtryskiwacz gazu stosowany w samochodowych układach wtryskowych. Badania oraz modelowanie wykonano w odniesieniu do zasilania sprężonym gazem ziemnym (CNG). Opisano kolejne etapy tworzenia modelu: opracowanie modelu geometrycznego w programie CAD, opracowanie modelu numerycznego w programie STAR-CD, opracowanie warunków brzegowych i początkowych oraz kalibrację modelu. Przedstawiono przykładowe przebiegi ciśnienia i prędkości przepływu gazu otrzymane z obliczeń numerycznych.

Słowa kluczowe: *modelowanie CFD, wtryskiwacz gazu, CNG, kalibracja*

Model of CNG flap valve injector for internal combustion engines

The aim of this work is to present the process of designing a gas injector model for numerical calculations using the CFD method. During the modeling process a mass-produced injector was adopted. Moreover, the experiments and the modeling processes were done using compressed natural gas CNG supply system. The successive stages of designing the model were described: designing a geometrical model in CAD and numerical model in STAR-CD, determining initial and boundary conditions as well as model calibration. This paper also provides examples of time-course of pressure and velocity of gas flow values obtained from the numerical calculations.

Keywords: *CFD modeling, gas injector, CNG, calibration*

1. Wprowadzenie

W przemyśle motoryzacyjnym zauważa się tendencję do poszukiwania nowych źródeł napędu. W Europie najbardziej rozpowszechnionymi paliwami alternatywnymi stosowanymi do zasilania silników o zapłonie iskrowym są paliwa gazowe LPG oraz CNG. Aktualnie w większości układy zasilania gazem oparte są na wtrysku odparowanego LPG do kolektora dolotowego (tzw. układy IV generacji). Powstały przepisy określające ograniczenia emisji składników toksycznych spalin w pojazdach zasilanych dwupaliwowo. Zgodnie z wymaganiami Regulaminu Nr 115 EKG ONZ każdy dodatkowy układ zasilania musi przejść odpowiednie badania homologacyjne w akredytowanym laboratorium emisji spalin.

Układ taki musi spełnić wymagania związane z bezpieczeństwem użytkowania (bezpieczeństwo elektryczne, odporność na zakłócenia elektromagnetyczne, wykrywanie nieszczelności w instalacji). Drugim istotnym wymogiem jest ograniczenie emisji spalin. Pojazd zasilany gazem musi spełniać takie same wymagania ekologiczne, jakie są stawiane w odniesieniu do układu zasilanego benzyną (odpowiedni Euro III lub Euro IV) przy różnicy mocy nie większej niż 5%.

Spełnienie wymagań określonych w wymienionym regulaminie jest możliwe jedynie przez precyzyjne dawkowanie paliwa do silnika. Wiąże się to z dwoma istotnymi aspektami. Pierwszy dotyczy zastosowania odpowiednich

1. Introduction

A new trend is seen in the automotive market- searching for new sources of power. In Europe, alternative fuels LPG and CNG are commonly used in spark ignition engines. Currently, in most cases, LPG supply systems are based on vaporized LPG injection into the inlet manifold (the so-called fourth generation system). New regulations were adopted which introduce limitations on exhaust emission in dual-fuel vehicles. In accordance with the regulation standards Nr 115 EEG ONZ, every additional supply system must undergo appropriate certification tests in accredited laboratories of exhaust gas emission.

Such a system must satisfy the requirements connected with safety of service (electrical safety, resistance to electromagnetic interference, detecting leak in the installation). The second significant condition is the limitation on exhaust emission. LPG supplied vehicle must satisfy the same ecological requirements as fuel supplied systems (Euro III or Euro IV) with 5% of discrepancy in the power rating.

The realization of the above mentioned requirements is likely to be done by precise fuel dosage into the engine. However, it involves two essential aspects. The former one concerns the use of appropriate algorithms and calibration procedures and hence the system must ensure necessary composition of air-fuel mixture in the whole engine work [1]. The latter one is the use of a proper actuator – gas injector which can guarantee precise and repeatable fuel dosage. Besides

algorytmów oraz procedur kalibracyjnych, tak aby system zapewniał żądany skład mieszanki paliwowo-powietrznej w całym zakresie pracy silnika [1]. Drugim jest zastosowanie odpowiedniego elementu wykonawczego – wtryskiwacza gazu, który zapewni precyzyjne i powtarzalne podawanie paliwa. Poza tym, wtryskiwacz powinien charakteryzować się liniową zależnością wydatku w funkcji czasu otwarcia.

Uzyskanie właściwych parametrów wtryskiwacza jest możliwe dzięki przeprowadzeniu optymalizacji jego konstrukcji. Wymaga to jednak wnikliwej analizy zjawisk zachodzących w jego wnętrzu. Tego typu badania można przeprowadzić na drodze eksperymentu, polegającego na pomiarze ciśnienia wewnątrz wtryskiwacza, na wyjściu z wtryskiwacza oraz pomiarze masowego natężenia przepływu. Jednak wprowadzenie elementów pomiarowych do wnętrza wtryskiwacza powoduje zaburzenie przepływu, a przez to zmianę badanego obiektu. Może to doprowadzić do zafałszowania wyników pomiarów i skutkować niewłaściwymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi.

Alternatywą tego typu pomiarów jest metoda obliczeniowa oparta na numerycznej mechanice płynów CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Metoda ta umożliwia analizę zjawisk bezpośrednio wewnątrz modelu wtryskiwacza bez ingerencji w badany obiekt i stosowania dodatkowych elementów pomiarowych. Możliwe jest także sprawdzenie wpływu zmian konstrukcyjnych na pracę wtryskiwacza bez konieczności budowy prototypu. Jednak do prawidłowego opracowania modelu konieczne jest właściwe ustalenie warunków brzegowych oraz początkowych. W przeciwnym razie model nie będzie odwzorowywał rzeczywistości.

2. Modelowanie CFD przepływu przez wtryskiwacz

Modelowanie CFD opiera się na rozwiązywaniu równań różniczkowych zachowania masy, pędu i energii w elementach siatki geometrycznej opisującej obszar [2]. Rozwiązanie tych równań wymaga wprowadzenia odpowiednich warunków brzegowych oraz początkowych. Ma to bezpośredni wpływ na otrzymane wyniki. Przygotowanie modelu wymaga zastosowania odpowiedniej liczby komórek w analizowanej objętości (dyskretyzacja) ze względu na czas oraz dokładność obliczeń. Prawidłowe przygotowanie modelu umożliwia uzyskanie bardzo dokładnych wyników.

Modelowanie jest powszechnie stosowane w badaniach zjawisk przepływowych zachodzących wewnątrz wtryskiwacza. Przykładem może być praca [3], gdzie przedstawiono wyniki badań stanowiskowych oraz modelowych procesu wtrysku benzyny oraz metanu. Badano zasięg oraz prędkość strugi w zależności od kształtu i średnicy dyszy wtryskowej. Zastosowano dyszę z jednym otworem cylindrycznym, jednym otworem stożkowym oraz z dwoma otworami. Wyniki badań przedstawiono na rys. 1. Można zauważyć, że wyniki otrzymane na drodze obliczeń pokrywają się z badaniami eksperymentalnymi.

Zagadnienia związane z przepływem gazu przez wtryskiwacz przedstawiono w pracy [4]. Autorzy, korzystając z technik symulacyjnych CFD, analizowali zjawiska przepły-

that, injector should be characterized by linear dependency of capacity in the opening time function.

