

Wacław KOLLEK¹
Tomasz SIWULSKI¹
Zbigniew STACHOWIAK¹

POZYCJONOWANIE SIŁOWNIKA ROBOCZEGO UKŁADU ELEKTROHYDRAULICZNEGO PRZY ZRÓŻNICOWANYCH OBCIĄŻENIACH MASOWYCH

W artykule przedstawiono wyniki badań wpływu masy obciążenia na przebieg ruchu hydrostatycznego układu napędu z systemem automatycznej regulacji. Wartością zadaną układu regulacji było żądane położenie końcowe siłownika. Badania były prowadzone zarówno na obiekcie rzeczywistym, do tego celu wykorzystano symulator napędu liniowego Hydropax Zy25, jak i z wykorzystaniem modelu numerycznego zweryfikowanego w oparciu o wyniki badań laboratoryjnych. Otrzymane wyniki wskazują, że wpływ zmian masy obciążenia, a co za tym idzie sił dynamicznych działających na układ sterowany za pomocą systemu automatycznej regulacji, w badanej konfiguracji jest nieznaczny. Wyniki wskazują również, że w początkowej fazie dominującą rolę w kształtowaniu charakteru ruchu badanego układu napędowego ma moc generowana przez pompę oraz nastawa zaworu przelewowego. W drugiej fazie ruchu, gdy prędkość układu zaczyna się zmniejszać, przebieg ruchu jest właściwie niezależny od masy obciążenia i determinowany jest stopniem otwarcia serwozaworu.

1. WSTĘP

Parametry ruchu wykonywanego przez układ z napędem hydrostatycznym zależą od sił i momentów sił występujących w układzie, pochodzących od układu obciążającego, a także od parametrów masowych. Dokładne określenie przebiegu poszczególnych oddziaływań zewnętrznych oraz wewnętrznych, wpływających na układ hydrostatyczny, jest zadaniem skomplikowanym i trudnym do zrealizowania w codziennej praktyce inżynierskiej. W klasycznym rozwiązaniu sterowania hydraulicznego stosowanego w układach napędu urządzeń, co do których wymagane jest osiągnięcie korzystnych parametrów ruchu takich jak dokładność pozycjonowania i czas wykonywania ruchu roboczego, zadanie dostosowania sygnałów sterujących oraz monitorowania wykonywanego ruchu spada na operatora. W efekcie jakość oraz wydajność wykonywanej pracy zależna jest w głównej mierze od jego doświadczenia oraz cech psychomotorycznych.

Zasadnym kierunkiem rozwoju, którego celem jest uzyskanie większej dokładności wykonywanych ruchów, wydaje się zatem zastosowanie układów sterowania, w tym

¹ Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wroclawska

automatycznej regulacji. Dają one możliwość monitorowania parametrów ruchu układu i bieżącego dostosowywania sygnałów sterujących w celu uzyskania żądanych parametrów. Aby jednak dokonać prawidłowej aplikacji systemu sterowania należy określić wpływ poszczególnych parametrów układu na przebieg wykonywanego ruchu roboczego. W dalszych częściach artykułu przedstawiono wstępne wyniki badań wpływu masy obciążającej siłownik roboczy, będącej jednym z parametrów rzutuujących na dynamikę ruchu układu elektrohydraulicznego.

2. OPIS ZAGADNIENIA ORAZ METODYKA BADAŃ

Przebieg ruchu roboczego wykonywanego przez hydrostatycznie napędzany układ roboczy maszyny zależy od wartości sił i momentów sił oddziaływujących na człon ruchomy układu roboczego podczas wykonywania ruchu. Można zdefiniować następujące grupy sił i momentów sił oddziaływujących na układ:

