

An electronically controlled hydrogen injector for Wankel engine

Abstract: This paper presents a new concept of an electronically controlled hydrogen injector specialized for the multipoint injection system for Wankel engine. There was presented the process of designing an injector which contains the studies with AVL FIRE software, the leading of the CFD (Computational Fluid Dynamics) class software, allowing for optimization of geometrical parameters of the injector as well as the magnetic field simulation studies designed to optimize the electromagnetic coil. The results of research prototype injector on the test bench. Voltage waveforms and the current flow in the electrical circuit were analyzed, allowing to determine the opening and closing delay times of the injector's valve. There was also analyzed the impact of supply pressure for the operating parameters (opening time, closing time) and the waveforms of the pressure in the injector nozzle. At the end there were prepared the flow characteristics as a function of injection time.

The article shows that the value of supply pressure increases the opening delay time of the injector. At the same time increasing of the value of supply pressure induces decreasing of the valve delay time. It has been found to achieve the assumed flow ensuring a proper supply of the tested Wankel engine.

Keywords: Wankel engine, hydrogen, injector, CFD.

Elektronicznie sterowany wtryskiwacz wodoru do silnika Wankla.

Streszczenie: W artykule przedstawiono nową koncepcję elektronicznie sterowanego wtryskiwacza wodoru przeznaczonego do systemu wielopunktowego wtrysku pośredniego do silnika Wankla. Przedstawiono proces projektowania wtryskiwacza zawierający między innymi badania z wykorzystaniem programu AVL FIRE klasy CFD (Computational Fluid Dynamics) pozwalające na optymalizację parametrów geometrycznych wtryskiwacza jak również badania symulacyjne pola magnetycznego mające na celu optymalizację cewki elektromagnetycznej. Przedstawione zostały wyniki badań prototypowego wtryskiwacza na stanowisku badawczym. Analizie poddano przebiegi napięcia oraz natężenia prądu płynącego w obwodzie elektrycznym, co pozwoliło na określenie czasów zwłoki otwierania oraz zamykania zaworu wtryskiwacza. Przeanalizowano również wpływ nadciśnienia zasilania na parametry pracy urządzenia (czas otwierania, czas zamykania) oraz na przebieg ciśnienia w dyszy wylotowej wtryskiwacza. Sporządzone zostały również charakterystyki wydatku wtryskiwacza w funkcji czasu wtrysku.

W artykule wykazano, że wartość nadciśnienia zasilania powoduje wydłużenie opóźnienia otwierania wtryskiwacza. Jednocześnie zwiększenie wartości nadciśnienia zasilania skutkuje zmniejszeniem czasu zamykania zaworu. Stwierdzono osiągnięcie założonego wydatku zapewniającego prawidłowe zasilanie badanego silnika Wankla.

Słowa kluczowe: silnik Wankla, wodór, wtryskiwacz, CFD.

1. Wprowadzenie

Obecne zasoby konwencjonalnych źródeł energii zmniejszają się w coraz większym tempie, dlatego ludzkość stara się w jak największym stopniu wykorzystywać alternatywne nośniki energii. W przemyśle samochodowym najważniejszym wyzwaniem jest zastąpienie paliw będących produktami rafinacji ropy naftowej paliwami alternatywnymi. Jednym z paliw całkowicie spełniającym wszystkie wymagania stawiane paliwom alternatywnym jest wodór. Jest to paliwo, którego zasoby

są niemalże nieograniczone natomiast produktem spalania wodoru jest jedynie woda. Jest więc to paliwo o zerowej emisji zanieczyszczeń co jest szczególnie istotne w czasach coraz bardziej restrykcyjnych norm emisji składników toksycznych. Obecnie najbardziej rozpowszechnionym typem układu zasilania silników spalinowych paliwem gazowym jest system sekwencyjnego wielopunktowego wtrysku do kolektora dolotowego. Ten rodzaj zasilania jest już z powodzeniem stosowany w przypadku zasilania silnika gazem LPG lub CNG. Istnieje również możliwość zastosowania

