

Simulation studies of LPG injector used in 4th generation installations

The article presents examples of simulation studies performed on LPG injectors used in fourth generation installations. The needle's movement was simulated in Matlab-Simulink based on a prepared mathematical model. Thanks to the simulation study it is possible to identify discrepancies in the fuel supply process.

Key words: *LPG injectors, injector model, injector simulation*

Badania symulacyjne wtryskiwacza LPG stosowanego w instalacjach czwartej generacji

W artykule zaprezentowano przykładowe badania symulacyjne wykonane dla wtryskiwaczy LPG stosowanych w instalacjach czwartej generacji. Symulacja ruchu iglicy przeprowadzona została w środowisku Matlab-Simulink na podstawie opracowanego modelu matematycznego. Dzięki badaniom symulacyjnym możliwe jest wychwycenie nieprawidłowości w procesie zasilania silnika lub niepożądanych zachowań wtryskiwacza.

Słowa kluczowe: *wtryskiwacze LPG, model wtryskiwaczy, symulacja wtryskiwaczy*

1. Introduction

Dwindling reserves of conventional fuels push people to search for alternative sources of energy. Alternatives to diesel oil and petrol include hydrocarbon fuels (CNG, LPG, Biogas) as well as alcohol, vegetable oils or hydrogen. Each of these fuels is obtained in a different manner. Due to the differences in their chemical composition and properties, each fuel requires a different method of storage, and engines using those fuels must be appropriately modified.

As numerous publications show, adapting an engine so that it uses alternative fuels is not a simple matter [3]. It entails a range of problems connected with, for example, dosing the fuel (in the case of 4th generation LPG installations). One of the main causes of this problem is the design of the injector.

The main reason why drivers adapt their cars to use gas is the consequent reduction of user costs. Economical aspects also determine the choice of the installation. That is why the manufacturers of gas installations reduce the costs related to designing and producing parts. The injectors available for purchase usually work well and precisely under light load but are also characterised by low efficiency, or are sufficiently efficient under heavy load but have little precision under light load. Designing an injector that completes the supply process throughout the whole range of engine speeds is a task that requires not only knowledge from many fields of study, but also costly and extensive testing.

The designed mathematical model and the injector operation simulation prepared with it may have a significant impact on decreasing the costs of designing and producing LPG injectors.

The analyses and tests were performed on a Valtek 3 Ω injector rail, Vector LPG controller, and the tested gas installation was installed in a BMW 520i.

2. Mathematical model of the injector

Mathematical description of an LPG injector's operation is difficult. Analysis of literature shows that the process

1. Wstęp

Zmniejszające się zasoby paliw konwencjonalnych zmuszają do poszukiwania alternatywnych źródeł energii. Jako zamienniki dla oleju napędowego i benzyny stosowane są zarówno paliwa węglowodorowe (CNG, LPG, Biogaz), jak i alkohole, oleje roślinne czy wodór. Każde z tych paliw jest pozyskiwane inaczej. Z powodu różnic w składzie chemicznym i różnych właściwości, każde wymaga odrębnej metody magazynowania, a silniki zasilane takimi paliwami muszą być stosownie zaprojektowane bądź zmodyfikowane.

Jak podają liczne prace, przystosowanie silnika do spalania paliwa alternatywnego nie jest proste [3]. Występuje wiele problemów związanych np. z dawkowaniem paliwa (w odniesieniu do instalacji LPG 4. generacji). Jedną z głównych przyczyn występowania tego problemu jest konstrukcja wtryskiwacza.

Głównym powodem, dla którego kierowcy przystosowują swoje samochody do zasilania gazem jest zmniejszenie kosztów eksploatacji. Aspektami ekonomicznymi kierują się również, wybierając typ instalacji. Dlatego producenci instalacji gazowych redukują koszty związane z zaprojektowaniem i wytworzeniem części. Sprzedawane wtryskiwacze zazwyczaj pracują dobrze, precyzyjnie przy małym obciążeniu silnika, ale charakteryzują się niską wydajnością, lub są wystarczająco wydajne przy dużych obciążeniach, ale mało precyzyjne przy niskich. Skonstruowanie wtryskiwacza realizującego proces zasilania prawidłowo w całym zakresie prędkości obrotowej i obciążenia silnika wymaga nie tylko wiedzy z wielu dziedzin nauki, ale też kosztownych, długotrwałych badań.

Opracowany model matematyczny oraz wykonana na jego podstawie symulacja komputerowa pracy wtryskiwacza mogą znacząco wpłynąć na obniżenie kosztów związanych z projektowaniem oraz produkowaniem wtryskiwaczy LPG.

Do badań i analiz posłużono się listwą wtryskową Valtek 3 Ω , sterownikiem LPG firmy Vector, a badana instalacja gazowa zamontowana była w pojeździe marki BMW 520i.

of supplying LPG in its vapour phase is characterised by both complexity and wide and fast change of parameters connected with fuel supply (e.g. temperature, pressure). It is therefore necessary to use certain simplifications which facilitate the analysis.

