

EKSPERYMENTALNE BADANIA HYDRAULICZNEGO NAPĘDU JEDNOSTRONNEGO DZIAŁANIA ZAWORÓW SILNIKOWYCH

MARIUSZ SMO CZYŃSKI¹, TOMASZ SZYDŁOWSKI²

Politechnika Łódzka

Streszczenie

W artykule opisano stanowisko badawcze i badania eksperymentalne hydraulicznego napędu jednostronnego działania dla zaworów rozrządu tłokowego silnika spalinowego. Zaprezentowano stanowisko badawcze składające się z typowego zaworu rozrządu szybkoobrotowego silnika spalinowego, komercyjnego siłownika hydraulicznego i rozdzielacza sterującego przepływem czynnika zasilającego siłownik hydrauliczny. Jako rozdzielacz wykorzystano elektrozawór Caterpillar z systemu HEUI. Przedstawiono wyniki pomiarów przebiegów czasowych prądowego sygnału sterującego, wzniosu zaworu oraz ciśnień roboczych w układzie dla różnych wartości ciśnień zasilających siłownik hydrauliczny oraz różnych czasów otwarcia rozdzielacza. W oparciu o zarejestrowane przebiegi wzniosów zaworu przeprowadzono szczegółową analizę kinematyki zaworu. W artykule omówiono właściwości oraz podano wartości podstawowych parametrów ruchu charakteryzujące taki napęd. Szczególną uwagę zwrócono na opóźnienie ruchu zaworu w stosunku do początku prądowego sygnału sterującego, czasy i prędkości i przyspieszenia otwierania i zamykania zaworu oraz wpływ ciśnienia zasilania na ruch zaworu. Uzyskane wyniki stały się podstawą do opracowania modelu napędu tego typu. Dalsze badania symulacyjne pozwolą na ocenę możliwości zastosowania takiego napędu w tłokowych silnikach spalinowych. Umożliwią również porównanie proponowanego rozwiązania ze znanymi z literatury hydraulicznymi napędami rozrządu.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, bezkrzywkowy napęd zaworów, napęd hydrauliczny

1. Wprowadzenie

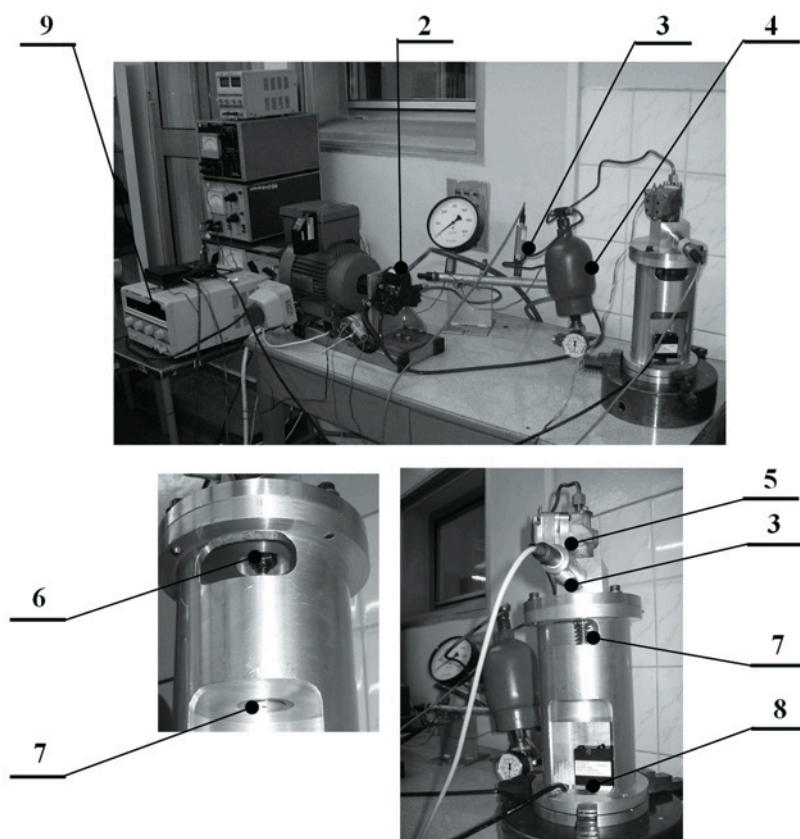
Idea hydraulicznego napędzania zaworów rozrządu jest znana od dawna. Prowadzone są również badania elektrohydraulicznych rozrządów przez różne ośrodki badawcze i przemysłowe [1, 2, 3, 4, 5].