takiego systemu w przypadku zasilania wodorem. Jednakże wodór charakteryzuje się kilkoma niekorzystnymi właściwościami takimi jak na przykład bardzo mała gęstość, skłonność do samozapłonu czy bardzo mała szczelina wygaszania płomienia, które w znacznym stopniu utrudniają jego zastosowanie w systemach zasilania tradycyjnych silników spalinowych. Niska gęstość powoduje konieczność dostarczenia dużej objętości gazu do komory spalania tak aby zapewnić odpowiednią dawkę paliwa do prawidłowego przeprowadzenia procesu spalania. Wynika z tego konieczność zwiększenia nadciśnienia zasilania, wydłużenia czasu wtrysku lub zastosowania kilku wtryskiwaczy dla poszczególnych cylindrów. Z kolei mała szczelina wygaszania płomienia mimo, że jest korzystna ze względu na zwiększenie stopnia wypalenia ładunku to może powodować niepożądane zjawisko jakim jest cofanie się płomienia do przewodów dolotowych. Tak więc konstrukcja wtryskiwaczy będących elementami bezpośrednio odpowiedzialnymi za dostarczenie paliwa do przewodów dolotowych w przypadku zasilania wodorem powinna być odpowiednio przystosowana do większego nadciśnienia panującego w układzie zasilania oraz konieczności znacznego zwiększenia wydatku objętościowego przy jednoczesnym zachowaniu odpowiednich parametrów pracy takich jak czas otwierania czy zamykania zaworu. Wtryskiwacz powinien charakteryzować się również liniową charakterystyką wydatku w funkcji czasu wtrysku oraz powtarzalnością pracy.

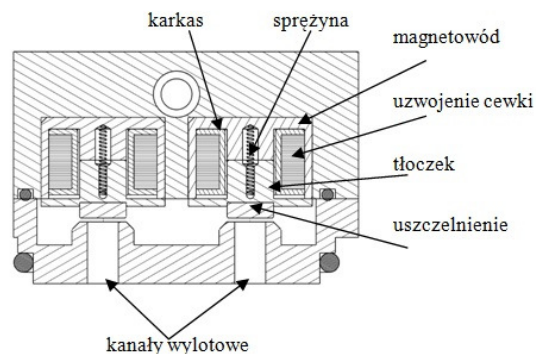
Silnik Wankla posiada kilka niezaprzeczalnych zalet, które sprawiają, że zasilanie go paliwem wodorowym jest bardzo korzystne. Głównym czynnikiem ułatwiającym zastosowanie takiego paliwa jest rozdzielenie strefy spalania od strefy tworzenia mieszanki co niemalże uniemożliwia wystąpienie niekorzystnych zjawisk w postaci spalania stukowego czy cofania się płomienia do przewodów dolotowych.

Niniejsza praca przedstawia nową koncepcję elektronicznie sterowanego wtryskiwacza wodoru przeznaczonego do sytemu wielopunktowego wtrysku pośredniego do silnika Wankla. Przedstawione zostały badania symulacyjne przepływu czynnika we wnętrzu wtryskiwacza, rozkładu indukcji magnetycznej w zespole cewki a także badania modelu rzeczywistego weryfikujące parametry pracy wtryskiwacza.

2. Model wtryskiwacza

Prezentowany wtryskiwacz składa się z dwóch elementów stanowiących obudowę zespołu. Pierwszy stanowiący obudowę cewki elektromagnetycznej zawiera również kanał doprowadzający czynnik roboczy oraz kanał rozprowadzający gaz do komory zbiorczej wtryskiwacza. Ze względu na konieczność uzyskiwania bardzo dużych wydatków objętościowych zespół wtryskiwacza składa się z dwóch