The prepared mathematical model [1] is based on equilibrium equation of forces applied to the LPG injector needle (Fig. 1):

$$F_E = F_S + F_G + F_B + F_T \quad [N] \quad (1)$$

where: F_E – electromagnetic force from the injector’s coil [N], F_S – force from the injector’s spring [N], F_G – force generated by gas pressure in the fuel system [N], F_B – inertial force of the injector’s needle [N], F_T – force of friction between the cylindrical surface of the needle and the cylindrical surface of the needle’s cylinder [N].

The needle is also influenced by various interferences from, for example, the vibrations of the engine or electromagnetic field emitted by the car’s electrical installations. These, however, will be ignored in the following part of the study.

Based on Faraday’s equation and the results of the inductor coil’s inductance measurements [1], the formula for the electromagnetic force was the following:

$$F_E(I, n_s) = \frac{1}{2} I^2 \cdot (7 \cdot 10^{-6} n_s^4 - 0.001 n_s^3 - 1.2153 n_s + 16.057) \quad (2)$$

where: I – instantaneous current of the coil’s supply [A], n_s – engine speed [rpm].

As we can see, this force closely relates to engine speed. For low speeds, close to the engine’s idle speed, the electromagnetic force is highest.

When the stiffness of the spring is known, it is possible to determine the pressure it exerts depending on its deflection, formed in the following relation:

$$F_s = \frac{x}{1.3410} [N] \quad (3)$$

where: x – displacement of the injector needle [mm].

Analysis of the injector needle’s geometry and the influence of gasses surrounding it during the injector’s open and closed phase (Fig. 2) shows that when the injector is open the gas forces cancel out (the fuel pressure is even on the whole surface of the needle). The resultant force is therefore

2. Model matematyczny wtryskiwacza

Opis matematyczny działania wtryskiwacza LPG jest trudny. Analiza literaturowa wykazała, iż proces dostarczania LPG w fazie lotnej charakteryzuje zarówno złożoność, jak też duża i szybka zmienność parametrów związanych z zasilaniem silnika (np. temperatura czy ciśnienie). Konieczne jest więc zastosowanie pewnych założeń upraszczających, ułatwiających analizę.

Opracowany model matematyczny [1] oparto na równaniu równowagi sił działających na iglicę wtryskiwacza gazu LPG (rys. 1) – wzór (1), gdzie: F_E – siła elektromagnetyczna pochodząca od cewki wtryskiwacza [N], F_S – siła pochodząca od sprężyny wtryskiwacza [N], F_G – siła generowana przez ciśnienie gazu w układzie paliwowym [N], F_B – siła bezwładności iglicy wtryskiwacza [N], F_T – siła tarcia pomiędzy powierzchniami walcowymi iglicy a powierzchnią walcową cylindra iglicy [N].

Na iglicę działają też różnego rodzaju zakłócenia pochodzące np. od wibracji silnika czy pola elektromagnetycznego emitowanego przez instalację elektryczną samochodu. Będą one jednak pominięte w dalszej części opracowania.

Wykorzystując równanie Faradaya oraz wyniki pomiarów indukcji cewki wtryskiwacza [1], zapisano wzór (2) na siłę elektromagnetyczną, gdzie: I – chwilowe natężenie prądu zasilającego cewkę [A], n_s – prędkość obrotowa silnika [obr/min].

Można zauważyć, że siła ta ściśle zależy od prędkości obrotowej silnika. Dla niedużych prędkości, zbliżonych do prędkości biegu jałowego, siła elektromagnetyczna jest największa.

Znając sztywności sprężyny, można określić jej siłę naciśku, w zależności od ugięcia, którą zapisuje się zależnością (3), gdzie: x – przemieszczenie iglicy wtryskiwacza [mm].

Analizując geometrię iglicy wtryskiwacza oraz działanie

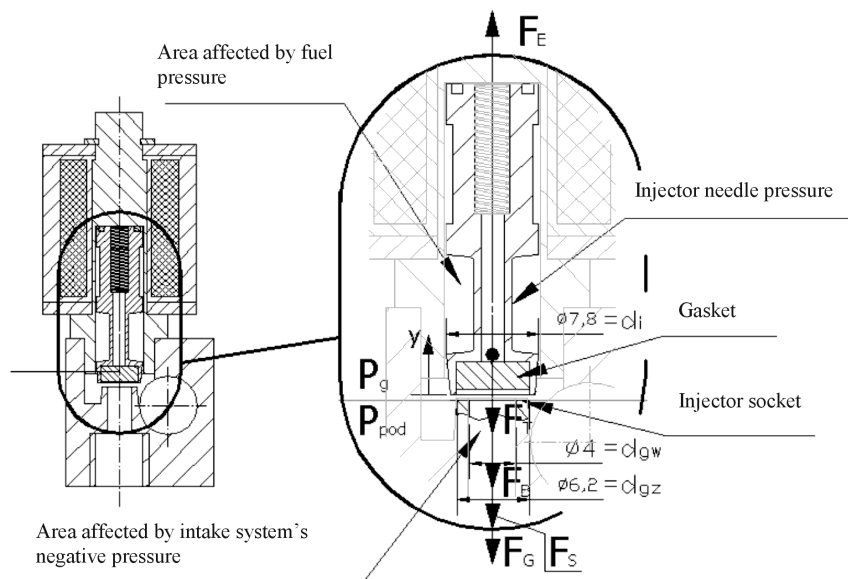


Fig. 1. Diagram of the forces applied to the needle during the opening of the injector: P_g – fuel pressure, P_{pod} – negative pressure in the intake system

