

# Właściwości dynamiczne serwonapędów elektrohydraulicznych z silnikami skokowymi

dr inż. Andrzej Milecki  
Instytut Technologii Mechanicznej  
Politechniki Poznańskiej

*Przedstawiono zasadę działania oraz matematyczne opisy dynamiki serwojednostek elektrohydraulicznych z silnikiem skokowym jako elementem zadającym. Wyznaczono transmitancje operatorowe dla różnych struktur regulacyjnych oraz określono ich warunki stabilności i uchyby ustalone. Przeprowadzone analizy teoretyczne pozwalają na: określenie warunków i obszaru prawidłowej pracy serwojednostek, opracowanie konkretnych wskazówek dla projektantów tego typu urządzeń, dokonanie wyboru struktury regulatora sterującego.*

Takie zalety hydrauliki jak: możliwość uzyskiwania bardzo dużych sił, korzystny stosunek uzyskiwanej siły do masy urządzeń tę siłę generujących, bezpośrednia możliwość uzyskiwania liniowych przemieszczeń za pośrednictwem siłownika powodują, że jest ona stosowana w układach realizujących liniowe przemieszczenia, gdzie występuje potrzeba uzyskiwania dużych sił. Cechą tych układów jest duże wzmocnienie oraz wysoka dynamika charakteryzująca się krótkimi czasami reakcji.

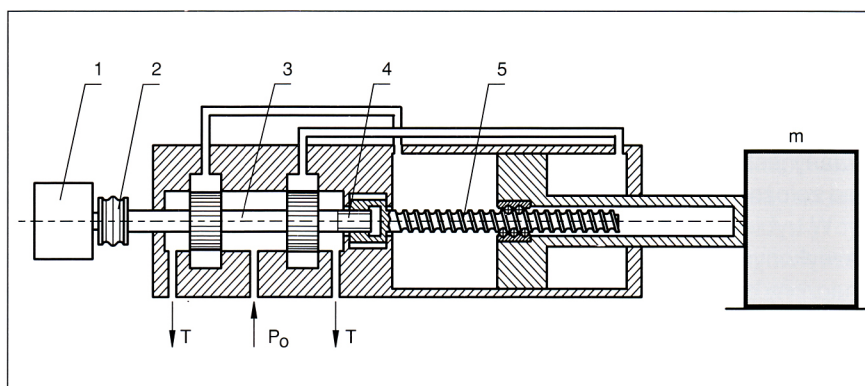
Konkurencja w postaci elektrycznych układów napędowych wymusiła istotne postępy w rozwiązaniach układów napędu hydraulicznego. Przejawia się on w intensywnym wprowadzaniu mikroelektroniki do hydrauliki i oferowaniu układów napędowych z zamkniętym torem regulacji. Dzięki budowaniu nowoczesnych układów elektrohydraulicznych, w których występuje współlistnienie hydrauliki z mikroelektroniką, nastąpiła poprawa parametrów oferowanych produktów, a hydraulika utwierdziła swoje zastosowanie w wielu gałęziach współczesnej techniki. Napędy hydrauliczne pozwalają na uzyskiwanie dokładności pozycjonowania rzędu  $1 \mu\text{m}$ , rozpiętości prędkości 1:10000 i przesuwania dużych mas. Są zdolne do bezpośredniej realizacji przemieszczeń liniowych. Sprzężenie z elektronicznymi układami sterującymi pozwala na podłączenie urządzeń hydrauliki do sterowania typu CNC, PLC czy PC i stosowania w obrabiarkach i robotach.

W nowoczesnych rozwiązaniach napędów hydraulicznych pracujących z pętlą sprzężenia zwrotnego, jako elementy regulacyjne są stosowane zawory proporcjonalne oraz serwozawory, które połączone bezpośrednio z silnikiem wykonawczym i układem pomiaru położenia tworzą tzw. serwojednostki elektrohydrauliczne. Ich stopień wejściowy, nazywany przetwornikiem elektromechanicznym, przetwarza sygnał elektryczny w przemieszczenie liniowe albo kątowe suwaka wzmacniacza hydraulicznego. Powoduje to zmiany wielkości strumienia cieczy wpływającej do komór siłownika. Jako przetworniki elektromechaniczne stosowane są głównie elektromagnesy proporcjonalne, silniki momentowe albo przetworniki piezoelektryczne. Są to elementy drogie, a ich stosowanie wymaga używania specjalnych, złożonych modułów sterujących. Jednym z ciekawszych, a mało wy-

korzystywanych elementów zadających wzmacniacza hydraulicznego jest silnik skokowy. Jest on oferowany w dość szerokiej gamie wraz z układami sterującymi przez producentów krajowych i zagranicznych. Jego podstawową zaletą jest możliwość pracy w otwartej pętli sterowania, co oznacza, że nie jest wymagany pomiar położenia kąтового jego wirnika, a tym samym układ charakteryzuje się prostotą i korzystną ceną. Proces konstruowania takiego napędu powinien być wzbogacony o analizy jego własności dynamicznych i rozważania dotyczące różnych możliwości sterowania.