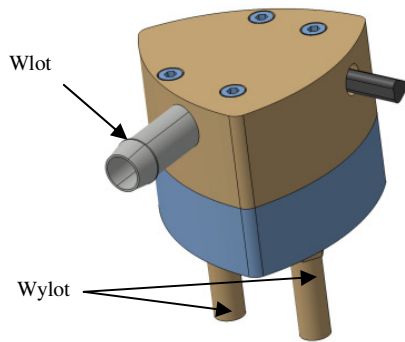
podzespołów roboczych. Głównym elementem sterującym pracą wtryskiwacza jest cylindryczny rdzeń z dodatkową powierzchnią prostopadłą do jego osi głównej. Na powierzchni tej umieszczony jest element uszczelniający zawór wylotowy wykonany z materiału elastycznego. Pomiędzy magnesem cewki a tłoczkiem umieszczony jest element sprężysty wspomagający zamykanie zaworu. Wymienne króćce wylotowe wkręcone w obudowę dolną pozwalają na regulację wydatku wtryskiwacza poprzez zmianę średnicy dyszy wtryskowej. Działanie wtryskiwacza opiera się na impulsowym podawaniu paliwa do przewodu dolotowego. W chwili gdy w uzwojeniu cewki elektromagnetycznej nie płynie prąd tłoczek sterujący wraz z elementem uszczelniającym, dzięki sile wytwarzanej przez element sprężysty, spoczywa na wlocie dyszy wtryskowej uniemożliwiając wypływ gazu z wtryskiwacza. W chwili gdy w uzwojeniu zacznie płynąć prąd wytworzone zostanie pole elektromagnetyczne powodujące przyciągnięcie tłoczka będącego zwrócić cewki do magnetowodu a tym samym odsunięcie elementu uszczelniającego od wlotu dyszy wtryskowej oraz wypływ czynnika z urządzenia. Przekrój urządzenia przedstawiony został na rysunku 1.



Rys. 1. Przekrój wtryskiwacza
Fig. 1 Cross-section of the injector

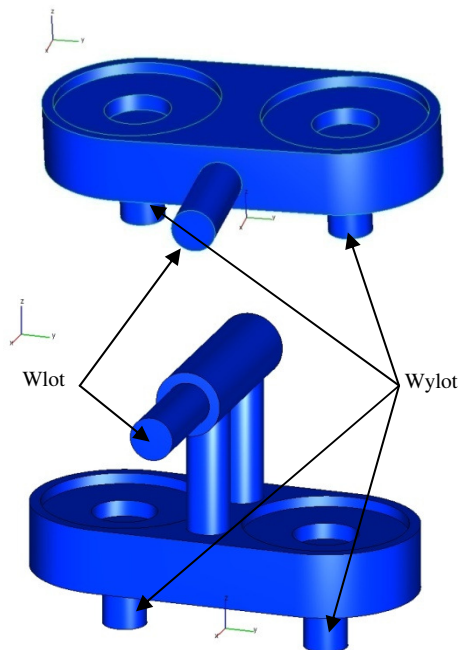
3. Badania symulacyjne

W celu zoptymalizowania konstrukcji urządzenia przeprowadzono szereg badań symulacyjnych mających na celu wybranie najlepszej konfiguracji poszczególnych elementów wtryskiwacza. Przeprowadzono między innymi badania z wykorzystaniem programu AVL FIRE klasy CFD. Symulacje te pozwoliły na wybór optymalnego układu kanałów rozprowadzających czynnik roboczy do komory zbiorczej tak aby zapewnić jak najlepszą pracę wtryskiwacza. Podczas badań wykorzystano model urządzenia opracowany w systemie CAD. Model ten przedstawiony został na rysunku 2.



Rys. 2. Model CAD wtryskiwacza
Fig. 2 CAD model of the injector

Badania symulacyjne zostały przeprowadzone dla czterech wersji rozmieszczenia kanałów doprowadzających gaz do komory zbiorczej urządzenia. Z tego względu konieczne było wykonanie modeli wnętrza wtryskiwacza rozpatrywanych konfiguracji. Dwa przypadki spośród opracowanych konstrukcji układów przewodów dolotowych i wylotowych wtryskiwacza przedstawiono na rys 3.



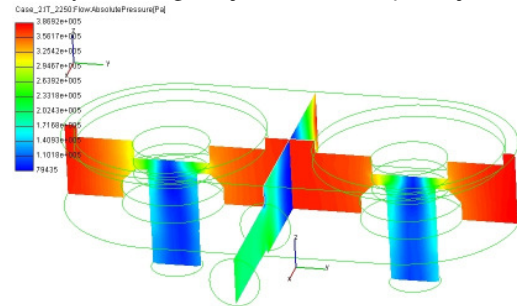
Rys. 3. Badane konfiguracje układu kanałów wtryskiwacza
Fig. 3 The tested configurations of the injector channels

Do symulacji przyjęto następujące warunki brzegowe:

- rodzaj analizy: warunki ustalone
- ciśnienie:
 - wlot: ciśnienie statyczne o stałej wartości 400 kPa,
 - wylot: ciśnienie statyczne 100 kPa
- model turbulencji: k-zeta-f,
- ściśliwy czynnik roboczy.