Rys. 1. Schemat działania sił na iglicę w fazie otwierania wtryskiwacza: P_g – ciśnienie paliwa, P_{pod} – podciśnienie układu dolotowego

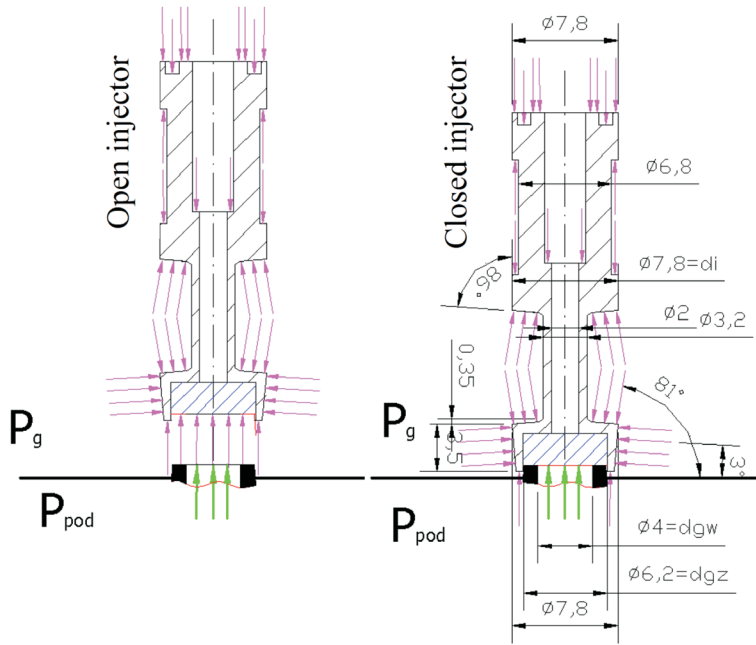


Fig. 2. Influence of gas pressure on the needle when the injector is open and closed (LPG pressure influence area – pink, intake system pressure influence area – green)

Rys. 2. Wpływ działania ciśnień gazów na iglicę w chwili otwartego i zamkniętego wtryskiwacza (obszar działania ciśnienia LPG – kolor różowy, obszar działania podciśnienia układu dolotowego – kolor zielony)

zero. When the injector is closed, LPG gas pressure is applied to the upper part of the needle, while the small part covering the socket is under the influence of the negative pressure of the intake system. The area affected by the fuel pressure is equal to the area covered by the socket of the injector, that is, the diameter equal to the outer diameter of the socket. The pressure in the intake manifold affects an area equal to the area of the socket opening. Therefore, in this case the equation of the gas force is the following:

$$F_g = P_g \cdot A_g - P_{pod} \cdot A_{pod} \quad (4)$$

where: $A_g = (\pi/4) d_{gz}^2$ [m²] – area affected by the gas pressure, $A_{pod} = (\pi/4) d_{gw}^2$ [m²] – area affected by intake system's negative pressure.

When the engine is idle, the measured pressure reaches the following values:

- fuel pressure in the fuel supply system $P_g = 130$ kPa,
- negative pressure in the intake manifold $P_{pod} = 35$ kPa, therefore:

$$F_g = 5.045 \text{ N.}$$

Taking into account the mass of the injector needle and the part of the spring which moves with the needle, the inertial force was calculated:

$$F_b = (m_i + 1/3m_s) \cdot \frac{d^2x}{dt^2} \quad (5)$$

The static friction force is only applied in the initial phase of the movement. When the movement starts, there

opływających ją gazów dla wtryskiwacza zamkniętego i otwartego (rys. 2), można zauważyć, że gdy wtryskiwacz się otwiera, siły gazowe znoszą się (ciśnienie paliwa działa równomiernie na całą powierzchnię iglicy). Wypadkowa siła jest więc równa zero. Dla zamkniętego wtryskiwacza na górną część iglicy działa ciśnienie LPG, a na niewielką część zakrywającą gniazdo – podciśnienie układu dolotowego. Obszar, na który działa ciśnienie paliwa będzie równy obszarowi zasłoniętemu przez gniazdo wtryskiwacza, czyli o średnicy równej zewnętrznej średnicy gniazda. Ciśnienie panujące w kolektorze dolotowym działa z kolei na powierzchnię o polu równym otworowi w gnieździe. Równanie siły gazowej ma więc postać wzoru (4), gdzie: $A_g = (\pi/4) d_{gz}^2$ [m²] – pole powierzchni działania ciśnienia paliwa, $A_{pod} = (\pi/4) d_{gw}^2$ [m²] – pole powierzchni działania podciśnienia układu dolotowego.