¹ Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, e-mail: mariusz.smoczynski@p.lodz.pl, tel. 42 631 23 90

² Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, e-mail: tomasz.szydowski@p.lodz.pl, tel. 42 631 23 95

W swoim założeniu stanowisko badawcze (rys. 2) miało umożliwić realizację pojedynczych wzniosów zaworu oraz wykonanie pomiarów podstawowych parametrów hydraulicznego napędu jednostronnego działania, takich jak: napięcie i natężenie prądu sygnału sterującego rozdzielaczem, ciśnienie czynnika roboczego oraz wznios zaworu. Podstawowym elementem napędu jest hydrauliczny siłownik jednostronnego działania **6**, który otwiera zawór silnika spalinowego **7**. Sprężyna powrotna natomiast zamyka zawór. Działaniem napędu steruje rozdzielacz **5**, który łączy siłownik (w zależności od wysterowania) z zasilaniem, bądź ze zbiornikiem. Pozostałe elementy składowe stanowiska to: zbiornik **1**, pompa zasilająca **2** i hydropneumatyczny akumulator **4** używany do zmniejszania pulsacji ciśnienia zasilania.

W prezentowanym na rysunku 2 stanowisku olej jest zasysany przez wysokociśnieniową pompę zasilającą **2** firmy Bosch i transportowany dalej przez szynę układu CommonRail do akumulatora **4** (o pojemności 1 l), a następnie przez rozdzielacz **5** do siłownika



Rys. 2. Stanowisko badawcze hydraulicznego napędu jednostronnego działania:
2 – pompa, **3** – czujnik ciśnienia, **4** – hydropneumatyczny akumulator, **5** – rozdzielacz,
6 – siłownik, **7** – zawór silnika, **8** – czujnik przemieszczenia zaworu, **9** – układ wyzwalający

hydraulicznego **6** sterującego ruchem zaworu **7**. Hydropneumatyczny akumulator wypełniony azotem zastosowano w celu zredukowania wahań ciśnienia zasilania

Ze względu na to, że jedna z koncepcji elektrohydraulicznego rozrządu zakładała wykorzystanie elementów paliwowych zasilania silników o zapłonie samoczynnym [10], jako rozdzielacz **5** wytypowano elektrozawór firmy Caterpillar z systemu HEUI (Hydraulically – actuated, Electronically – controlled Unit Injector) wysokociśnieniowego pompowtryskiwacza silnika o zapłonie samoczynnym. Jest on zasilany olejem napędowym o ciśnieniu utrzymywanym w granicach 4÷21 MPa. Jako siłownik hydrauliczny zastosowano element tłoczący rzędowej pompy wtryskowej. Zawór ze sprężyną powrotną zastąpiono układem o identycznej funkcjonalności. Jako układ sterujący rozdzielaczem wykorzystano impulsowe sterowanie poprzez rozładowanie kondensatora [10, 8].

Sterowanie impulsowe realizowano przez rozładowanie kondensatorów o różnej pojemności za pomocą układu wyzwalającego **9**. Układ ten umożliwiał dodatkowo pomiar napięcia oraz prądu sterującego pracą rozdzielacza. Przemieszczenie zaworu mierzone było za pomocą optycznego czujnika przemieszczenia **8**. Ciśnienie oleju mierzono za pomocą czujników **3**. Elementy układu połączono za pomocą standardowych przewodów z układów zasilania silników o zapłonie samoczynnym. Czynnikiem roboczym był typowy olej silnikowy.