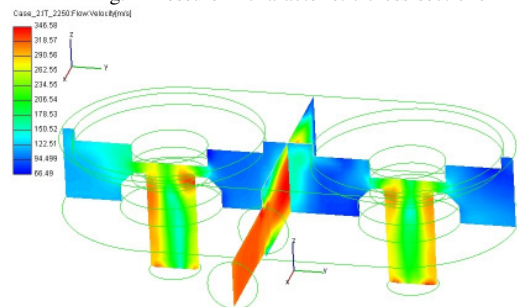
Przeprowadzone symulacje pozwoliły na określenie wpływu geometrii kanałów dolotowych, wylotowych jak również rozpraszających czynnik roboczy na rozkład pola prędkości i ciśnienia. Wy-

niki badań symulacyjnych przedstawiono na rysunkach 4-9. Wyniki zawierają również rozkład linii prądu z naniesionymi wartościami prędkości przepływu oraz ciśnienia (rys. 5, 9). Badania wykazały znaczny wpływ umieszczenia przewodu dolotowego na rozkład ciśnienia oraz prędkości w komorze zbiorczej wtryskiwacza. Zaobserwowano również różnice w zawirowaniu czynnika. Model wtryskiwacza z pojedynczym kanałem dolotowym umieszczonym powyżej komory zbiorczej oraz dwoma kanałami rozpraszającymi czynnik charakteryzuje się równomiernym rozkładem ciśnienia oraz prędkości w części wylotowej. Największe spadki ciśnienia występują na wejściu do dyszy wylotowej. Występują tam również największe prędkości przepływu. W komorze zbiorczej nie występują również niekorzystne zjawiska w postaci zawirowań czynnika, które mogłyby mieć negatywny wpływ na przepływ czynnika w kierunku dysz wylotowych. Czynnik w dyszy wylotowej osiąga maksymalną prędkość przepływu równą ok. 420 m/s. Maksymalne ciśnienie w przewodzie wylotowym wyniosło natomiast ok. 250 kPa. W przypadku innych konfiguracji wartości te są mniejsze.



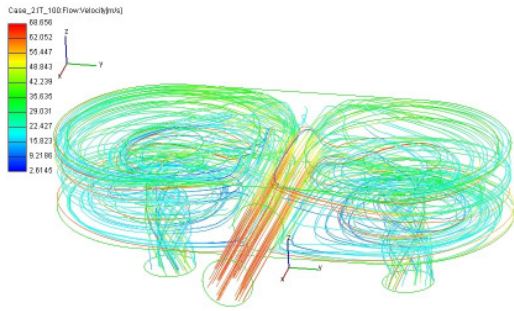
Rys. 4. Rozkład wartości ciśnienia w przekrojach charakterystycznych

Fig. 4 Pressure in characteristic cross-sections



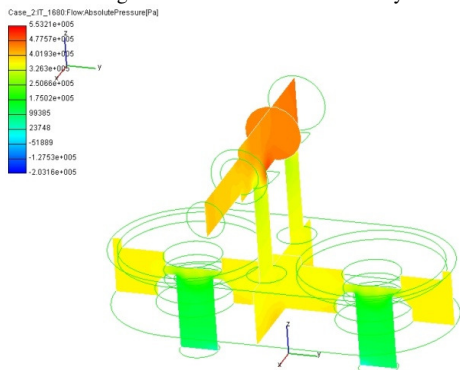
Rys. 5. Rozkład pola prędkości w przekrojach charakterystycznych

Fig. 4 Velocity in characteristic cross-sections



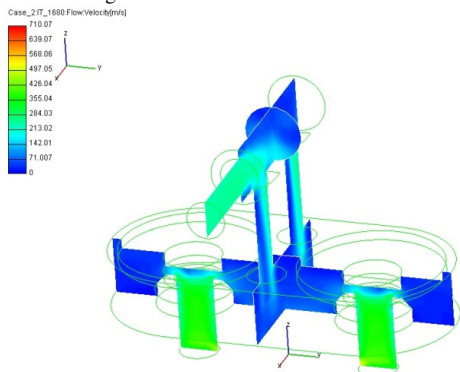
Rys. 6. Rozkład linii prądu wraz z naniesionymi wartościami prędkości przepływu.