The accurate injector parameters are possible to obtain by optimization of its design. Nevertheless, it requires careful analysis of processes occurring inside. The examinations of such a type can be carried out in experiments which consist in pressure measurement inside the injector, at the injector outlet and mass flow rate. It can be observed that inserting the measuring elements inside the injector causes disturbance of flow and as a consequence the examined object undergoes changes. Such situation can lead to false measuring results and it may cause improper design solutions.

The alternative for such a type of measurement is computational method based on Computational Fluid Dynamics CFD. This technique allows an analysis of the processes directly inside the injector without any interference into the examined object and the use of additional measuring elements. It is also possible to check the influence of the changes in design on the injector work without the necessity to build a prototype. However, it is essential for the correct model design to correctly determine the initial and boundary conditions, otherwise the model may vary from the real one.

2. CFD flow modeling through the injector

CFD modeling is founded on solving differential equations of mass, momentum and energy conservation in elements of geometrical mesh describing the area [2]. The solution of these equations requires introducing appropriate initial and boundary conditions as it has a direct impact on the obtained results. Preparing a model involves the use of a correct number of cells in the analyzed volume (discretization) because of time and accurate calculations.

Modeling is commonly used in research concerning flowing processes taking place inside the injector. The example can be work [3] which presents the results of test bed testing and model testing of fuel and methane injection process. The values examined here are the range and stream velocity depending on the shape and diameter of the injector nozzle. One of the nozzles used here is of a cylindrical hole, the second conical one and the third has two holes. The results are presented in Fig. 1. One can notice that the results obtained during the calculation are in congruence with the experimental research.

The issues connected with the flow through the injector are presented in article [4]. The authors using CFD simulation techniques analyzed the flowing processes inside the injector used in fuel direct injection systems. They studied the formation of the fuel stream for the air passing through the injector, for vaporized fuel and liquid fuel. The authors observed that simulation calculations of such a type are suitable for the analysis of processes occurring inside high-pressure injectors.

Furthermore, articles [5, 6, 7] present the investigation of the injection process based on experiments and numerical calculations. In each case compatibility of results between modeling and experiment was achieved.

wowe zachodzące we wtryskiwaczu stosowanym w układach wtrysku bezpośredniego benzyny. Analizowano formowanie się strugi paliwa dla przepływającego przez wtryskiwacz powietrza, paliwa odparowanego oraz paliwa w postaci ciekłej. W wyniku przeprowadzonych badań autorzy stwierdzili, że obliczenia symulacyjne tego typu są odpowiednie do analizy zjawisk zachodzących wewnątrz wtryskiwacza wysokociśnieniowego.

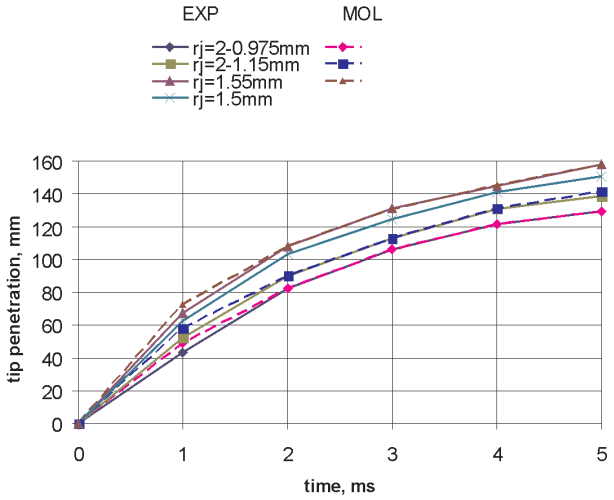
Analizę procesu wtrysku na drodze eksperymentu oraz obliczeń numerycznych przedstawiono także w pracach [5, 6, 7]. W każdym przypadku otrzymywano zgodność wyników modelowania i eksperymentu.

W pracy [8] przedstawiono wyniki otrzymane podczas badań symulacyjnych zespołu wtryskowego gazu. Zespół wtryskowy składa się z czterech sekcji wtryskowych, w których elementami wykonawczymi są po dwa zawory klapowe na sekcję. Analizowano zmiany ciśnienia oraz prędkości w charakterystycznych punktach wybranej sekcji wtryskowej (w najmniejszym przekroju pod zaworem klapowym o średnicy 1,9 mm). Wykazano, że mały wznios zaworu nie tylko powoduje gwałtowny przyrost prędkości przepływu gazu, ale także znaczny spadek ciśnienia. Oznacza to bardzo duże tłumienie przepływu gazu w tym obszarze (rys. 2 i 3, obszar A).

Na podstawie analizy przepływu gazu określono, że w wyniku bardzo dużych przewężeń największy spadek ciśnienia występuje w okolicy zaworu klapowego, co skutkuje zwiększeniem prędkości przepływu gazu w obszarze A. Należy zwrócić szczególną uwagę na konstrukcję tego miejsca, gdyż prędkość może osiągnąć tu wartość przepływu krytycznego, uniemożliwiając uzyskiwanie większych wydatków. Taka konstrukcja wtryskiwacza wyklucza regulację wydatku poprzez (często stosowane) dodatkowe przewężenia na drodze przepływu gazu do kolektora dolotowego, gdyż obszarem tłumiącym przepływ jest szczelina pod zaworem.

Z przeglądu powyższej literatury wynika, że zastosowanie techniki CFD ułatwia weryfikację konstrukcji wtryskiwacza.

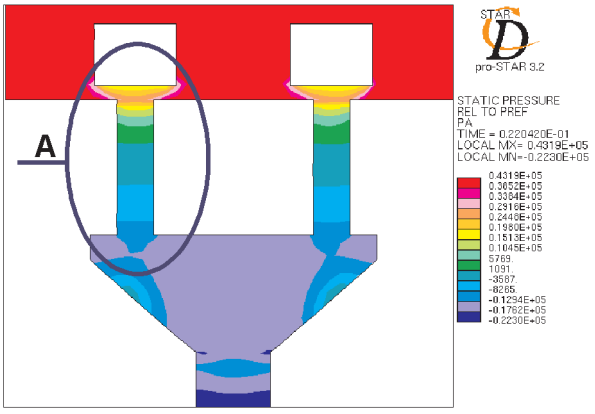
In work [8] the results are presented which were obtained during a simulation research of fuel injection unit. This unit consists of four injection sections, in which the executive elements are two flap valves per section. Additionally, the pressure and velocity changes underwent observations in characteristic points of a selected injection section (in the smallest section under a flap valve with the diameter of 1.9 mm). The conclusion that follows is that low valve lift not only brings sudden increase of gas flow velocity but also significant pressure drop. As a consequence, great drop in gas flow appears in this area (Fig. 2 and 3, area A).



Rys. 1. Porównanie wyników eksperymentalnych oraz modelowych zasięgu strugi paliwa [3]: linia ciągła – pomiary, linia przerywana – model

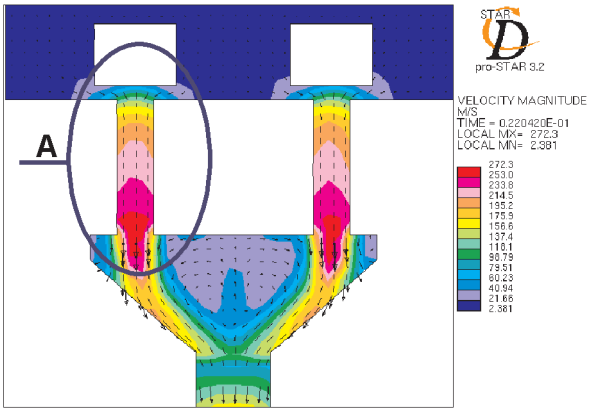
Fig. 1. Comparison of experimental and model results of fuel stream range [3]: continuous line – measurement, broken line – model

The examination of gas flow leads to the conclusion that large narrowings result in the bigger pressure drop occurring in the area of a flap valve and it causes the increase of gas flow velocity in the area A. The structure of this place should be taken into consideration for the reason that the velocity may reach here the value of critical flow, preventing from achieving higher capacities. Such structure of the injector



Rys. 2. Rozkład ciśnienia statycznego w sekcji wtryskowej [8]

Fig. 2. Static pressure distribution in the injection section [8]



Rys. 3. Rozkład prędkości i kierunków przepływu gazu w szynie paliwowej [8]

Fig. 3. Flow and velocity distribution in a fuel rail [8]

W celu zbadania wpływu elementów konstrukcyjnych wtryskiwacza na zjawiska zachodzące w jego wnętrzu zdecydowano się na badania innego wtryskiwacza z pojedynczym elementem wykonawczym (zaworem klapowym) o dużo większym polu przekroju i wzniosie klapy zaworu.