Podczas modyfikacji stanowiska badawczego zastąpiono sekcję pompy wtryskowej komercyjnym siłownikiem hydraulicznym, a zamiast modelu funkcjonalnego [8] zastosowano typowy zawór rozrządu szybkoobrotowego silnika spalinyowego ze sprężyną zaworową. Całość zabudowano w tulei badawczej, omówionej szczegółowo w [9]. Na tulei badawczej zamontowano rozdzielacz Caterpillar **5**.

Poniżej zamieszczono podstawowe dane techniczne wybranych elementów stanowiska.

Pompa wysokociśnieniowa

Pompa wysokociśnieniowa z układów zasilania silników o zapłonie samoczynnym BOSCH 117CN8 napędzana silnikiem elektrycznym.

Siłownik hydrauliczny

Siłownik ROEMHELD B 1.458 jednostronnego działania ze sprężyną powrotną. Badania były wykonywane z wymontowaną sprężyną z siłownika. W zaprojektowanym układzie napędu zaworów powrót siłownika realizował zawór, który był zamykany za pomocą sprężyny zaworowej.

Poniżej zamieszczono charakterystykę najważniejszych elementów aparatury pomiarowej.

Czujniki ciśnienia

Dwa czujniki membranowe piezoelektryczne firmy HYDROTECHNIK GmbH Typ PR. 15 o zakresie pomiarowym od 0 do 400 bar.

Czujnik przemieszczenia

Czujnik laserowy LD 1607-20. Zakres pomiarowy 20 mm, częstotliwość pomiaru do 10 kHz, rozdzielczość 6 μm .

Urządzenie akwizycji danych

Karta pomiarowa Personal Daq/3000 Series IOtech, komputer z systemem operacyjnym Windows XP Professional. Karta pomiarowa posiada szesnaście wejść analogowy, cztery cyfrowe i dwa wyjścia analogowe. Maksymalna częstotliwość pomiaru dla jednego kanału 1 MHz.

Zastosowana aparatura pomiarowa pozwoliła na pomiar i archiwizację następujących wielkości:

- przebieg napięcia sterującego rozdzielaczem,
- przebieg prądu sterującego rozdzielaczem,
- wznios zaworu,
- ciśnienie w komorze roboczej siłownika,
- ciśnienie zasilania.

3. Wyniki badań stanowiskowych i ich analiza

Próby badawcze napędu jednostronnego działania z rozdzielaczem Caterpillar wykonano dla:

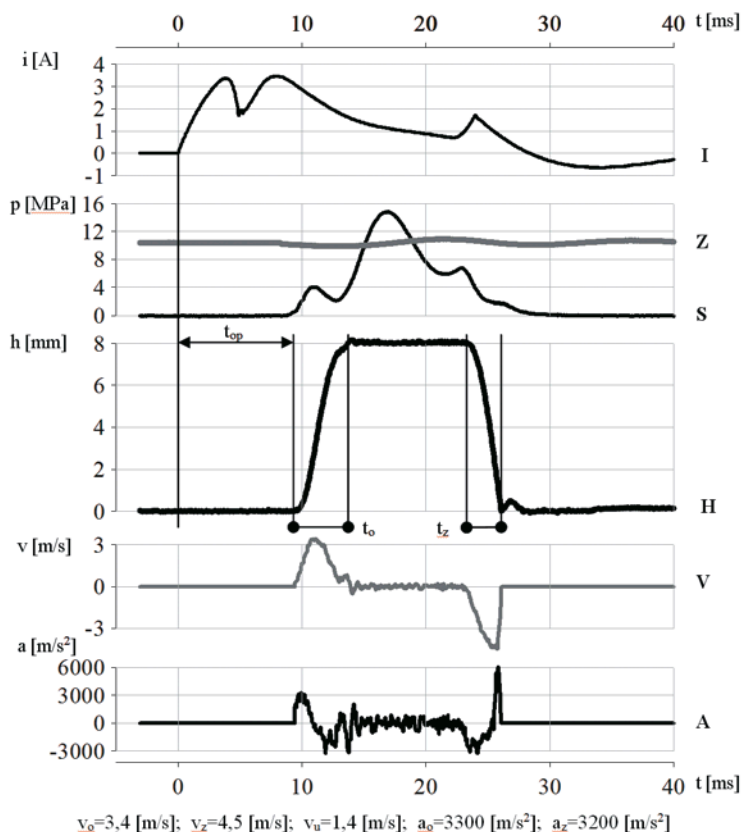
- skoku zaworu równego 8 mm;
- dla szerokiego zakresu ciśnień zasilania: od 2 do 16 MPa;
- dla jednego napięcia wstępnego sprężyny zaworowej: 3,9 mm;
- dla różnej długości sygnałów sterujących pracą rozdzielacza wymuszanych przez impulsowe rozładowanie kondensatorów o różnej pojemności: 330, 530, 800 oraz 1000 μF (podczas badań wzniosu zaworu energia zgromadzona w kondensatorze 330 μF była niewystarczająca do otwarcia rozdzielacza).