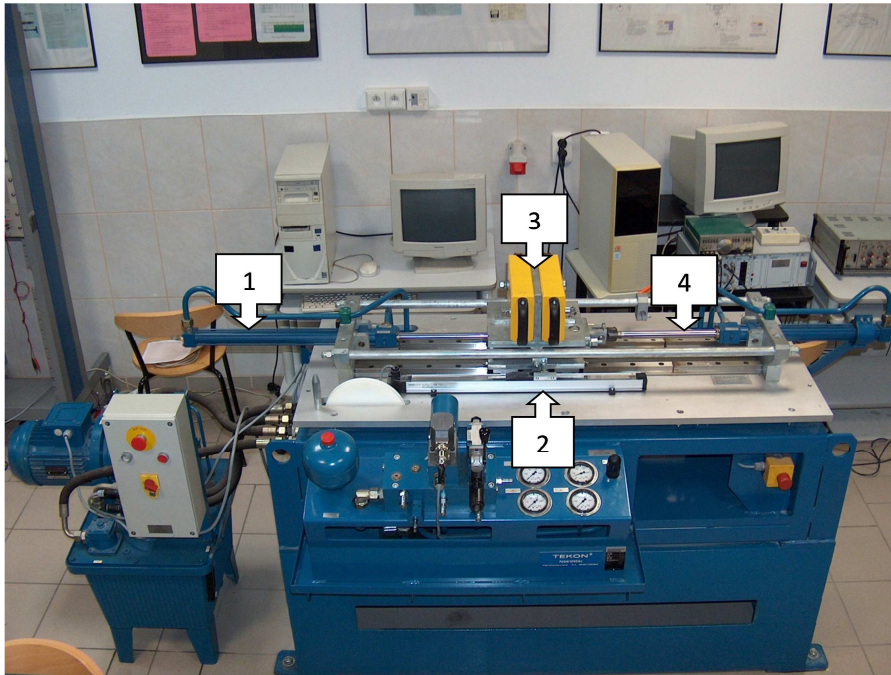
- siły i momenty sił związane z oddziaływaniem zewnętrznym,
- siły i momenty sił masowych,
- siły i momenty sił generowane w miejscu połączenia układu roboczego z ramą podstawy,
- siły i momenty sił generowane przez układ napędowy.

Jak widać oddziaływania jakiemu poddany jest człon roboczy układu są oddziaływaniami złożonymi, co więcej zmiennymi w dziedzinie czasu. Za pomocą układu sterowania operator lub system sterujący jest w stanie dokonywać zmian sił i momentów sił generowanych przez układ napędowy oraz pośrednio, kontrolując prędkość oraz przyspieszenie członu roboczego, wpływać na wielkość sił i momentów sił bezwładności. W praktyce przemysłowej to na operatorze spoczywa zadanie dostosowania chwilowych parametrów układu sterowania do charakteru wykonywanego ruchu. Jeśli natomiast, w celu podniesienia dokładności i powtarzalności wykonywanych ruchów roboczych, dokonuje się aplikacji rozbudowanych układów sterowania lub układów automatycznej regulacji istotnym staje się zagadnienie wpływu poszczególnych parametrów układu roboczego oraz napędzającego go układu hydrostatycznego na charakter wykonywanego ruchu roboczego. Parametrem, którego wpływ nie może być pomijany w analizie ruchu układu jest masa członu roboczego.

Badania wpływu masy na charakter ruchu układu roboczego przeprowadzono zarówno eksperymentalnie jak i na podstawie symulacji numerycznych. Do badań obiektowych wykorzystano symulator napędu liniowego Hydropax Zy25 produkcji firmy Mannesmann Rexroth AG, będący na wyposażeniu Zakładu Napędów i Automatyki Hydraulicznej Politechniki Wrocławskiej. Symulator ten szerzej opisany we wcześniejszych publikacjach [1],[2] pokazano na rysunku 1. Widoczny i zaznaczony na rysunku siłownik obciążający 4 nie był wykorzystywany podczas prezentowanych badań, zatem jedynym obciążeniem zewnętrznym układu była masa obciążająca oraz siły tarcia występujące na styku suportu i prowadnicy. Zastosowano suport umożliwiający zamocowanie i zmianę mas obciążających. Symulator napędu liniowego wyposażony jest w układ automatycznej

regulacji położenia, którego schemat przedstawiono na rysunku 2. W badaniach wykorzystano regulator proporcjonalny (P) o nastawie równej jedności. Oznacza to, że badania prowadzone były w układzie automatycznej regulacji, w którym sygnały wejściowy i wyjściowy regulatora były tożsame.

Badania modelowe przeprowadzono przy wykorzystaniu autorskiego modelu układu opartego na opisach matematycznych zjawisk fizycznych, za pomocą których odtworzono układ odpowiadający specyfikacji symulatora, przedstawiony na rysunku 3.