3. Obiekt badań

Obiektem badań jest seryjny wtryskiwacz klapowy przeznaczony do układów wtrysku (rys. 4). Cechą charakterystyczną tej konstrukcji jest zastosowanie zaworu klapowego podnoszonego przez cewkę elektromagnetyczną i zamykanego przez sprężynę (rys. 5). Do powierzchni zaworu przymocowany jest element gumowy stanowiący uszczelnienie. Regulacja wydatku wtryskiwacza jest realizowana przez zmianę średnicy dyszy wtryskowej. Polega to na dobraniu dyszy o żądanej średnicy w zależności od silnika. Producent oferuje na swojej stronie internetowej [11] oprogramowanie umożliwiające obliczenie średnicy dyszy wtryskowej. Wtryskiwacze mogą być montowane pojedynczo lub w grupach. Łączenie wtryskiwaczy jest możliwe za pomocą specjalnych śrub [11].

Rys. 4. Wtryskiwacz klapowy

Fig. 4. Flap valve injector

4. Badania identyfikacyjne stanowiskowe

Istotne jest, aby podczas przygotowania modelu właściwie zostały określone warunki początkowe i brzegowe. W celu określenia warunków brzegowych oraz pozyskania danych do kalibracji modelu przeprowadzono identyfikację czynną [9]. Badania wtryskiwacza gazowego przeprowadzono na hamowni silnikowej Politechniki Lubelskiej.

W pierwszym etapie zbadano proces otwierania i zamykania się zawory klapowego podczas pracy wtryskiwacza. Przebieg czasowy wzniosu zaworu klapowego określono za pomocą światłowodowego, refleksyjnego układu pomiarowego. W korpusie wtryskiwacza umieszczono zakończenia

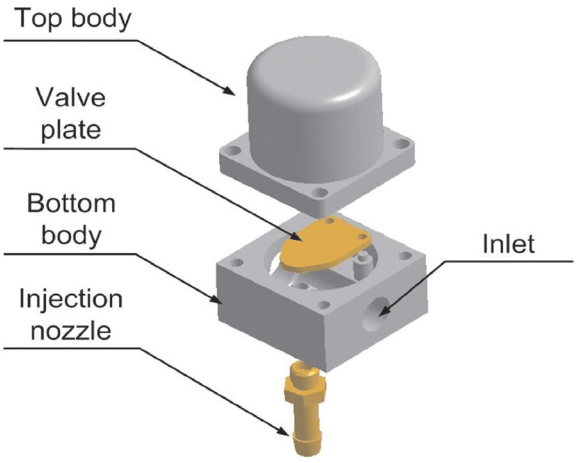
eliminates capacity regulation by (commonly applied) additional narrowings on the way of the gas flow into the inlet manifold since a slit under the valve is a damping area of the flow.

The review of the above scientific literature leads us to a conclusion that applying CFD method allows a verification of the design of an injector.

In order to find out about the influence of structural elements on the processes occurring inside the injector, an examination was carried out of another injector consisting of a single actuating element (flap valve) with a bigger area of section and flap lift.

3. Research object

The object of this study is mass-produced injector applied in gas injection systems (Fig. 4). The distinctive feature of this structure is the use of a flap valve lifted by electromagnetic coil and closed by a spring (Fig. 5). The rubber element is attached to the top body of a valve which has a sealing function. The capacity regulation of the injector is realized by the change of an injection nozzle diameter. The process involves selecting a nozzle with a required diameter depending on the engine type. The producer offers a calculation program on the website [11] which enables to calculate the diameter of the injection nozzle. Injectors may be mounted individually or in unit and joining the injectors is possible with the use of special screws.



Rys. 5. Elementy składowe wtryskiwacza

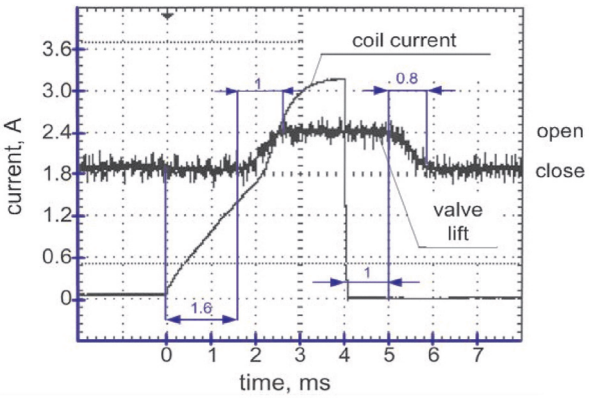
Fig. 5. Injector components

4. Test stand identification research

It is vital to determine proper initial and boundary conditions during the process of preparing the model. Therefore, active identification [9] was established which allows the determining of the boundary conditions and data used in the calibration of the model. The tests of a gas injector were conducted in a test bed at Lublin University of Technology.

The initial stage in this research concerned the examination of opening and closing process of a flap valve during the operation of the injector. Time course of the flap valve lift

dwóch światłowodów. Za pomocą jednego z nich wprowadzono wiązkę światła białego. Światło odbite od płytki wtryskiwacza poprzez drugi ze światłowodów transmitowano do fotodetektora. Wtryskiwacz gazu znajdował się na stanowisku probierczym, na którym jako czynnik roboczy wykorzystano sprężone powietrze o ciśnieniu bezwzględnym 200 kPa. Wynik eksperymentu przedstawia rys. 6. Po przyłożeniu napięcia do cewki wtryskiwacza po około 1,6 ms widoczne jest rozpoczęcie otwierania się klapy zaworu, natomiast pełne otwarcie następuje po 2,6 ms. Po odjęciu napięcia zawór pozostaje całkowicie otwarty jeszcze przez około 1,0 ms, a następnie zamyka się około 0,8 ms.



Rys. 6. Przebieg czasowy wzniosu płytki zaworu oraz prądu

Fig. 6. Time course of valve plate lift and current

Drugi etap badań identyfikacyjnych przeprowadzono na stanowisku hamownianym. Szczegółowy opis stanowiska znajduje się w pracy [10].