Na rysunku 3 przedstawiono przykładowe wyniki pomiarów. Wykresy zawierają odpowiednio przebiegi: wzniosu H , prędkości V oraz przyspieszenia A zaworu, ciśnienia zasilania Z , ciśnienia w siłowniku S , prądowego sygnału sterującego I . Dodatkowo zamieszczono tam obliczone prędkości i przyspieszenia: v_0 i a_0 – maksymalne prędkości i przyspieszenia podczas otwierania zaworu, v_z i a_z – maksymalne prędkości i przyspieszenia podczas zamykania zaworu oraz v_u – prędkość osiadania zaworu w gnieździe podczas jego zamykania.

Analizując pokazane na rysunku 3 przebiegi można zauważyć, że dla ciśnienia zasilania wynoszącego około 10 MPa przesunięcie top pomiędzy początkiem prądowego sygnału sterującego (linia I na rys. 3) a początkiem ruchu zaworu (linia H na rys. 3) wynosi około 10 ms. Czas otwierania zaworu to aż do pełnego wzniosu wynosi około 4 ms, a czas zamykania zaworu t_z wynosi około 3 ms. Maksymalna prędkość ruchu zaworu wynosi

$v_o = 3,4$ m/s, a maksymalne przyspieszenie $a_o = 3300$ m/s². Analogicznie podczas ruchu powrotnego zaworu uzyskano maksymalną prędkość ruchu zaworu $v_z = 4,5$ m/s, a maksymalne opóźnienie $a_z = 3200$ m/s². Prędkość uderzenia zaworu o gniazdo podczas jego ruchu powrotnego wynosiła $v_u = 1,4$ m/s.

W końcowej fazie otwierania zaworu widoczne jest nieznacznie większe otwarcie zaworu niż to, na które pozwala skok siłownika. Związane jest to z oderwaniem się tłoczyska siłownika od trzonka zaworu silnika. Przebieg prądowego sygnału sterującego (linia I) omówiono szczegółowo w poprzedniej pracy [8].



Rys. 3. Przykładowe przebiegi prądowego sygnału sterującego, kinematyki zaworu oraz ciśnień uzyskane podczas badań stanowiskowych ($U_o = 24V$, $C = 1000$ uF, $p_o = 10$ MPa:
I – prądowy sygnał sterujący, **Z** – ciśnienie zasilające, **S** – ciśnienie w siłowniku,
H – wznios zaworu, **V** – prędkość zaworu, **A** – przyspieszenie zaworu

Zbiorcze wyniki uzyskane podczas badań przedstawiono w tabeli 1. Analizując uzyskane podczas pomiarów wyniki badań można zauważyć co następuje.

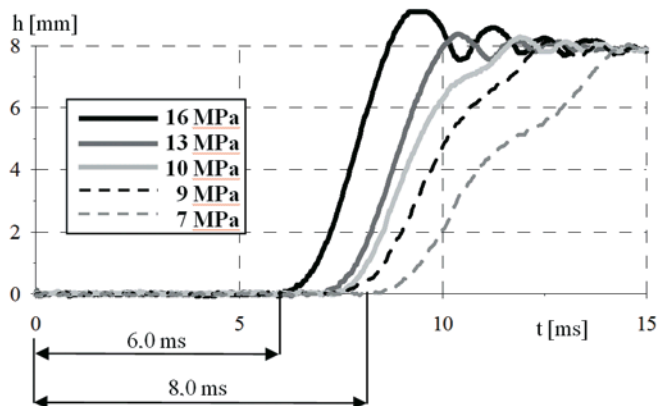
Tabela 1. Zbiorcze wyniki wyznaczone podczas badań