Fig. 6 Streamlines with the velocity values.



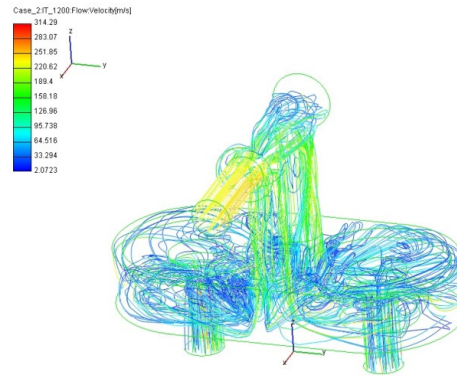
Rys. 7. Rozkład wartości ciśnienia w przekrojach charakterystycznych

Fig. 4 Pressure in characteristic cross-sections



Rys. 8. Rozkład pola prędkości w przekrojach charakterystycznych

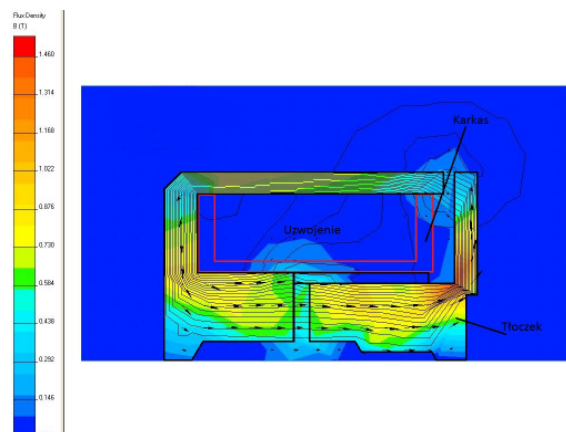
Fig. 4 Velocity in characteristic cross-sections



Rys. 9. Rozkład linii prądu wraz z naniesionymi wartościami prędkości przepływu.

Fig. 6 Streamlines with the velocity values.

Przeprowadzono również badania symulacyjne pola magnetycznego, mające na celu optymalizację geometrii elementów składowych elektromagnesu tak, aby parametry pracy zespołu były najkorzystniejsze. Badania przeprowadzono przy użyciu programu *Quick field* wykorzystującego metodę elementów skończonych (MES), który pozwala na wyznaczenie rozkładu pola magnetycznego przy założonych parametrach cewki. Program pozwala również na wyznaczenie przebiegu linii pól magnetycznych oraz indukcji pola magnetycznego dla założonych warunków zasilania cewki. Podczas badań weryfikowano również wpływ parametrów geometrycznych podzespołów cewki oraz kształtu tłoczka sterującego będącego zworą cewki na wartość wytwarzanej siły. Do wstępnych obliczeń przyjęto średnicę drutu uzwojenia cewki 0,3mm. Rezystancja cewki wynosiła ok. 2 Ω . Na rysunku 10 przedstawiono rozkład indukcji magnetycznej oraz przebieg linii pola magnetycznego dla wybranej geometrii cewki oraz tłoczka sterującego.

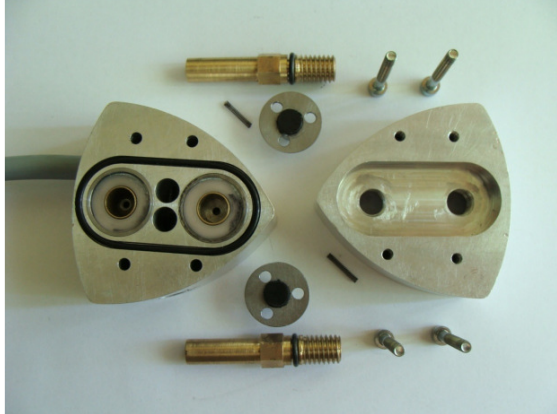


Rys. 10. Indukcja magnetyczna oraz przebieg linii pola magnetycznego

Fig. 10 Magnetic induction and the course of the magnetic field lines

4. Badania wtryskiwacza

Przeprowadzone badania symulacyjne pozwoliły na zoptymalizowanie konstrukcji wtryskiwacza oraz wykonanie jego modelu rzeczywistego. Rysunek 11 przedstawia wszystkie elementy składowe urządzenia.