Na biegu luzem średnie wartości zmierzone ciśnienia osiągają:

- ciśnienie paliwa w układzie zasilania $P_g = 130$ kPa,
- podciśnienie w kolektorze dolotowym $P_{pod} = 35$ kPa, stąd:

$$F_g = 5,045 \text{ N.}$$

Uwzględniając masę iglicy wtryskiwacza oraz fragment sprężyny poruszającej się wraz z iglicą, obliczono siłę bezwładności – wzór (5).

Siła tarcia statycznego jest tylko w początkowej fazie ruchu. Po zapoczątkowaniu przemieszczenia występuje tarcie wiskotyczne (pomiędzy cząsteczkami gazu), które wyraża się wzorem (6), gdzie: μ_{wis} – współczynnik tarcia wiskotycznego.

Z powodu niewielkich wartości siły tarcia (poniżej 0,001 N) pominięto ją w dalszych obliczeniach.

Podstawiając wzory (2)–(6) do równania (1) oraz odpowiednio je przekształcając, otrzymano równanie ruchu iglicy wtryskiwacza (7).

3. Symulacja komputerowa

Do wykonania symulacji działania wtryskiwacza gazowego wykorzystano program Matlab-Simulink. Pozwala on na tworzenie schematów blokowych badanego zagadnienia, a następnie przeprowadzenie w szybki sposób analizy komputerowej. Schemat blokowy równania ruchu iglicy wtryskiwacza LPG (7), wykonany w tymże środowisku, pokazano na rysunku 3.

Symulację komputerową wykonano dla różnych prędkości obrotowych silnika: 700 obr/min, 2000 obr/min, 3000 obr/min, 4000 obr/min, 5000 obr/min oraz dla prędkości maksymalnej rozwijanej przez silnik, czyli ok. 6300 obr/min.

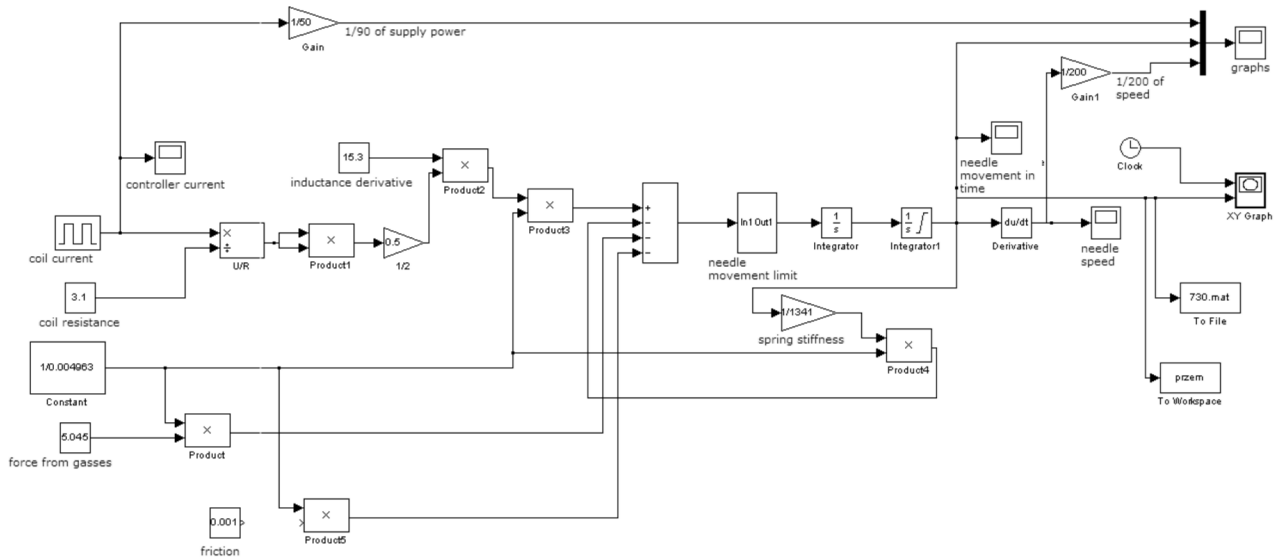


Fig. 3. Block diagram of the LPG injector's mathematical model
 Rys. 3. Schemat blokowy modelu matematycznego wtryskiwacza LPG

is viscous friction (between gas particles), expressed with the formula:

$$F_T = \mu_{\text{wis}} \frac{dx}{dt} \quad (6)$$

where: μ_{wis} – viscous friction factor.

Due to the low value of the friction force (below 0.001 N), it was ignored in further calculations.

When formulas (2–6) were added to equation (1) and after appropriate transformations, the following formula is derived:

$$\begin{aligned} &0.004963 \frac{d^2x}{dt^2} + 0.745x = \\ &= \frac{1}{2} \left(\frac{U}{R} \right)^2 \cdot (7 \cdot 10^{-6} n_s^4 - 0.001 n_s^3 - 1.2153 n_s + 16.057) - 0.504 \end{aligned} \quad (7)$$

3. Computer simulation

The simulation of the gas injector action was performed using Matlab-Simulink. It allows the creation of block diagrams of the studied issue and then performing a fast computer analysis. The block diagram of the LPG injector needle equation (7), performed in Matlab-Simulink, is presented in Fig. 3.