p_0	$h_{\max}$	t_{op}	t_o	v_o	a_o	t_z	v_z	a_z
[MPa]	[mm]	[ms]	[ms]	[m/s]	[m/s ²]	[ms]	[m/s]	[m/s ²]
16	8	6	2,5	4,8	3800	3	4,0	5200
15	8	7	2,5	4,5	4200	3	4,0	5400
14	8	7	2,5	4,3	3400	3,5	4,0	4900
13	8	7	3	4,2	4100	3	4,1	4900
12	8	7	3	4,0	3700	3,5	4,3	3500
11	8	7	4	3,4	3400	3,5	4,2	3500
10	8	7,5	4	3,4	3300	3	4,5	3200
9	8	9	4,5	3,0	3400	3	4,3	4000
8	8	9	5	2,9	2300	3	4,6	3900
7	8	9	5	2,4	2400	3	4,3	3400
6	8	10	7	2,1	2200	3	4,4	2800
5	6	11	10	1,7	2000	2,5	3,9	2700
4	5	12	10	1,3	1500	2,0	3,4	2600

Oznaczenia: p_0 – ciśnienie zasilania, $h_{\max}$ – skok maksymalny, t_{op} – opóźnienie ruchu zaworu w stosunku do początku prądowego sygnału sterującego, t_o – czas otwierania zaworu, v_o – maksymalna prędkość otwierania zaworu, a_o – maksymalne przyspieszenie otwierania zaworu, t_z – czas zamykania zaworu, v_z – maksymalna prędkość zamykania zaworu, a_z – maksymalne przyspieszenie zamykania zaworu

Opóźnienie ruchu zaworu w stosunku do początku prądowego sygnału sterującego

Along with growing oil supply pressure, the delay from the beginning of the current control signal to the beginning of the valve motion increased, which has been shown in Fig. 4.

Rys. 4. Wpływ ciśnienia zasilania na opóźnienie otwarcia zaworu ($C = 1000 \mu\text{F}$)

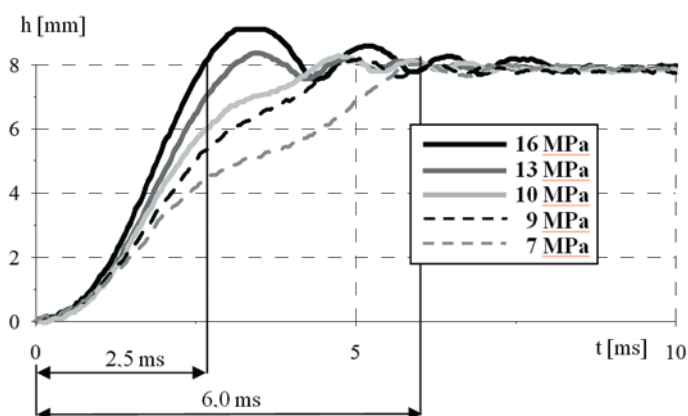
I tak dla ciśnienia zasilania około 15÷16 MPa może ono wynosić 6 ms, dla ciśnienia zasilania 6 MPa (umożliwiającego jeszcze uzyskiwanie pełnego wzniosu) – około 10 ms. Dla wartości ciśnienia zasilania mniejszych niż ok. 5÷6 MPa (niepełny wznios zaworu) – opóźnienie to przewyższa wartość 10 ms.

Maksymalny wznios zaworu

Ciśnienie zasilania jest wystarczające do uzyskania maksymalnego wzniosu zaworu wynoszącego 8 mm (tab.1). Dopiero mniejsze ciśnienia zasilania niż 6 MPa są niewystarczające do uzyskania maksymalnego wzniosu.