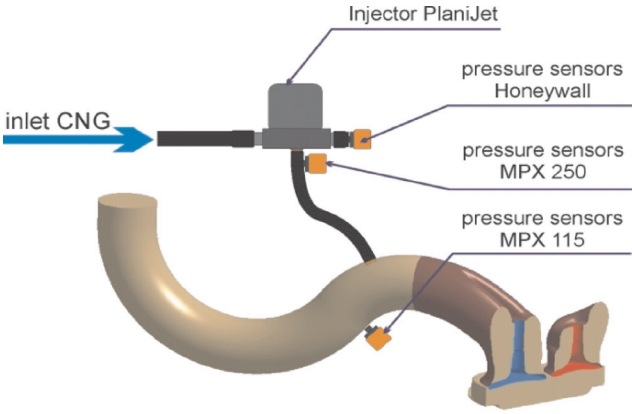
Zdecydowano się na zbadanie tego wtryskiwacza przy zasilaniu gazem CNG pod większym ciśnieniem. Nadciśnienie gazu względem kolektora dolotowego wynosiło 200 kPa. Badania przeprowadzono w wybranym punkcie pracy silnika określonym przez prędkość obrotową równą 2900 obr/min oraz obciążenie wyrażone przez ciśnienie w kolektorze dolotowym równe 65 kPa. Podczas eksperymentu zarejestrowano ciśnienie wewnątrz wtryskiwacza, na wyjściu z wtryskiwacza (za dyszą wtryskową) oraz w kolektorze dolotowym (rys. 7). Częstotliwość próbkowania podczas pomiarów wynosiła 35 kHz. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe dane stosowanych czujników ciśnienia.

Badania przeprowadzono dla współczynnika nadmiaru powietrza λ = 1,0. Czas wtrysku wynosił 9,09 ms. Badania wykonano w stanie ustalonym, rejestrując 100 kolejnych cykli pracy silnika, a następnie uśredniając przebiegi ciśnień w celu wyeliminowania szumu pomiarowego oraz niepowtarzalności pracy wtryskiwacza. Rysunek 8 przestawia przebieg ciśnienia wewnątrz wtryskiwacza, na wyjściu z wtryskiwacza oraz w przewodzie dolotowym. Linia zielona pokazuje przebieg ciśnienia wewnątrz wtryskiwacza. Charakterystyczne cztery zmiany ciśnienia są wynikiem zestawienia czterech wtryskiwaczy (połączonych szeregowo) w sekcję wtryskową. Ponieważ ciśnienie to zmienia się o 35 kPa (250–285 kPa), nie można pominąć tego podczas

was determined with the use of a fiber-optic, reflective measuring system. The endings of two fiber-optic cables were located in the body of the valve. Then, the white light beam was introduced with the use of one of the fiber-optic cables. The light reflected from the injector plate was transmitted through the second fiber-optic cable to a photodetector. Gas injector was placed on a test stand and the working medium was compressed air with the value of absolute pressure that equaled to 200 kPa. The experiment results are presented in Fig. 6. One can observe that after supplying electric current to the injector coil after 1.6 ms the flap starts to open, whereas full opening appears after 2.6 ms. After eliminating the electric current the valve stays open widely for about 1.0 ms. and then it closes for about 0.8 ms.

The second stage of the research was carried out on the engine test bed. The detailed description of this stand is presented in work [10].

The authors decided to test this injector in CNG fueling system with a higher pressure. Gas overpressure in relation to inlet manifold was 200 kPa. The examination was performed in a selected point of engine work determined by the engine speed of 2900 RPM and load of 65 kPa represented by pressure in the inlet manifold. During the experiment, the pressure was registered inside the injector, at the injector outlet (behind the injection nozzle) and inside the inlet manifold (Fig. 7). The frequency of measurement during the test was 35 kHz. Table 1 presents basic information about the applied pressure sensors.



Rys. 7. Schemat układu pomiarowego

Fig. 7. Diagram of measuring system

Tabela 1. Czujniki pomiarowe

Table 1. Measuring sensors

Czujnik pomiarowy/ *Measuring senor*	Zakres pomiarowy/ *Measure range*	Dokładność/ *Accuracy*
Honeywall serii Eclipse	100–1100 kPa	± 3%
Motorola serii MPX 250	0,2–250 kPa	± 1,5%
Motorola serii MPX 115	0,2–115 kPa	± 1,5%

The tests were carried out for excess-air coefficient λ = 1.0. The injection time was 9.09 ms. The examination was in a steady-state condition, 100 subsequent cycles of

ustalania warunków brzegowych i założyć stałości ciśnienia na wlocie do wtryskiwacza. Dlatego jako warunki brzegowe do modelu przyjęto wyniki badań stanowiskowych.

Linia niebieska przedstawia przebieg ciśnienia w przewodzie dolotowym. W pierwszych 5 ms można zauważyć spadek ciśnienia o około 15 kPa wynikający z początku procesu napełniania w tym cylindrze. Podobny spadek ciśnienia, ale o mniejszym gradiencie zmian widoczny jest w okolicach 35 ms i odpowiada rozpoczęciu procesu napełniania sąsiedniego cylindra. Analogicznie jak w przypadku ciśnienia na wejściu do wtryskiwacza, w obliczeniach numerycznych uwzględniono opisane zmiany ciśnienia, przyjmując wyniki badań stanowiskowych jako warunek brzegowy założony na końcu przewodu wtryskowego.

Linia czerwona przedstawia ciśnienie gazu zmierzone na przewodzie wtryskowym ok. 15 mm za dyszą wtryskową. Jest ono wynikiem zarówno oddziaływania ciśnienia zasilającego wtryskiwacz, ciśnienia panującego w kolektorze dolotowym, jak również geometrii układu wtryskowego (wtryskiwacza i przewodu wtryskowego). Zadaniem kalibracji modelu jest takie dopasowanie jego parametrów, aby w punkcie pomiarowym uzyskać identyczny przebieg ciśnienia.

Sygnał sterowania wtryskiwaczem rozpoczyna się w 0 ms przedstawionego przebiegu. Wzrost ciśnienia w punkcie pomiarowym za wtryskiwaczem (linia czerwona) następuje po około 2,0 ms od momentu włączenia sygnału sterującego, co stanowi czas opóźnienia otwierania się wtryskiwacza (τ_{open}). Charakterystyczne jest również to, że pomimo wyłączenia sygnału sterującego elektrozaworem wtryskiwacza w przewodzie doprowadzającym gaz do kolektora dolotowego utrzymuje się ciśnienie przez około 3,0 ms. Stanowi to czas opóźnienia zamknięcia (τ_{close}). Obie te wielkości zostały uwzględnione w modelu. W porównaniu z badaniami światłowodowymi czasy te zwiększyły się najprawdopodobniej ze względu na wyższe ciśnienie zasilania. Odpowiednio czas opóźnienia otwierania (τ_{open}) wzrósł o 0,4 ms, natomiast czas opóźnienia zamknięcia (τ_{close}) wzrósł o 1,2 ms. Przyjęty przebieg wzniosu klapy zaworu wtryskiwacza przesunięto odpowiednio o (τ_{open}) i (τ_{close}) względem sygnału sterującego.

5. Opracowanie modelu wtryskiwacza

Przygotowanie modelu wtryskiwacza dzieli się na kilka etapów. Pierwszym jest budowa modelu geometrycznego, następnie przeprowadza się dyskretyzację analizowanej objętości przez jej podział na odpowiednią liczbę komórek. Kolejnym krokiem jest założenie warunków brzegowych oraz przeprowadzenie kalibracji modelu w celu uzyskania wymaganego przebiegu ciśnienia na wyjściu z wtryskiwacza.