The computer simulation was performed at different engine speeds: 700 rpm, 2000 rpm, 3000 rpm, 4000 rpm, 5000 rpm, and the maximum speed for this engine, approx. 6300 rpm.

Nakładając na siebie otrzymane wykresy, można zauważyć różnice pomiędzy poszczególnymi symulacjami (rys. 4), szczególnie w czasie potrzebnym do otwarcia wtryskiwacza. Widać wyraźnie, że przy niewielkich prędkościach obrotowych wtryskiwacz otwiera się najszybciej, natomiast przy prędkościach zbliżonych do maksymalnej prędkości silnika, czas potrzebny do otwarcia wtryskiwacza osiąga największą wartość (ok. 3 ms). Sytuacja taka spowodowana jest zmianą wartości indukcyjności cewki wraz z częstotliwością pracy wtryskiwacza [1], a więc również zmianą wartością siły elektromagnetycznej generowanej przez cewkę. Siła ta jest odwrotnie proporcjonalna do prędkości obrotowej silnika.

Jak wspomniano, symulacja komputerowa może służyć do wyszukiwania nieprawidłowości w pracy wtryskiwacza. Wykonane badania symulacyjne pozwoliły zauważyć, że od pewnej granicznej prędkości obrotowej, wynoszącej

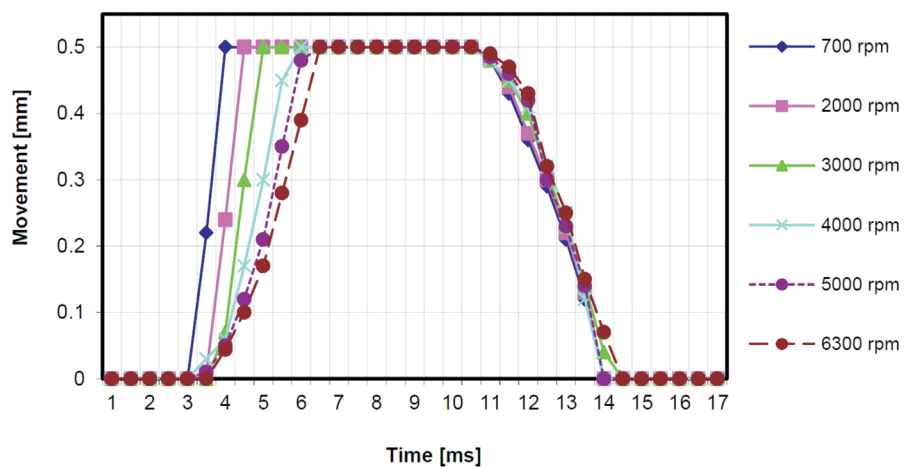


Fig. 4. Simulations of the injector needle's movement characteristics for different engine speeds
 Rys. 4. Symulacje charakterystyki przemieszczenia iglicy wtryskiwacza dla różnych prędkości obrotowych silnika

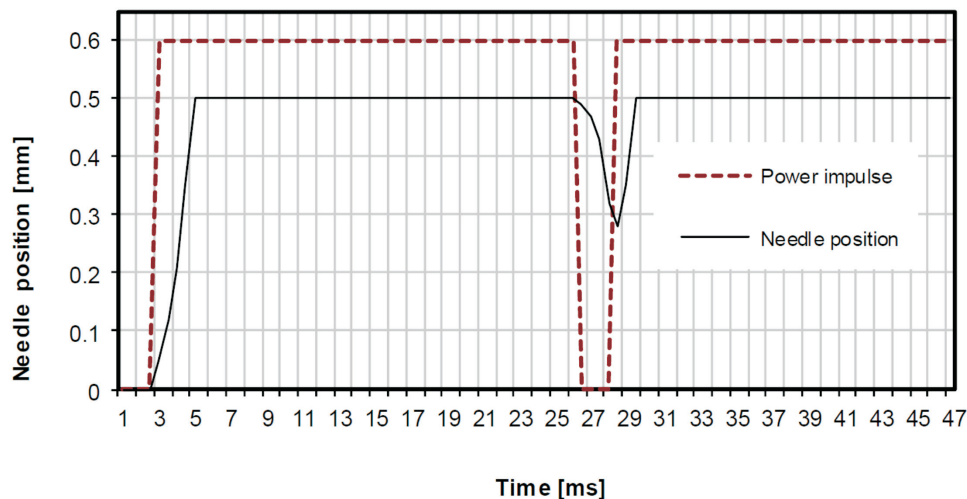


Fig. 5. Simulation of injector work at maximum throttle opening and engine speed of 5000 rpm

Rys. 5. Symulacja pracy wtryskiwacza przy maksymalnym otwarciu przepustnicy oraz przy prędkości obrotowej wynoszącej 5000 obr/min

Then the graphs are superimposed, the differences between individual simulations are shown (Fig. 4), especially in the time needed to open the injector. It is clear that at low engine speeds the injector opens faster, while at speeds approaching the maximum engine speed the time required to open the injector reaches its top values (approx. 3 ms). This is caused by the change in the coil inductance and the injector's work frequency [1], and thus, the change of the value of electromagnetic force generated by the coil. The force is inversely proportional to the engine's speed.