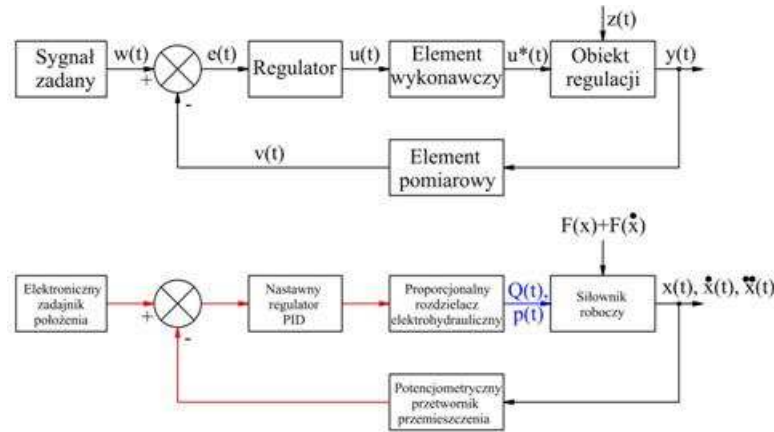


Rys. 1. Symulator elektrohydraulicznego napędu liniowego z zaznaczeniem wybranych elementów, 1 – siłownik roboczy, 2 – potencjometryczny przetwornik przemieszczenia, 3 – suport umożliwiający mocowanie mas obciążających, 4 – siłownik obciążający

Fig. 1. The linear drive simulator Hydropax Zy25 with an indication of the selected items, 1 - working hydraulic cylinder, 2 - potentiometric displacement transducer, 3 - bottom bracket which allows mounting of the mass, 4 - loading hydraulic cylinder

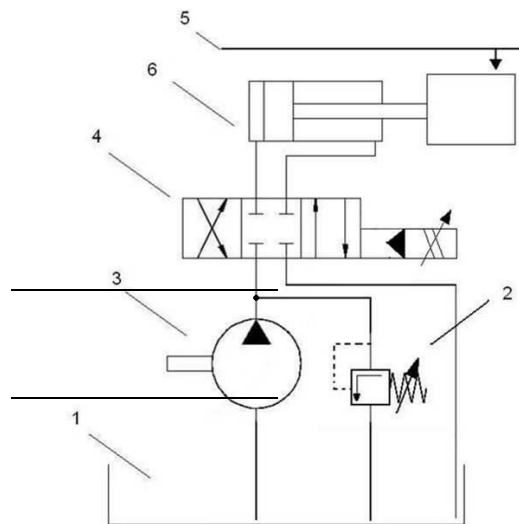
Model odwzorowuje działanie zarówno układu automatycznej regulacji przedstawionego powyżej, jak i hydrostatycznego układu napędowego, unifikując je w jeden układ elektrohydrauliczny. Przyjęto w trakcie tworzenia modelu następujące założenia upraszczające:

- stałość właściwości fizyczno - chemicznych czynnika roboczego,
- nieuwzględnienie sprężystości, lepkości oraz kawitacji cieczy,
- poszczególne elementy układu traktowane są jako bryły sztywne,
- nieuwzględnienie przecieków,
- nieuwzględnienie strat cieplnych,
- brak akumulacji energii,
- model tarcia Coulomba.



Rys. 2. Zamknięty układ regulacji automatycznej oraz analogiczna elektrohydrauliczna struktura układu zaimplementowana w symulatorze napędu liniowego: linie czerwone – sygnały elektryczne, linie niebieskie – przepływy mocy na drodze hydraulicznej

Fig. 2. Automatic control system and the analogous electrohydraulic structure implemented in the linear drive simulator: red lines - electrical signals, blue lines - the hydraulic power flow