Czas i prędkość otwierania zaworu

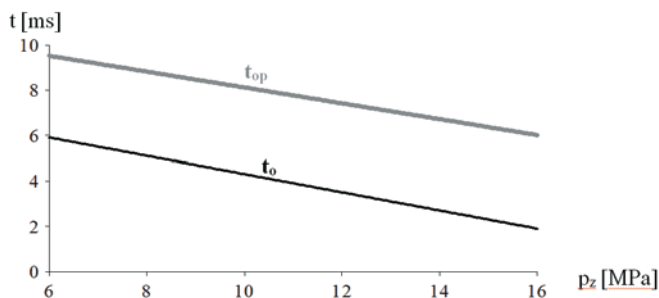
Czas otwierania zaworu zmniejsza się wraz ze wzrostem ciśnienia zasilania – co pokazano na rysunku 5.



Rys. 5. Wpływ ciśnienia zasilania na czas otwierania zaworu ($C = 1\,000\ \mu\text{F}$)

Dla dużych wartości ciśnienia zasilania około 15÷16 MPa może nawet wynosić 2,5 ms. Dla małych wartości ciśnienia zasilania około 6 MPa może wynosić 7 ms. Maksymalne prędkości i przyspieszenia podczas otwierania zachowują się proporcjonalnie do ciśnienia zasilania. Dla mniejszych ciśnień zasilania widoczne jest także wyraźne przegięcie przebiegu wzniosu zaworu P – wynika ono ze zbyt małego przepływu przez szczelinę zasilającą rozdzielacza w stosunku do chłonności siłownika wynikającej z jego ruchu. Dla np. ciśnienia zasilania poniżej 10 MPa – punkt przegięcia pojawia się dla wzniosu zaworu wynoszącego około 7 mm. Dla ciśnienia zasilania 7 MPa – już przy wzniosie zaworu około 5 mm. Skutkuje to wyraźnym zwiększeniem czasu otwierania zaworu o około 1÷2 ms.

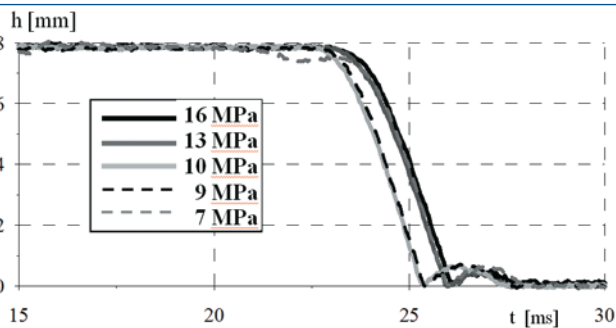
Wpływ ciśnienia zasilania na opóźnienie otwierania oraz czas otwarcia zaworu pokazano również na rysunku 6. Uzyskane opóźnienie i czas otwierania zaworu w funkcji ciśnienia zasilania przybliżono funkcją liniową (w zakresie ciśnień zadawanych podczas badań).



Rys. 6. Wpływ ciśnienia zasilania na opóźnienie otwarcia i czas otwarcia zaworu
(t_{op} – opóźnienie ruchu zaworu w stosunku do prądowego sygnału sterującego, t_o – czas otwierania zaworu)

Czas i prędkość zamykania zaworu

Czas zamykania zaworu jest w przybliżeniu stały i wynosi około 3÷3,5 ms. Dopiero dla małych ciśnień zasilania i niemożności osiągnięcia maksymalnego wzniosu przez zawór – zmniejsza się. Przykładowe przebiegi zamykania zaworu pokazano na rysunku 7.

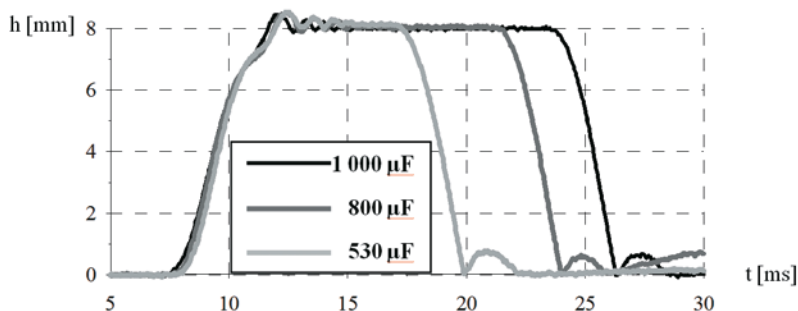


Rys. 7. Wpływ ciśnienia zasilania na przebiegi zamykania zaworu ($C = 1000 \mu F$)