As mentioned before, computer simulations may be used to identify discrepancies in the injector's work. The performed simulations allow to demonstrate that from a certain limit of the engine speed, approximately 5000 rpm (at maximum supply), the injector does not close (Fig. 5). This situation is dangerous as it causes significant heating of the coil. This in turn leads to a change in the electromagnetic and geometrical properties of the coil, and in extreme situations it may lead to permanent damage.

4. Experimental verification

Experimental verification of the simulation results proved to be a challenging task. Recreating the injector's work conditions and the measurement of the needle movement was very problematic. Finally, the experiment was limited to two engine speeds, that is, 700 rpm and 3000 rpm. Power was supplied to the injector during the test with a DC power adapter and impulse separator, its movement was recorded on a station with a high speed Casio Exilim camera (Fig. 6). The needle's movement was reflected by the indicator fixed to it. The test was done without damaging the injector.

The mass of the indicator (approx. 0.04 g) compared to the mass of the needle (approx. 4.8 g) is so small that it has no impact on the work characteristics of the injector. Analysis of the recorded films allowed to prepare a graph indicating the needle's movement, and these were later compared with the simulations (Fig. 7 and 8).

około 5000 obr/min (przy maksymalnym stopniu zasilania), wtryskiwacz nie zamyka się (rys. 5). Sytuacja taka jest niebezpieczna, bo powoduje znaczne nagrzewanie się cewki. To z kolei skutkuje zmianą jej właściwości elektromagnetycznych oraz geometrycznych, jak też w skrajnych przypadkach może prowadzić do nieodwracalnych uszkodzeń.

4. Weryfikacja doświadczalna

Doświadczalna weryfikacja wyników symulacji okazała się zadaniem niełatwym. Odzwierciedlenie warunków pracy wtryskiwacza oraz pomiar przemieszczenia jego iglicy nastąpiło wiele trudności. Ostatecznie badania eksperymentalne ograniczono do dwóch prędkości obrotowych, tj. 700 obr/min i 3000 obr/min. Zasilanie wtryskiwacza podczas badań weryfikacyjnych realizowano za pomocą zasilacza prądu stałego oraz rozdzielacza impulsów, rejestracji przemieszczenia dokonywano natomiast na stanowisku (rys. 6) wyposażonym w szybko nagrywającą kamerę Casio Exilim. Ruch iglicy wtryskiwacza odzwierciedlał wskaźnik, który został do niej przyklejony. Badanie odbywało się więc w sposób nieuszkodzający wtryskiwacza.

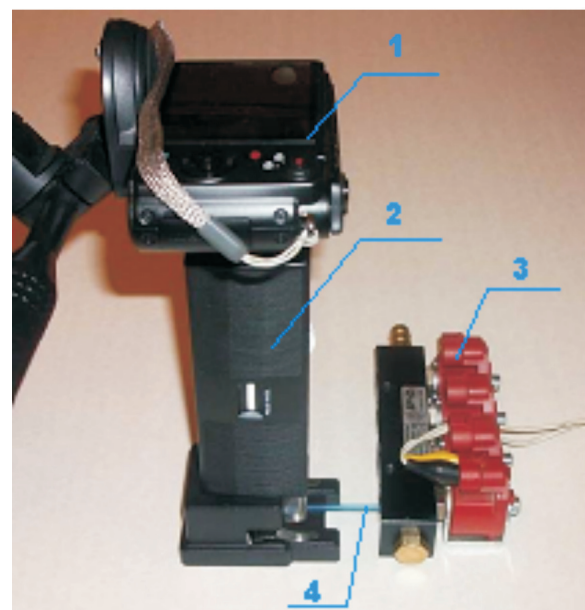


Fig. 6. Test station: 1) Casio Exilim camera, 2) magnifying device, 3) injector rail, 4) indicator

Rys. 6. Stanowisko pomiarowe: 1) kamera Casio Exilim, 2) urządzenie powiększające, 3) listwa wtryskowa, 4) wskaźnik