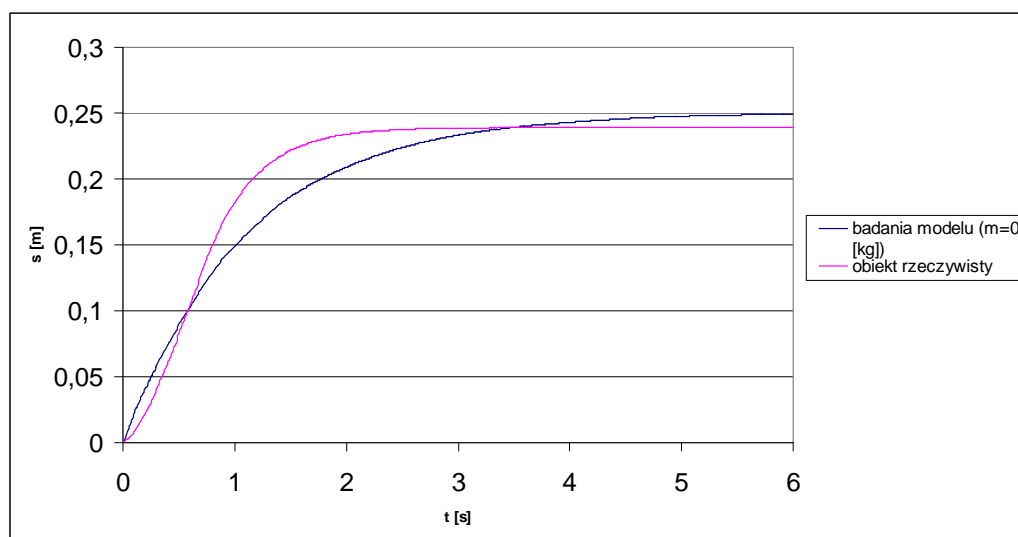
Rys. 3. Schemat układu: 1 - zbiornik, 2 – zawór przelewowy, 3 - pompa, 4 – dwustopniowy serwozawór, 5- przetwornik przemieszczenia, 6 – siłownik roboczy [3]

Fig. 3. Diagram of the hydrostatic system: 1 – tank, 2 - pressure relief valve, 3 - pump, 4 - two-stage servo valve, 5 - displacement transducer, 6 – working hydraulic cylinder [3]

Przyjęte złożenia upraszczające definiują układ zachowawczy, a przeprowadzone badania traktowane są jako badania wstępne. Użyty do badań eksperymentalnych symulator napędu jest stanowiskiem badawczym zamkniętym, o jednoznacznie zdefiniowanej strukturze. Autorzy zmuszeni zatem byli do wykorzystania istniejącego układu, który z punktu widzenia funkcjonalności posiada tę wadę, że przy zatrzymaniu ruchu siłownika cały strumień cieczy pompowany przez pompę przepływa pod wysokim ciśnieniem przez zawór przelewowy. W efekcie generowana jest duża ilość energii cieplnej.

Model numeryczny został poddany weryfikacji w oparciu o wyniki badań laboratoryjnych, wykonanych na symulatorze napędu liniowego dla wybranych parametrów

układu. Porównanie przykładowych przebiegów przedstawiono na rysunku 4. Wartością zadaną położenia w układzie automatycznej regulacji była wartość 0,25m. Masa układu rozpoczęła wykonywanie ruchu w położeniu zerowym. Zatem układ regulacji dążył do przemieszczenia masy o wielkość równą 0,25m.



Rys. 4. Wykresy zależności położenia końca tłoczyska siłownika w funkcji czasu przy masie obciążającej równej zero, zarejestrowane na symulatorze napędu liniowego (obiekt rzeczywisty) oraz będące wynikiem symulacji numerycznej (badania modelu) [3]

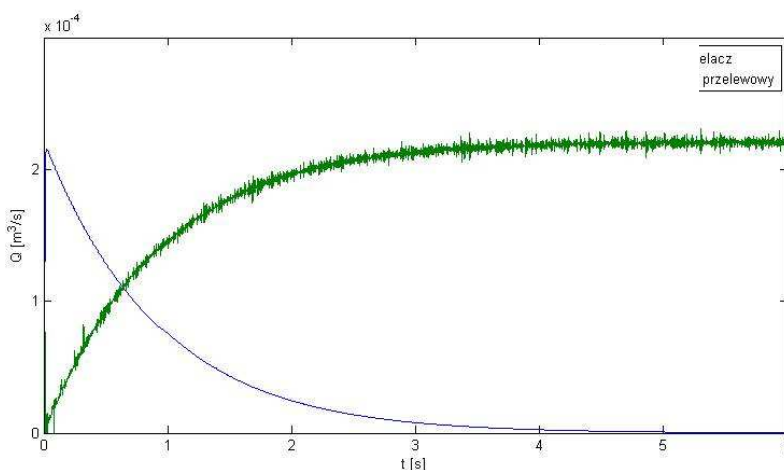
Fig. 4. Graphs of the hydrostatic cylinder piston rod position as a function of time with no loading mass, recorded on the simulator of the linear drive (real object) and the result of numerical simulation (numerical model) [3]