Na rysunku 7 można zaobserwować praktycznie rzecz biorąc brak wpływu ciśnienia zasilania na przebieg zamykania zaworu. Odbywa się on ze zbliżonymi parametrami kinematycznymi. Prędkość uderzenia zaworu o gniazdo podczas jego ruchu powrotnego jest niemalże jednakowa – i jednakowe jest jego odbicie. Minimalne różnice i pewne przesunięcie w fazie wynikają z niepowtarzalności kolejnych pojedynczych przebiegów wzniosu.

Wpływ sygnału sterującego

Na rysunku 8 można zaobserwować wpływ sygnału sterującego na przebieg wzniosu zaworu.



Rys. 8. Wpływ sygnału sterującego na przebiegi wzniosu zaworu ($p_0 = 10 \text{ MPa}$)

Ze względu na impulsowe sterowanie poprzez rozładowanie kondensatora o różnej pojemności – możliwy (przy takim sposobie sterowania jest to układ typu RLC) jest wpływ tylko na długość trwania prądowego sygnału sterującego – w pewnym zakresie. Na rysunku 8 widać bardzo wyraźnie, że przebiegi otwierania zaworu dla różnych kondensatorów przy stałym ciśnieniu zasilania – praktycznie rzecz biorąc pokrywają się. Wraz ze stosowaniem coraz mniejszych kondensatorów energia w nich zgromadzona maleje i zmniejsza się czas otwarcia zaworu. Przebiegi zamykania – po ich nałożeniu są także praktycznie rzecz biorąc identyczne. Dla najmniejszego kondensatora $330 \mu\text{F}$, energia w nim zgromadzona jest już tak mała, że nie stwierdzono żadnego ruchu zaworu.

Prędkość osiadania zaworu w gnieździe podczas ruchu powrotnego zaworu

Wynik badań wskazują, że podczas ruchu zaworu z osiągnięciem przez niego pełnego wzniosu (8 mm), podczas jego ruchu powrotnego prędkość uderzenia grzybka zaworu o gniazdo osiąga wartości około $1 \div 1,3 \text{ m/s}$. W pojedynczych przypadkach uzyskiwano nawet prędkości około $1,4 \div 1,5 \text{ m/s}$. Potwierdzeniem takich prędkości osiadania zaworu w gnieździe był wyraźny hałas podczas badań. Dopiero przy mniejszych (częściowych) wzniosach zaworu rejestrowane prędkości osiadania zaworu w gnieździe wynosiły poniżej 1 m/s : przykładowo dla wzniosu ok. 3 mm – prędkość osiadania zaworu wynosiła $0,8 \text{ m/s}$, a dla wzniosu $1,2 \text{ mm}$ – $0,4 \text{ m/s}$. Tak duże prędkości osiadania znacząco wpływają na trwałość i hałaśliwość rozrządu, dlatego koniecznym będzie zastosowanie układu hamowania zaworu podczas jego osiadania w gnieździe. Układ taki powinien zmniejszać prędkość osiadania zaworu w gnieździe poniżej wartości $0,1 \text{ m/s}$.

4. Podsumowanie

Artykuł prezentuje wyniki badań wybranego rozwiązania elektrohydraulicznego napędu zaworu silnika spalinowego wykonanych na bezsilnikowym stanowisku. Ten modelowy elektrohydrauliczny napęd zaworu silnika spalinowego nie jest bynajmniej rozwiązaniem prototypowym, ale informacje zdobyte podczas jego badań pozwoliły na określenie podstawowych właściwości badanego typu napędu, co jest istotne z punktu widzenia

dalszych prac mających prowadzić do opracowania prototypu elektrohydraulicznego napędu zaworu silnika.