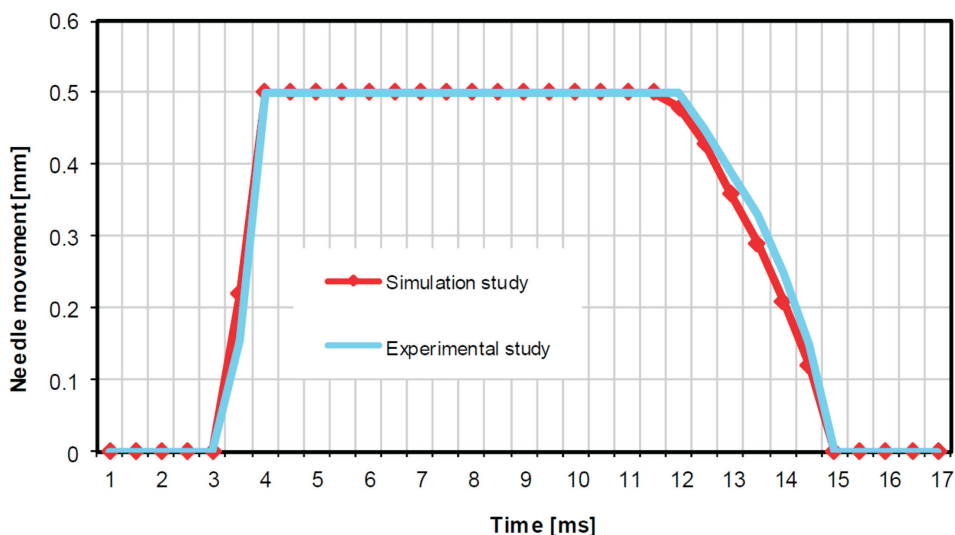


Fig. 7. Comparison of the results of the simulation and experimental test for the parameters corresponding to 700 rpm engine speed

Rys. 7. Porównanie wyników badań symulacyjnych oraz doświadczalnych dla parametrów odpowiadających prędkości obrotowej silnika ok. 700 obr/min

The coefficient of determination was chosen to be used as the measurement of the adjustment of the model to the experiment, described with the relation:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_t - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^n (y_t - \bar{y})^2} \quad (8)$$

where: \hat{y}_t – theoretical value of the described variable at time t (calculated based on the model), \bar{y} – arithmetic mean of empirical values of the described variable, y_t – actual value of the variable y at time t .

By preparing correlation tables and the necessary calculations, the following values of coefficients of determination were found:

- for engine speed of 730 rpm: $R^2 = 0.952$,
- for engine speed of 3000 rpm: $R^2 = 0.861$,

The convergence factor of the theoretical and empirical graphs can be determined using the formula:

$$\varphi^2 = 1 - R^2 \quad (9)$$

After calculation with the formula, the results are:

Masa wskaźnika (około 0,04 g) w stosunku do masy iglicy (około 4,8 g) jest na tyle mała, że nie wpływała na charakterystykę pracy wtryskiwacza. Po analizie zarejestrowanych filmów opracowano wykresy przemieszczeń, które porównano z wynikami badań symulacyjnych (rys. 7 i 8).
Jako miarę dopasowania modelu do badań zdecydowano się wykorzystać współczynnik determinacji, opisywany zależnością (8), gdzie: \hat{y}_t – wartość teoretyczna zmiennej objaśnianej w czasie t (wyliczona na podstawie modelu), \bar{y} – średnia arytmetyczna empirycznych wartości zmiennej objaśnianej, y_t – rzeczywista wartość zmiennej y w czasie t .

Po wykonaniu tablic korelacyjnych oraz niezbędnych obliczeń otrzymano wartości współczynników determinacji:
– dla prędkości obrotowej 730 obr/min: $R^2 = 0,952$,
– dla prędkości obrotowej 3000 obr/min: $R^2 = 0,861$.

Współczynniki zbieżności wykresów teoretycznych i empirycznych wyznaczyć można ze wzoru (9).

Po podstawieniu otrzymano:

- dla prędkości obrotowej 730 obr/min: $\varphi^2 = 0,048$,
- dla prędkości obrotowej 3000 obr/min: $\varphi^2 = 0,139$.

Podczas wykonywania badań doświadczalnych, polegających na pomiarze impulsów zasilających wtryskiwa-

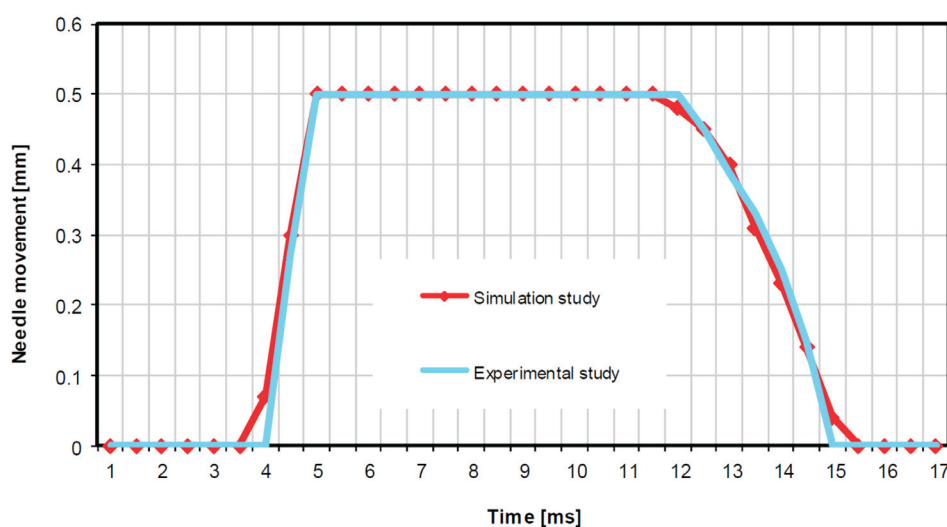


Fig. 8. Comparison of the results of the simulation and experimental test for the parameters corresponding to 3000 rpm engine speed

Rys. 8. Porównanie wyników badań symulacyjnych oraz doświadczalnych dla parametrów odpowiadających prędkości obrotowej silnika ok. 3000 obr/min

- for engine speed of 730 rpm: $\varphi^2 = 0.048$,
- for engine speed of 3000 rpm: $\varphi^2 = 0.139$.