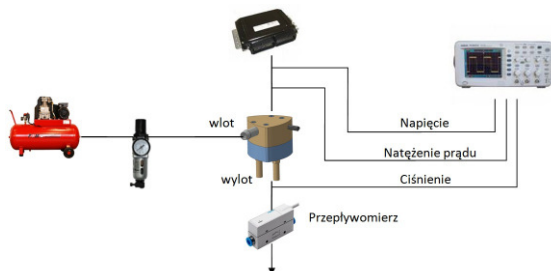


Rys. 11. Elementy składowe wtryskiwacza
Fig. 11 The components of the injector

Wykonany model wtryskiwacza poddano badaniom na stanowisku pomiarowym przeznaczonym do wyznaczania parametrów pracy wtryskiwaczy gazowych. Czynnikiem roboczym jest sprężone powietrze. Stanowisko składa się ze sprężarki wyposażonej w zbiornik sprężonego powietrza, układu osuszającego powietrze wraz z regulatorem ciśnienia oraz układu sterującego umożliwiającego sterowanie wtryskiwaczem. W skład stanowiska wchodzi również:

- przepływomierz powietrza pozwalający określić objętościowe natężenie przepływu powietrza wypływającego z wtryskiwacza,
- czujnik ciśnienia powietrza MPX4250 umieszczony na wylocie pozwalający na określenie czasu opóźnienia zamykania wtryskiwacza (wraz z układem do pomiaru napięcia prądu płynącego w obwodzie),
- sonda prądowa pozwalająca na pomiar natężenia prądu płynącego w obwodzie celem określenia czasu opóźnienia otwarcia wtryskiwacza.

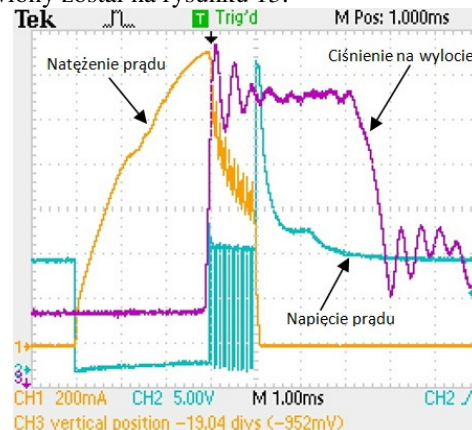
Odczyt wyników przeprowadzano przy użyciu oscyloskopu. Schemat stanowiska pomiarowego przedstawia rysunek 12.



Rys. 12. Schemat stanowiska pomiarowego
Fig. 12. Scheme of the test stand

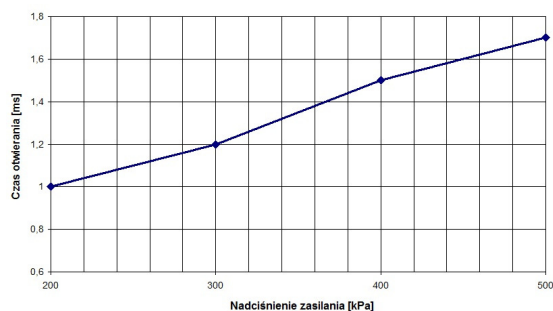
Podczas badań rejestrowano natężenie i napięcie prądu płynącego w obwodzie wtryskiwacza, jak również napięcie pochodzące z czujnika ciśnienia umieszczonego na wylocie zaworu wtryskiwacza. Odczyt tych parametrów pozwolił na określenie czasów otwierania oraz zamykania wtryskiwacza. W czasie badań rejestrowano także wskazania przepływomierza powietrza umieszczonego na wylocie urządzenia, co pozwoliło na wykreślenie charakterystyki wydatku objętościowego wtryskiwacza w funkcji czasu jego otwarcia. Badania przeprowadzono dla następujących wartości nadciśnienia zasilania: 200, 300, 400 oraz 500 kPa. Ponadto ustalono czas ciągłego załączenia wtryskiwacza równy 3 ms oraz współczynnik wypełnienia PWM na poziomie 30%.