Porównanie wyników badań eksperymentalnych z wynikami symulacji numerycznej wykazało pewne różnice w przebiegu ruchu. Różnice te miały swoje źródło w założeniach upraszczających przyjętych dla modelu numerycznego oraz w trudnym do oszacowania przebiegu wartości siły tarcia pomiędzy suportem a prowadnicą. Zdając sobie sprawę z ograniczeń stanowiska badawczego skorygowano pierwotnie przyjęte wartości siły tarcia pomiędzy suportem a prowadnicą. Uzyskano dzięki temu dobrą zgodność badań eksperymentalnych z wynikami symulacji numerycznej. Po wykonaniu tych czynności przystąpiono do badań modelowych wpływu masy obciążenia na rejestrowane parametry ruchu układu.

3. PRZYKŁADOWE WYNIKI BADAŃ

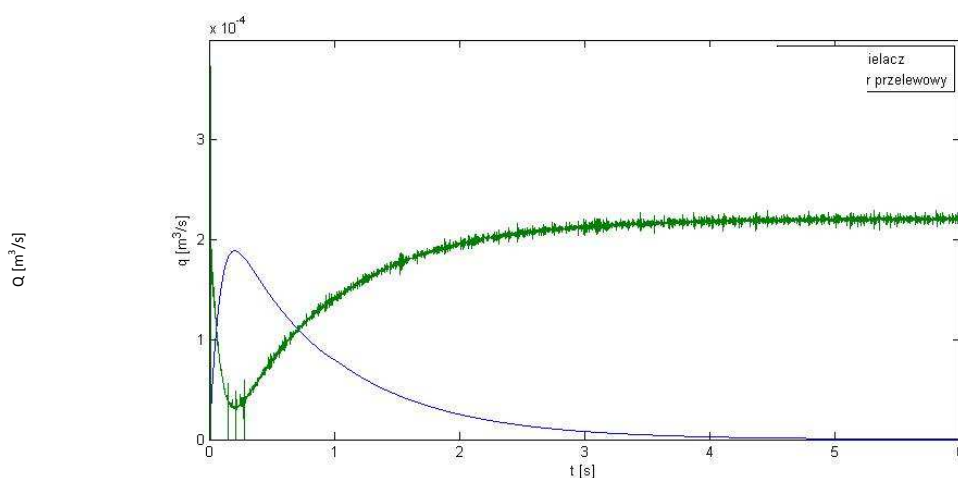
Wykonano serie symulacji numerycznych utrzymując niezmiennymi parametry układu a dokonując zmian jedynie masy obciążającej. Przykładowe wyniki przedstawiono na rysunkach 5 i 6. Analiza wyników wskazuje, że zmiana masy obciążającej wpływa na czas osiągnięcia przez układ przyjętej pozycji odniesienia, lecz w badanym zakresie mas nie była to zmiana istotna. Wynika to z faktu, że badany układ posiadał znaczny zapas mocy, w efekcie czego zwiększenie masy obciążenia wpływało na wydłużenie czasu w którym

siłownik osiągał prędkość maksymalną, lecz różnice te były rzędu dziesiątych części sekundy. Po osiągnięciu przez siłownik prędkości maksymalnej przebieg ruchu był determinowany stopniem otwarcia serwowalwy i ten etap ruchu miał przebieg praktycznie niezależny od masy obciążającej.