Zawarty w przedstawionej pracy materiał daje podstawy do określenia wpływu wybranych parametrów elektrohydraulicznego napędu zaworu rozrządu silnika spalinowego na jego właściwości. Dzięki przeprowadzonym badaniom można wskazać następujące ogólne wnioski:

- analizowany napęd charakteryzował się czasem zwłoki zadziałania. Na zwłokę tę składał się czas od podania sygnału do rozpoczęcia ruchu suwaka elektrozaworu oraz czas narastania odpowiedniego ciśnienia w siłowniku, niezbędnego do ruszenia zaworu silnika. Czas ten dla konkretnych ciśnień zasilania był stały i łącznie wynosił od sześciu do nawet kilkunastu milisekund. Z tego powodu sterowanie takim napędem zaworu nie może odbywać się w czasie rzeczywistym, po podaniu sygnału sterującego w chwili odpowiadającej jednemu położeniu wału korbowego silnika;
- najlepsze właściwości dynamiczne napędów uzyskiwano przy ciśnieniach zasilania równych bądź większych od 10 MPa. Wraz ze wzrostem ciśnienia zasilania skracał się czas osiągania pełnego otwarcia zaworu oraz czas zwłoki zadziałania napędu. Nie zaobserwowano natomiast istotnego wpływu zwiększania ciśnienia na czas zamykania zaworu.

Wymienione powyżej wnioski ogólne są tylko najważniejszymi płynącymi z przeprowadzonych badań. Szczegółowe analizy zawarte w pracy mogą być podstawą do dalszych badań nad hydraulicznym napędem zaworu rozrządu.

Literatura

- [1] AALTONEN J., VILENIUS M.: *Electrohydraulic Valvetrain for Extreme Value Diesel Engine*. Tampere University of Technology/Institute of Hydraulics and Automation, Tampere, Finland, 2002, www.IHA_TUKEVA-article_2002.
- [2] BARROS da CUNHA S., HEDRICK K., PISANO A.: *Variable Valve Timing By Means of a Hydraulic Actuation*. Society of Automotive Engineers 2000, SP-1523.
- [3] BRADER J.S.: *Development of a Piezoelectric Controlled Hydraulic Actuator for a Camless Engine*. Department of Mechanical Engineering, University of South Carolina 2001.
- [4] DENG D., MISCHER K.: *Die elektrohydraulische Ventilsteuerung*. Motortechnische Zeitschrift, 12/2004.
- [5] MILOVANOVIC N., TUNER J.: *Requirements for the Valve Train and Technologies for Enabling HCCI Over the Entire Operating Range*. Powertrain Research Department, Lotus Engineering, UK, 20.09.2005, www.automotive-eaton.com.
- [6] SMOCZYŃSKI, M., SZYDŁOWSKI, T.: *Model of Hydraulic Single-acting Drive for Valves of Internal Combustion Engines*. Journal of KONES: Powertrain and Transport, Vol. 16, No. 1, pp. 465÷472, 2009.
- [7] SZYDŁOWSKI, T., SMOCZYŃSKI, M.: *Model of Hydraulic Double-acting Drive for Valves of Internal Combustion Engines*. Journal of KONES: Powertrain and Transport, Vol. 16, No. 1, pp. 487÷494, 2009.
- [8] ZBIERSKI, K., SMOCZYŃSKI, M.: *Motion Properties of Hydraulically Actuated Valve Train*. Journal of KONES: Powertrain and Transport, Vol. 16, No. 3, pp. 517÷526, 2009.
- [9] SZYDŁOWSKI, T.: *Experimental Verification of the Model of Electrohydraulic Drive for Internal Combustion Engine*. Journal of KONES: Powertrain and Transport, Vol. 16, No. 3, pp. 401÷408, 2009.
- [10] ZBIERSKI, K.: *Koncepcja i bezsilnikowe badania bezkrzywkowego elektrohydraulicznego rozrządu tłokowego silnika spalinowego (Conception and Initial Researches of Electrohydraulic Valve Timing for Internal Combustion Engine)*. Journal of Internal Combustion Engines, Kones 2006, Nałęczów 2006.