Analiza przebiegu wartości natężenia prądu w obwodzie pozwala na określenie czasu zwłoki otwierania się wtryskiwacza dla poszczególnych wartości nadciśnienia zasilania. Natomiast analiza przebiegu ciśnienia na wylocie z wtryskiwacza i wartości przebiegu napięcia prądu pozwala na określenie czasu zwłoki zamykania się zaworu. Przykładowy zrzut ekranowy z oscyloskopu przedstawiony został na rysunku 13.



Rys. 13. Zrzut ekranowy z oscyloskopu
Fig. 13 Screenshot of the oscilloscope

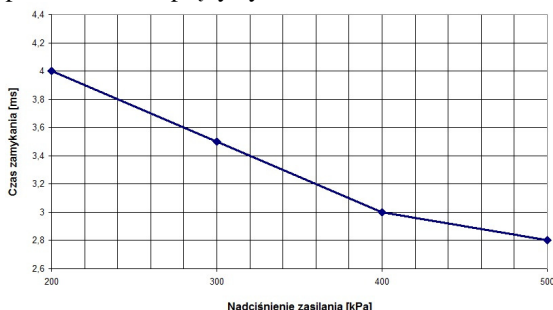
Przeprowadzone badania pozwoliły na określenie wpływu nadciśnienia zasilania na główne parametry pracy wtryskiwacza takie jak czas zwłoki otwierania oraz zamykania się zaworu. Na ich podstawie można również określić zmiany wartości ciśnienia na wylocie z wtryskiwacza w zależności od nadciśnienia zasilania. Wpływ nadciśnienia zasilania na czas zwłoki otwierania się zaworu przedstawiono na rysunku 14.



Rys. 14. Zależność opóźnienia pełnego otwarcia zaworu w zależności od nadciśnienia zasilania

Fig. 14 Delay the full opening of the valve depending on supply pressure

Wzrost wartości nadciśnienia zasilania w układzie zasilania badawczego wtryskiwacza bezpośrednio przekłada się na wzrost czasu opóźnienia jego otwarcia. Zwiększenie czasu opóźnienia otwierania zaworu związane jest ze zwiększeniem siły oporu pochodzącej od ciśnienia czynnika. W przypadku nadciśnienia zasilania równego 200 kPa czas opóźnienia pełnego otwarcia zaworu wyniósł 1 ms natomiast dla maksymalnego nadciśnienia przyjętego podczas badań czas ten wynosi 1,7 ms. Zwiększenie nadciśnienia zasilania wpływa więc niekorzystnie na czas opóźnienia pełnego otwarcia zaworu. Zwiększenie nadciśnienia działa z kolei korzystnie na czas zwłoki opóźnienia zamykania się zaworu (rys 15). Opóźnienie to jest jednak znacznie większe w porównaniu do opóźnienia otwierania co może być spowodowane zbyt małą siłą wytwarzaną przez element sprężysty.

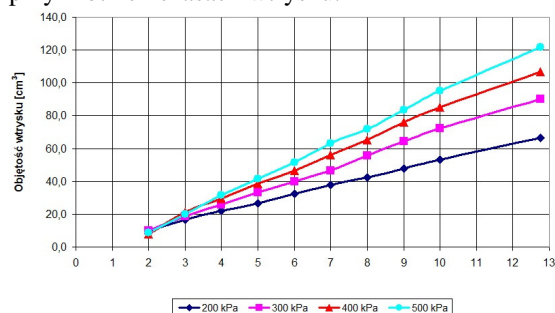


Rys. 15. Zależność opóźnienia zamykania zaworu w zależności od nadciśnienia zasilania

Fig. 15 Delay closing the valve depending on supply pressure

Przeprowadzone badania pozwoliły także na sporządzenie charakterystyk wydatku objętościowego wtryskiwacza w funkcji czasu wtrysku dla założonych wcześniej wartości nadciśnienia zasilania. Sporządzone charakterystyki przedstawione zostały na rysunku 16. Sporządzono charakterystyki dla wartości nadciśnienia zasilania od 200 kPa do 500 kPa. Wykonane charakterystyki dobrze odzwierciedlają charakter pracy wtryskiwacza- czas otwierania jest krótszy od czasu zamykania o ok.