During the experiment which measured the impulses powering the injectors (generated by the LPG controller installed in the car), it was found that the gas injector does not fully shut [3]. This phenomenon took place at maximum supply and with engine speeds exceeding 5000 rpm, which in a way confirmed the results of the computer simulation. Also, significant increase of the coil's temperature was observed. Prolonged work in such conditions would probably result in permanent damage. In extreme cases, high temperature might lead to a fire.

5. Summary

Modelling such complex processes as fuel supply to the engine is extremely challenging. The number of factors that need to be taken into account is extensive. That is why unless a series of simplifications is made, writing a mathematical formula that precisely reflects the fuel system in all possible conditions would be borderline impossible.

Simulation studies of a 4th generation gas installation performed on a maximally simplified mathematical model present a satisfactory reflection of the actual fuel supply process, as confirmed by the coefficient of determination and the similarity of theoretical and empirical graphs.

Simulation of the injector's work may prove to be an invaluable tool during the design phase. As this article presents, it is possible to identify discrepancies or undesirable behaviour at the "drawing board". It is therefore possible to avoid costly research and repairs, but also to improve the quality of the fuel supply process with little effort.

The performed simulation may serve as a subsystem of a complete fuel supply model or in a combustion engine model. Potential applications also include the design phase of a combustion engine or its equipment.

cze (generowanych przez sterownik LPG zamontowany w samochodzie), zauważono niedomykanie się wtryskiwacza gazowego [3]. Zjawisko takie wystąpiło przy maksymalnym stopniu zasilania oraz przy prędkościach obrotowych powyżej 5000 obr/min, co stało się potwierdzeniem wyników otrzymanych z symulacji komputerowej. Zauważono również znaczące zwiększenie temperatury obudowy cewki. Utrzymywanie takich warunków pracy wtryskiwacza doprowadziłoby prawdopodobnie do jego nieodwracalnego uszkodzenia. W skrajnych przypadkach wysoka temperatura mogłaby doprowadzić do wzbudzenia pożaru.

5. Podsumowanie

Modelowanie tak złożonych procesów, jak zasilanie silnika spalinowego jest bardzo skomplikowane. Liczba zmiennych jakie należy wziąć pod uwagę jest ogromna. Dlatego bez zastosowania wielu założeń uproszczającego zapisanie równania matematycznego dokładnie odwzorowującego układ paliwowy w każdych możliwych warunkach jego pracy byłoby prawie niemożliwe.

Badania symulacyjne wtryskiwacza instalacji gazowej 4. generacji, wykonane na podstawie maksymalnie uproszczonego modelu matematycznego, w stopniu zadowalającym odzwierciedlają rzeczywisty przebieg procesu zasilania, co potwierdziły współczynniki determinacji i zbieżności wykresów teoretycznych i empirycznych.

Symulacja działania wtryskiwacza okazać się może niezwykle cennym narzędziem podczas projektowania. Jak wykazano w niniejszej pracy, możliwe jest wychwycenie nieprawidłowości bądź niepożądanego działania już na etapie „deski kreślarskiej”. Możliwe jest więc uniknięcie kosztownych badań, akcji serwisowych, jak też poprawienie jakości procesu zasilania silnika niewielkim nakładem pracy.

Wykonana symulacja może posłużyć jako podsystem modelu całego układu zasilania bądź modelu działania silnika spalinowego. Potencjalne zastosowanie możliwe jest więc również podczas projektowania silników spalinowych, lub osprzętu.

Bibliography/Literatura

- [1] Borawski A., Siemieniako F. Model matematyczny pracy wtryskiwacza LPG. *Pneumatyka* nr 2/2011, s. 52-55.
- [2] Borawski A., Siemieniako F. Wpływ prędkości obrotowej i obciążenia silnika na przebieg impulsu sterującego wtryskiwaczami płynnego gazu ropopochodnego, *Acta Mechanica et Automatica* Vol. 4, no. 2/2010. Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej, s. 25-29.
- [3] Borawski A., Wituszyński K. Problemy sterowania pracą wtryskiwaczy LPG, *Silniki Gazowe* 2010, s. 61-69.
- [4] Passarini L.C., Nakajima P.R. Development of a High-Speed Solenoid Valve: an Investigation of the Importance of the Armature Mass on the Dynamic Response, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* Vol. XXV, No. 4/335/2003, s. 606-612.
- [5] Rahman M.F., Cheung N.C., Lim K.W. Modeling of a Non Linear Solenoid Actuator for Operation as a Proportional Actuator, University of New South Wales, Sydney 2008.
- [6] Miszczyński M. Analiza zależności pomiędzy cechami (analiza korelacji i regresji), Wydawnictwo Uniwersytetu Łódzkiego, Łódź 2006.

Andrzej Borawski, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Białystok University of Technology.

Dr inż. Andrzej Borawski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Białostockiej.

e-mail: a.borawski@pb.edu.pl