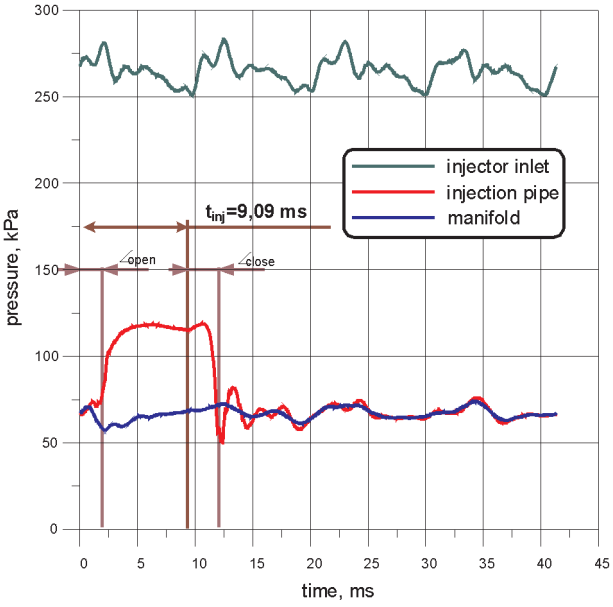
5.1. Model geometryczny oraz numeryczny

Opracowanie geometrii obejmującej wnętrze wtryskiwacza przeprowadzono w programie CAD (rys. 9) na podstawie danych dostarczonych przez producenta oraz pomiarów bezpośrednich. Średnica otworu zasilającego wynosi 8 mm, natomiast dyszy wtryskowej 3 mm. Zdecydowano się na jedno uproszczenie geometryczne. W modelu nie porusza się cała klapa zaworu, lecz jej fragment (płaszczyzna uszczelniająca). Dodatkowo został zamodelowany przewód wtryskowy

engine work were registered and then the average pressure course was calculated in order to eliminate the measuring interference and non-repeatability of the operation of the injector. Figure 8 shows the pressure course inside the injector, at the injector outlet and in the inlet manifold. The green line presents the pressure course inside the injector. Four characteristic changes are the result of connecting four injectors (series connection) in the injection section. Because of the pressure changes of about 35 kPa (250–285 kPa) it is necessary to take it into consideration while determining the boundary conditions and adopt constant pressure at the injector outlet. Therefore, test bed results serve as the boundary conditions for the model.

Blue line represents the pressure course in the inlet manifold. One can notice that in the first 5 ms pressure drops by about 15 kPa which results from the beginning of the induction process in this cylinder. Similar pressure drop but with lower change gradient is visible at 35 ms and it corresponds to the beginning of the induction process in the adjacent cylinder. Analogically, as in the case of pressure at the injector input, described pressure changes were considered in numerical calculations and test bed results were adopted as a boundary condition at the end of the injection pipe.

Red line constitutes gas pressure measured at the injection pipe at about 15 mm farther than the injection nozzle. It is the result of pressure influence supplying an injector, the pressure in the inlet manifold as well as the geometry of the injection system (injector and injection pipe). The aim of the model calibration is determining the parameters in such a way that the identical pressure distribution could be achieved in a test point.



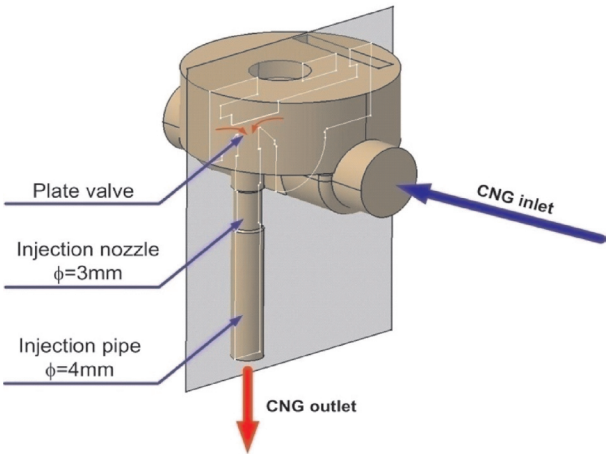
Rys. 8. Przebiegi ciśnień w charakterystycznych punktach układu

Fig. 8. Pressure course in selected points of the system

Injector control signal starts at the value of 0 ms in the presented course. The increase of pressure in a test point farther than the injector (red line) appears after 2.0 ms since the

o średnicy 4 mm i długości 180 mm łączący wtryskiwacz z przewodem dolotowym.

Tak opracowaną geometrię wprowadzono do programu modelowania mechaniki przepływów (CFD) – STAR-CD firmy CD Adapco. Program ten umożliwia obliczenia przepływów płynów ściśliwych zarówno w warunkach ustalonych, jak i nieustalonych.



Rys. 9. Model geometryczny

Fig. 9. Geometrical model

Na podstawie modelu geometrycznego w programie STAR-CD opracowano model numeryczny przez przeprowadzanie dyskretyzacji analizowanej objętości. Efektem dyskretyzacji modelu jest siatka obliczeniowa (rys. 10) zawierająca około 12 000 elementów. Liczba elementów jest kompromisem pomiędzy dokładnością obliczeń a czasem ich trwania. Jednak w rejonach spodziewanych dużych gradientów ciśnień i prędkości siatkę obliczeniową można i należy zagęścić. W opracowanym modelu zagęszczono siatkę w okolicach zaworu klapowego. Jako elementarną komórkę objętości przyjęto powszechnie używaną do obliczeń komórkę tetrahedralną.

5.2. Warunki symulacji

Aby uzyskać wyniki nie tylko w czasie ustalonego przepływu po otwarciu wtryskiwacza ale także w okresach otwierania i zamykania się zaworu klapowego, konieczne jest zastosowanie funkcji transient. Funkcja ta umożliwia uwzględnienie czasu w równaniach różniczkowych zachowania masy i pędu, na których oparte są obliczenia w programie STAR-CD.

Warunki brzegowe do modelu przyjęto z pomiarów stanowiskowych. Dotyczy to temperatury gazu, przebiegu ciśnienia zasilania wtryskiwacza oraz przebiegu ciśnienia na końcu przewodu wtryskowego łączącego wtryskiwacz z kolektorem dolotowym.

W badaniach przyjęto następujące założenia:

a) adiabatyczne ścianki wtryskiwacza i przewodu wtryskowego (brak wymiany ciepła z czynnikiem),
b) gęstość przepływającego gazu zależna jest od ciśnienia i temperatury,
c) przez model przepływa metan o właściwościach:

moment of switching on the control signal which constitutes the injector opening lag (τ_{open}). What is also characteristic is that despite switching off the electrovalve injector control signal in the pipe supplying gas into the inlet manifold, the pressure is still maintained for about 3.0 ms. It determines the closing lag (τ_{close}). Both these values were considered in a model. In comparison to the fiber-optic test, these values of time increased probably because of the higher supply pressure. Relatively, the opening lag (τ_{open}) increased by 0.4 ms, while the closing lag (τ_{close}) increased by 1.2 ms. The established time-course of flap lift was moved respectively by (τ_{open}) and (τ_{close}) relatively to the controlling signal.

5. Designing the injector model

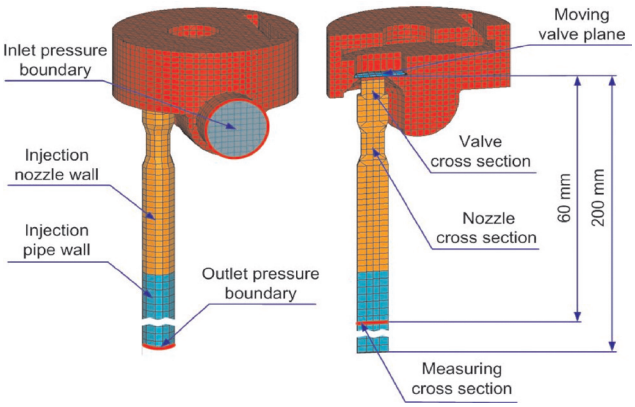
Designing the injector model is divided into several stages. The first one is constructing a geometrical model, then a discretization of the analyzed volume takes place by dividing itinto proper number of cells. The next step is establishing the boundary conditions and model calibration in order to obtain necessary pressure distribution at the injector outlet.