1 ms (dla nadciśnienia zasilania równego 500 kPa). Można to stwierdzić wyznaczając punkt przecięcia charakterystyki z osią rzędną. Stwierdzić można również liniowość wszystkich wykonanych charakterystyk w całym zakresie pracy świadcząca o stabilnej pracy urządzenia niezależnie od zadanego czasu wtrysku, co znacznie ułatwia sterowanie procesem wtrysku paliwa. Nie stwierdzono także znacznych zakłóceń przebiegu charakterystyk dla przyjętych wartości nadciśnienia zasilania. Osiągnięto również wydatek urządzenia wymagany do prawidłowego przeprowadzenia procesu zasilania rozpatrywanego silnika. Jednak jest on uzyskiwany dopiero przy nadciśnieniu zasilania równym 500 kPa. Wydatek wtryskiwacza można zwiększyć poprzez zastosowanie dysz wtryskowych o większej średnicy lub zwiększenie skoku roboczego tłoczka sterującego otwieraniem oraz zamykaniem zaworu aczkolwiek może to spowodować pogorszenie parametrów pracy urządzenia np. wydłużenie czasu opóźnienia otwierania zaworu, co może utrudnić optymalne sterowanie wtryskiwaczem przy krótkich czasach wtrysku.



Rys. 16. Charakterystyki wtryskiwacza
Fig. 16 The characteristics of the injector

5. Podsumowanie

Prezentowana koncepcja elektronicznie sterowanego wtryskiwacza wodoru do silnika Wankla została opracowana przy użyciu zaawansowanych systemów wspomagających projektowanie. Narzędzia te pozwoliły na zoptymalizowanie geometrii poszczególnych elementów składowych urządzenia jeszcze przed etapem wykonania modelu rzeczywistego.

Badania przeprowadzone na stanowisku pomiarowym potwierdziły poprawność działania urządzenia. Stwierdzono liniowość charakterystyk pracy dla wszystkich wartości nadciśnienia zasilania oraz otrzymanie wymaganego wydatku objętościowego wtryskiwacza. Opracowane urządzenie spełnia więc wszystkie założenia i stanowi dobrą podstawę do rozwoju prezentowanej konstrukcji.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CNG Compressed Natural Gas/*sprężony gaz ziemny*

CFD Computational Fluid Dynamics/*Obliczeniowa mechanika płynów*

LPG Liquefied Petroleum Gas/*gaz skroplony*

Bibliography/Literatura

- [1] Hydrogen properties. Module 1, Hydrogen fuel cell engines and related technologies. College of Desert; Revision O, December 2001.
- [2] Verhelst S., Wallner T.: Hydrogen-fueled internal combustion engines, Progress in Energy and Combustion Science 35 (2009).
- [3] Escalante Soberanis M.A., Fernandez A.M.: A review on the technical adaptations for internal combustion engines to operate with gas/hydrogen mixtures, International journal of hydrogen energy (2009) 1–7
- [4] Wendeker M., Jakliński P., Grabowski Ł., Pietrykowski K., Czarnigowski J., Hunicz J.: Model klapowego wtryskiwacza CNG do silników spalinowych, Silniki spalinowe PTNSS-2007-SS4-223

Mr Konrad Pietrykowski, PhD, Eng.-doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology

Dr inż. Konrad Pietrykowski –pracownik naukowy na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej



Mr Grzegorz Barański, MSc, Eng. – post-graduate in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology

mgr inż. Grzegorz Barański – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej



Mr Prof. Mirosław Wendeker, Eng., PhD, DSc – head of the Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aviation Propulsion Systems, in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology

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



Mr Adam Majczak, MSc, Eng. – post-graduate in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin University of Technology.

mgr inż. Adam Majczak – doktorant na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.



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

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



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

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