Rys. 5. Natężenie przepływu rejestrowane w linii zasilającej odbiornik (kolor niebieski) oraz w zaworze przelewowym (kolor zielony) podczas wykonywania ruchu przez układ obciążony masą równą 100kg [3]

Fig. 5. The flow rate recorded in the hydrostatic cylinder supply line (blue) and the overflow valve (green) during the execution of the movements with the loaded weight of 100kg [3]



Rys. 6. Natężenie przepływu rejestrowane w linii zasilającej odbiornik (kolor niebieski) oraz w zaworze przelewowym (kolor zielony) podczas wykonywania ruchu przez układ obciążony masą równą 3000kg [3]

Fig. 6. The flow rate recorded in the hydrostatic cylinder supply line (blue) and the overflow valve (green) during the execution of the movements with the loaded weight of 3000kg [3]

4. PODSUMOWANIE

Przedstawione wyniki wskazują, że wpływ masy obciążenia, a co za tym idzie sił dynamicznych oddziaływujących na układ napędu hydrostatycznego członu roboczego

maszyn przy zastosowaniu układów automatycznej regulacji jest oddziaływaniem, które wpływa praktycznie tylko na początkową fazę ruchu. Wyniki wskazują również na fakt, że dominującą rolę w kształtowaniu przebiegu ruchu członu roboczego badanego układu w fazie początkowej ma natężenie przepływu generowane przez pompę oraz nastawa zaworu przelewowego. W początkowej fazie ruchu układ obciążony jest znaczącymi siłami dynamicznymi powiązаныmi z masą. Po rozpędzeniu masy dalszy przebieg ruchu, związany ze stopniowym zwalnianiem aż do całkowitego zatrzymania układu niezależnie od masy obciążającej ma podobny przebieg i jest kontrolowany przez system automatycznej regulacji, który zmniejsza w trakcie tej części ruchu otwarcie szczeliny serwozaworu. Zatem na charakter ruchu, podczas zmniejszania prędkości układu, znacząco wpływa wielkość otwarcia serwozaworu, natomiast natężenie przepływu pompy nie jest czynnikiem mającym wpływ na ten etap ruchu. Przeprowadzone badania wskazują, że korzystnym może być wykorzystanie układu automatycznej regulacji, który posiadałby jednocześnie funkcję sterowania oraz dowolnego kształtowania początkowej fazy ruchu układu elektrohydraulicznego. Będzie to miało wpływ na wartości sił masowych występujących podczas pracy układu.

LITERATURA

- [1] KOLLEK W., KUDŹMA Z., STOSIAK M., 2005 „*Symulator liniowego napędu hydrostatycznego źródłem nowych możliwości badawczych*”, Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne, Wrocław.
- [2] KOLLEK W., SIWULSKI T., STOSIAK M., 2012, *Wpływ układu sterowania na dokładność pozycjonowania oraz czas reakcji roboczego układu elektrohydraulicznego*, Napędy hydrauliczne w maszynach i pojazdach, Praca zbiorowa pod redakcją prof. Wacława Kolleka, Wrocław.
- [3] STACHOWIAK Z., 2011, *Wpływ parametrów masowych na dokładność pozycjonowania układów roboczych z napędem hydrostatycznym*, Praca dyplomowa magisterska, promotor dr inż. Tomasz Siwulski, Wrocław.

THE EFFECT OF THE LOAD MASS CHANGE ON THE CHARACTER OF THE MOVEMENT OF THE ELECTROHYDRAULIC DRIVE SYSTEM

The article presents the study results of the influence of the load mass on the course of the working system movement with a hydrostatic drive system and the feedback system. Studies have been conducted both on the real object, had been used the linear drive simulator Hydropax Zy25 and the numerical model. The numerical model has been successfully verified based on the laboratory test results. The results show that the effect of the change load mass, and the dynamic forces acting on the working system with the hydrostatic drive using feedback control systems in tested configuration is the slightly. The results also indicate that the dominant role in shaping the character of the movement of the tested working system, in the initial phase, has the power generated by the pump and relief valve setting. This follows from the fact that when changing the load mass differences in flow rates registered both on the actuator supply line and the overflow valve line are visible in the initial phase of movement, when the mass increase the speed. In this phase the mass generated a motion dynamic forces, which take effect on the working system. After the increased the speed of the mass of the further course of movement, associated with gradual deceleration to a stop, regardless of mass loading is similar, and is controlled by the feedback control system. Thus, during deceleration the size of servo valve opening affects significantly the nature of motion, and the power of the pump has no effect in this stage of the movement.