5.1. Geometrical and numerical model

CAD program was used to design the geometry of the injector inside on the basis of the information provided by a producer and direct measurement (Fig. 9). The diameter of the supplying opening is 8 mm and the injection nozzle – 3 mm. The authors decided to use one geometrical simplification. In the examined model only one element (sealing area) moves, not the whole flap. Additionally, the injection pipe was modeled with the diameter of 4 mm and 180 mm of length joining the injector with the inlet pipe.

Such a geometry was used in the Computational Fluid Dynamics (CFD) – STAR-CD, CD Adapco company. The mentioned program enables calculations of compressible fluid flows both in steady-state and transient conditions.

Geometrical model in STAR-CD program served as a base for creating numerical model by means of discretization of the analyzed volume. The effect of model discretization is a calculation mesh (Fig. 10) consisting of about 12 000 elements. The number of elements is a compromise between calculation accuracy and time of their duration. However, in the areas of



Rys. 10. Siatka obliczeniowa z zaznaczonymi warunkami brzegowymi oraz punktami pomiarowymi

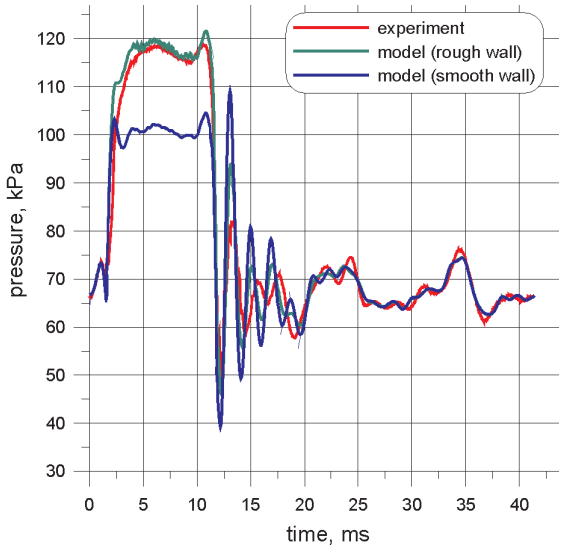
Fig. 10. Calculation mesh with boundary conditions and test points

– gęstość w warunkach normalnych 0,65687 kg/m^3,
– lepkość dynamiczna 1,119·10^{-5} kg/ms,
– ciepło właściwe 2240,07 J/kg K,
– przewodność cieplna 0,0348195 W/m K,
– ciężar molekularny 16 kg/kmol.

5.3. Kalibracja modelu

Następnym etapem przygotowania modelu do badań symulacyjnych jest jego kalibracja. Opracowany model numeryczny wraz z przyjętymi założeniami i warunkami brzegowymi ustalonymi z badań stanowiskowych wymaga jeszcze dobrania kilku parametrów. Są to: przebieg wzniosu klapy zaworu oraz współczynniki oporu przepływu przez poszczególne elementy.

Dla uproszczenia przyjęto kalibrację oporów przepływu jedynie w dyszy wtryskowej i w przewodzie wtryskowym. Parametry te dobierano w taki sposób, aby możliwie najdokładniej odwzorować przebieg ciśnienia w punkcie pomiarowym, podobnie jak w badaniach stanowiskowych. Zmiana oporów przepływu powoduje zmianę przebiegu ciśnienia (zmianę maksymalnego ciśnienia po otwarciu wtryskiwacza oraz amplitudy fal ciśnienia występujących w przewodzie po jego zamknięciu). Rysunek 11 przedstawia przykładowe wyniki symulacji dla prawidłowego doboru parametrów oporu (linia zielona) oraz bez założonych oporów przepływu (linia niebieska) w porównaniu z wynikami pomiarów (linia czerwona).



Rys. 11. Porównanie przebiegu ciśnienia dla różnych oporów przepływu

Fig. 11. Comparison of pressure course for various flow resistances

Podobnej kalibracji wymagał też przebieg wzniosu klapy zaworu (rys. 12, linia niebieska). Wstępną charakterystykę otwarcia klapy zaworu przejęto z badań optycznych wzniosu klapy (rys. 6). Badania te przeprowadzono jednak dla niższego ciśnienia zasilania wtryskiwacza, co spowodowało, że charakterystyka ta nie jest prawidłowa. Konieczna zatem była jej korekta, szczególnie pochylenia prostej otwarcia i zamknięcia klapy. Wykonano obliczenia dla różnych charakterystyk, aż do uzyskania prawidłowego dopasowania przebiegu ciśnienia z modelu do eksperymentu. Ostatecznie jako prawidłowy przebieg ciśnienia przyjęto przebieg oznaczony linia niebieską na rys. 13.

expected high pressure gradients and velocity, the mesh should be concentrated. In this model the mesh is concentrated in the area of flap valve. As an fundamental volume cell was a tetrahedral cell accepted commonly applied in calculations.

5.2. Simulation conditions

It is essential to use a transient function in order to achieve results not only in steady flow after injector opening but also in the periods of opening and closing of the flap valve. This function eliminates time in differential equations of mass and momentum, which are fundaments of calculations in STAR-CD.

The boundary conditions for the model are accepted from the test stand measurements. They are: gas temperature, injector pressure distribution and pressure distribution at the end of an injection pipe connecting injector with the inlet manifold.

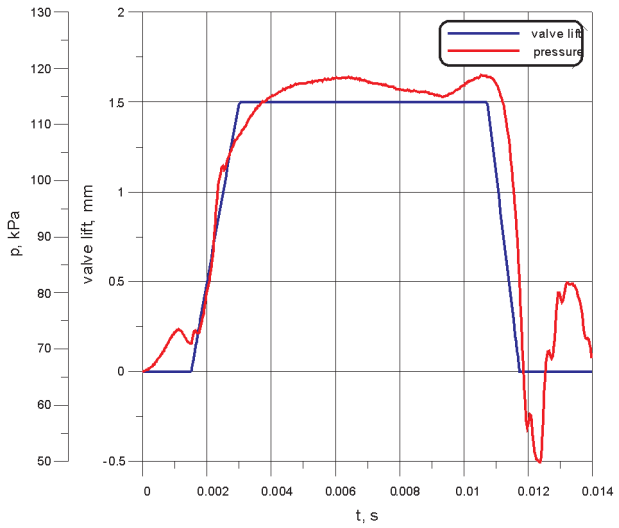
Main assumptions in the research:
a) adiabatic injector walls and injection pipe (lack of heat exchange with the medium),
b) gas flow density depends on the pressure and the temperature,
c) in the model, methane flows which is characterized by:
– Density in normal conditions 0.65687 kg/m^3,
– Dynamic viscosity 1.11906·10^{-5} kg/ms,
– Specific heat 2240.07 J/kg K,
– Heat conductivity 0.0348195 W/m K,
– Molecular weight 16 kg/kmol.

5.3. Model calibration

The next step of preparing the model to simulation tests is its calibration. The numerical model together with the accepted assumptions and boundary conditions still needs selecting a few parameters. These are the time-course of flap lift and the flow ratio through individual elements.

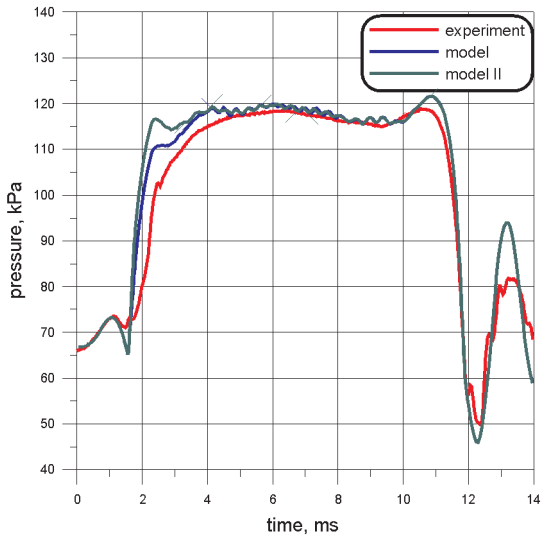
For simplification reasons calibration of flow resistance was accepted only in the injection nozzle and the injection pipe. These parameters are selected in such a way that it enables to copy precisely the pressure distribution in the test point as well as in the test bed research. The change of flow resistance triggers the change of pressure distribution (the change of peak pressure after injector opening and pressure wave amplitude occurring in the pipe after closing). Figure 11 illustrates the example simulation results for the proper selection of resistance parameters (green line) and without flow resistance (blue line) in comparison to measurement results (red line).

A similar calibration was also required in the case of the time-course of flap lift (Fig. 12, blue line). A preliminary characteristics of flap valve opening was accepted from the visual tests of the valve lift (Fig. 6). These tests were carried out for lower pressure of injector supply which rendered the characteristics incorrect. It was necessary to correct it, especially to tilt the line of the opening and closing of the valve plate. Calculations were performed for various characteristics in order to adapt the pressure course from the model to the experiment. Finally, the pressure distribution marked with a blue line at Fig. 13 was adopted as a correct pressure distribution.



Rys. 12. Charakterystyka otwarcia zaworu klapowego wtryskiwacza na tle ciśnienia w przewodzie wtryskowym

Fig. 12. Characteristic of opening the flap valve injector in comparison to pressure in an inlet pipe



Rys. 13. Porównanie przebiegów ciśnienia dla dwóch charakterystyk otwarcia zaworu

Fig. 13. Comparison of pressure courses for two characteristics of valve opening

5.4. Weryfikacja modelu

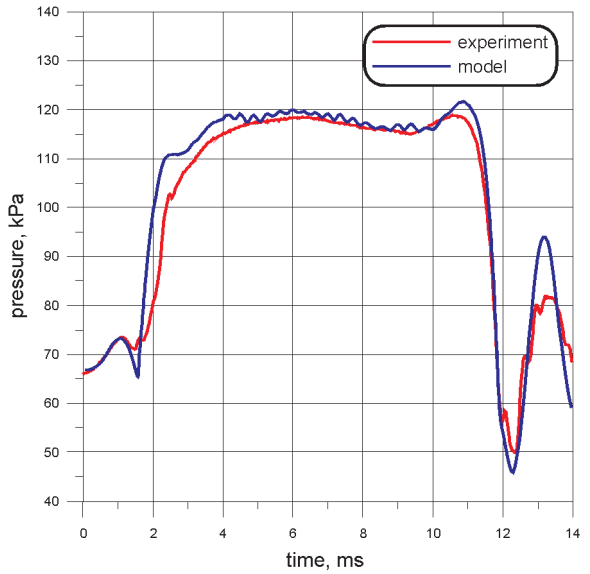
Rysunki 14 i 15 przedstawiają przebiegi ciśnienia oraz masowego natężenia przepływu za dyszą wtryskową otrzymane z eksperymentu oraz z modelu po procesie kalibracji.

Przebiegi ciśnień przedstawione na rys. 14 różnią się od siebie w przedziale czasowym 1,0–4,5 ms (odpowiadającym okresowi otwierania się wtryskiwacza i stabilizacji przepływu). Jest to najprawdopodobniej wynikiem wprowadzenia charakterystyki otwarcia w postaci funkcji liniowej. W rzeczywistym obiekcie przebieg otwarcia zaworu klapowego jest funkcją sigmoidalną. Zdecydowano się na tego typu uproszczenie ze względów praktycznych. Pomimo tego uzyskano zadowalające wartości ciśnienia oraz masowego

5.4. Model verification

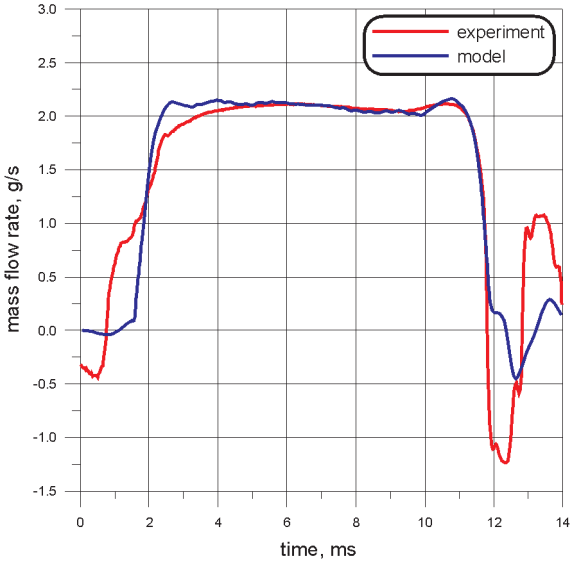
Figures 14 and 15 present the course of pressure and mass flow behind the injection nozzle obtained from the experiment and the model after the calibration process.

Pressure courses illustrated in Fig. 16 differ from each other in a time period 1.0–4.5 ms (it corresponds to a time period of the opening of the and flow stability). It is probably the result of the introduction of the opening characteristics in the form of a linear function. In a real model the course of the opening of the flap valve is sigmoid function. Such a simplification was introduced for practical reasons. Nevertheless, satisfactory values of pressure and mass flow were obtained (Fig. 14 and 15). One can notice that the differences between experimental



Rys. 14. Porównanie przebiegu ciśnienia w przewodzie wtryskowym z badaniami modelowymi

Fig. 14. Comparison of pressure course in injection pipe with model tests

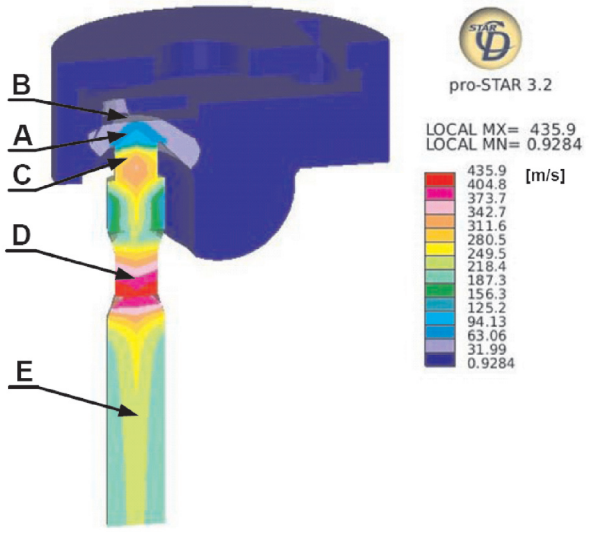


Rys. 15. Porównanie masowego natężenia przepływu w przewodzie wtryskowym otrzymanego z modelu z badaniami modelowymi

Fig. 15. Comparison of mass-flow in injection pipe from model with model tests

natężenia przepływu (rys 14 i 15). Podczas otwierania wtryskiwacza widoczne są różnice pomiędzy wynikami eksperymentalnymi a modelowymi, jednak w warunkach ustalonego przepływu przebiegi ciśnienia oraz masowego natężenia przepływu mają bardzo podobny charakter. Ostatecznie różnice pól pod krzywą otrzymaną z eksperymentu oraz z modelu są znikome.

Dopiero tak opracowany model pozwala na analizowanie konstrukcji przy zastosowaniu metody CFD. W przeciwnym razie wielkości ciśnienia czy masowego natężenia przepływu wewnątrz wtryskiwacza byłyby obarczone błędami i nie odpowiadałyby rzeczywistości. Stąd dalsza analiza wyników byłaby błędna i prowadziłaby do fałszywych (niewłaściwych) wniosków.



Rys. 17. Prędkość gazu w przekroju poprzecznym wtryskiwacza

Fig. 17. Gas velocity in cross section of injector

Na rysunkach 16 i 17 przedstawiono przykładowe rozkłady ciśnienia i prędkości przepływu w przekroju wtryskiwacza (stan na 5,0 ms po rozpoczęciu obliczeń). Można zauważyć wpływ konstrukcji geometrycznej na zmiany analizowanych wielkości. Uzyskanie wyników badań oraz ich analiza możliwe są również w dowolnym przekroju modelu wtryskiwacza oraz dowolnej chwili.

6. Podsumowanie

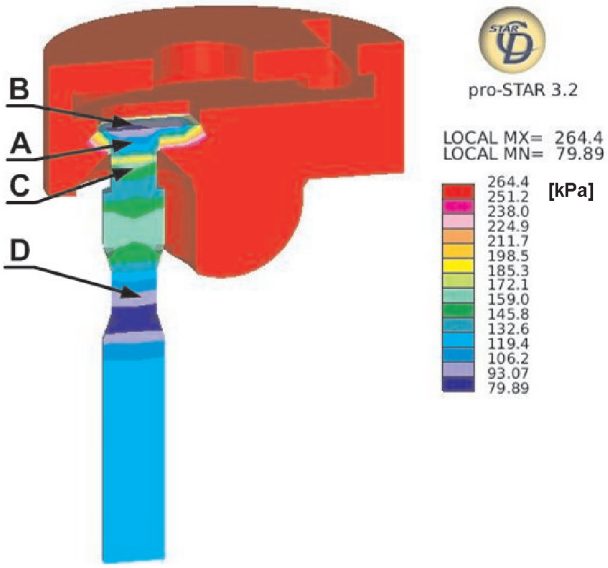
W wyniku zastosowania metody CFD jest możliwe przeprowadzenie szerszej analizy procesu wtrysku gazu. W porównaniu z badaniami eksperymentalnymi, metoda ta nie wymaga modyfikacji geometrii wtryskiwacza koniecznej przy stosowaniu czujników pomiarowych (brak dodatkowych zaburzeń przepływu). Dlatego umożliwia analizę rzeczywistego przepływu przez element, a nie przez układ zniekształcony dodatkowymi objętościami i kanałami.

Wymaga to jednak przeprowadzenia dokładnej kalibracji modelu. W przypadku opisanym w artykule konieczne było uwzględnienie zmienności ciśnienia na wejściu i wyjściu wtryskiwacza, odpowiedniej kalibracji czasów opóźnienia otwierania i zamykania zaworu klapowego wtryskiwacza,

and model results are visible during the opening of the valve, however the course of pressure and mass flow in steady-state flow conditions is similar. After all, the differences of areas below the curve received from the experiment are slight.

Only such prepared model allows the analysis of the design using the CFD method. Otherwise, the pressure values or mass flow inside the injector could be incorrect, not corresponding to reality. Hence, the analysis could be incorrect and it would lead to incorrect data.

Figures 16 and 17 illustrate example pressure distribution and flow velocity in the cross section of the injector (5.0 ms after starting of the calculations). It can be observed that the geometrical structure has an influence on the changes of the analyzed values. The test results and their analysis are also possible in any section and time moment of the injector model.



Rys. 16. Ciśnienie gazu w przekroju poprzecznym wtryskiwacza

Fig. 16. Gas pressure in a cross section of injector

6. Conclusion

CFD method enables to carry out broader analysis of the gas injection process. In comparison to experimental research, this method does not require a modification of the injector geometry which is essential if sensors are used (lack of additional flow disturbances). Therefore, it allows the investigation of real flow through an element not through the system deformed by additional volumes and ducts.

Nevertheless, it enables a more precise calibration of the model. In the case described in this article it is necessary to consider pressure variations at the injector input and outlet, correct calibration of the opening and closing time lag of the flap valve, the slope of the line in the moment of the opening and closing of the flap valve and flow resistance in the nozzle and the inlet pipe. Only then the model constitutes a considerable tool applied in the injector analysis consider-

nachylenia prostych otwierania i zamykania zaworu klapowego oraz oporów przepływu w dyszy i w przewodzie wtryskowym. Dopiero tak opracowany model stanowi znakomite narzędzie do analizy wtryskiwacza pod kątem optymalizacji jego konstrukcji. Dowodem na to jest duża zgodność uzyskanych wyników obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych.

Przedstawione wyniki potwierdzają celowość zastosowania techniki numerycznej mechaniki płynów (CFD) do badań zjawisk zachodzących wewnątrz wtryskiwacza gazu.

ing the optimization of its structure. A conclusive proof is a compliance of the calculation results with the experimental test results.

Presented findings confirm the usefulness of Computational Dynamic Fluid method (CFD) in the research involving processes inside the gas injector.

Artykuł recenzowany

Literatura/*Bibliography*

[1] Małek A, Wendeker M., Czarnigowski J., Grabowski Ł., Jakliński P., Barański G., Sochaczewski R., Podleśny M.: Stanowisko do badań prehomologacyjnych dla pojazdów wyposażonych w układ sekwencyjnego wtrysku gazu LPG, PTNSS CONGRESS-2007 P07-C148, Silniki Spalinowe PTNSS-2007-SC2.

[2] STAR-CD Manuals (2004) Ver.3.24 Computational Dynamics Ltd..

[3] Boyan X, Furuyama M.: Jet characteristics of CNG injector with MPI system, JSAE Review 19 (1998) 229D234.

[4] Alajbegovic A., Meister G., Greif D., Basara B.: Three phase cavitating flows in high-pressure swirl injectors, Experimental Thermal and Fluid Science 26 (2002) 677-68.

[5] Moon S., Bae C, Choi J, Abo-Serie E.: The influence of airflow on fuel spray characteristics from a slit injector, Fuel 86 (2007) 400-409.

[6] Hountalas D.T., Kouremenos A.D.: Development of fast and simple simulation model for the fuel injection system of diesel engines, Advansedin Enginering Software vol. 26, No. I, pp.13-28, 1998.

[7] Hu Q., Wu S. F., Stottler S., Raghupathi R.: Modelling of dynamic responses of an automotive fuel rail system, part I: injector, Journal of Sound and Vibration (2001) 245(5), 801-814.

[8] Wendeker M., Jakliński P., Czarnigowski J., Rola M., Grabowski Ł., Pietrykowski K.: CFD model of fuel rail for LPG systems, SAE Technical Paper 2007-01-2053.

[9] Gutenbaum. J.: Modelowanie matematyczne systemów, Polska Akademia Nauk, Instytut Badań Naukowych, Warszawa 2003.

[10] Jakliński P.: Badania wpływu parametrów sekwencyjnego wtrysku gazu propan–butan na pracę silnika o zapłonie iskrowym, Rozprawa doktorska, Lublin, 2005.

[11] www.planijet.pl

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

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

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

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

Mgr inż. Łukasz Grabowski – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

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

Mgr inż. Konrad Pietrykowski – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Mr Konrad Pietrykowski, MEng – postgraduate in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – kierownik Katedry Termodynamiki i Mechaniki Płynów na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

Prof. Mirosław Wendeker, head of the Department of Thermodynamics and Fluid Mechanics in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology.

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

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