## STRUKTURA JEDNOSTKI ELEKTROHYDRAULICZNEJ Z SILNIKIEM SKOKOWYM

Rysunek 1 przedstawia model fizyczny układu, w którym zastosowano silnik skokowy (1) do zadawania przesunięcia suwaka wzmacniacza wielokrawędziowego (3). Suwak ten jest sprzężony z wałem silnika za pośrednictwem sprzęgła mieszkowego (2) połączonego z korpusem zaworu poprzez śrubę (4). Wskutek tego, obrót wirnika silnika powoduje wkręcanie bądź wykręcanie suwaka z korpusu zaworu. Tym samym następuje proporcjonalne do liczby skoków wirnika silnika skokowego przesunięcie suwaka i otwarcie szczelin między korpusem a suwakiem zaworu. Skutkiem tego jest przepływ oleju do jednej komory tłoka i wypływ z drugiej, a tym samym ruch tłoka siłownika i obrót sprzężonej z nim śruby tocznej. Jej obrót odbywa się w tym samym kierunku co obrót śruby suwaka, co powoduje (wymusza) powrót suwaka do położenia początkowego i zamknięcie szczelin zaworu. Sprzężenie zwrotne może być także wprowadzone przez zastosowanie elektrycznego układu pomiaru położenia tłoka [5].



Rys. 1.



## BUDOWA MODELU SERWOJEDNOSTKI ELEKTROHYDRAULICZNEJ

W analizie dynamicznej serwojednostki z mechanicznym sprzężeniem zwrotnym przyjęto następujące założenia upraszczające:

- wzmacniacz wielokrawędziowy ma zerowe przekrycie, czyli wartość sygnału sterującego w postaci przemieszczenia suwaka jest równa wielkości szczeliny dławiącej,
- do wzmacniacza jest podawany czynnik roboczy nie zmieniający właściwości fizycznych, a jego ciśnienie przed wzmacniaczem jest stałe,
- straty ciśnienia w przewodach doprowadzających są pomijalnie małe,
- w prowadnicach członów wykonawczych nie występuje siła tarcia suchego,
- natężenie przepływu cieczy przez wzmacniacz hydrauliczny jest liniową funkcją przesunięcia suwaka,
- nie występuje zależność sztywności układu od pojemności komór siłownika i przewodów hydraulicznych czyli od aktualnego położenia ruchomych elementów serwonapędu.

Trzy pierwsze z nich mają szczególnie duży wpływ na pracę serwonapędu. Zależą one od konkretnego wykonania i warunków pracy. Założenia te pozwalają traktować omawiane dalej serwojednostki jako układy liniowe [1, 2, 5, 6].

Schemat blokowy serwonapędu przedstawionego na rys. 1 pokazuje rys. 2. Na wejście układu sterowania podawany jest sygnał w postaci impulsów. Wirnik obraca się z prędkością proporcjonalną do ich częstotliwości, a kąt o jaki nastąpi obrót jest proporcjonalny do ilości impulsów wejściowych. Przesunięcie tłoka siłownika  $y(s)$  w zależności od rzeczywistego przesunięcia suwaka wzmacniacza hydraulicznego  $x(s)$  wyrażane jest transmitancją [1, 3, 5, 6]:

$$G(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{K_Q K_C}{s(T^2 s^2 + 2T\zeta s + 1)} = \frac{K_Q K_C}{s\left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta}{\omega_0} s + 1\right)} \quad (1)$$

gdzie:  $K_Q$  – współczynnik przepływu wzmacniacza hydraulicznego,  $K_C = 1/A_c$  – współczynnik siłownika hydraulicznego,  $A_c$  – powierzchnia czynna tłoka siłownika,  $\zeta$  – współczynnik tłumienia układu,  $T$  – stała czasowa,  $\omega_0$  – częstotliwość drgań własnych.

Stała czasowa  $T$  zależna jest od przesuwanej masy. W praktyce można przyjmować, że dla siłowników o skoku 0,5 m i średnicy 140 mm, minimalna stała czasowa wynosi ok. 5,0÷15 ms, a maksymalna ok. 80÷100 ms. Współczynnik tłumienia  $\zeta$  w siłownikach hydraulicznych przyjmuje wartości od 0,1 do 0,2.

Współczynnik przepływu  $K_Q$  pozwalający określić wielkość przepływu w zależności od przesunięcia suwaka, jest trudny do dokładnego wyliczenia i w zasadzie powinien być weryfikowany doświadczalnie. Przeprowadzona analiza literatury oraz badania własne pozwalają szacować, że jego wartość będzie zawierać się w zakresie:  $K_Q = 0,5 \div 3,0$  [m<sup>2</sup>/s].

Impulsy podawane na wejście układu powodują ruch obrotowy wirnika. Połączony z nim, zakończony gwintem suwak, wkręca się w śrubę toczną przesuwając się równocześnie w tulei. Prędkość obrotową wirnika silnika skokowego w zależności od częstotliwości impulsów wejściowych opisuje współczynnik  $K_n$  definiowany następująco:

$$K_n = \frac{\dot{\Theta}_w}{f} = \frac{f \frac{\Theta_{sk}}{2\pi}}{f} = \frac{\Theta_{sk}}{2\pi} \quad (2)$$

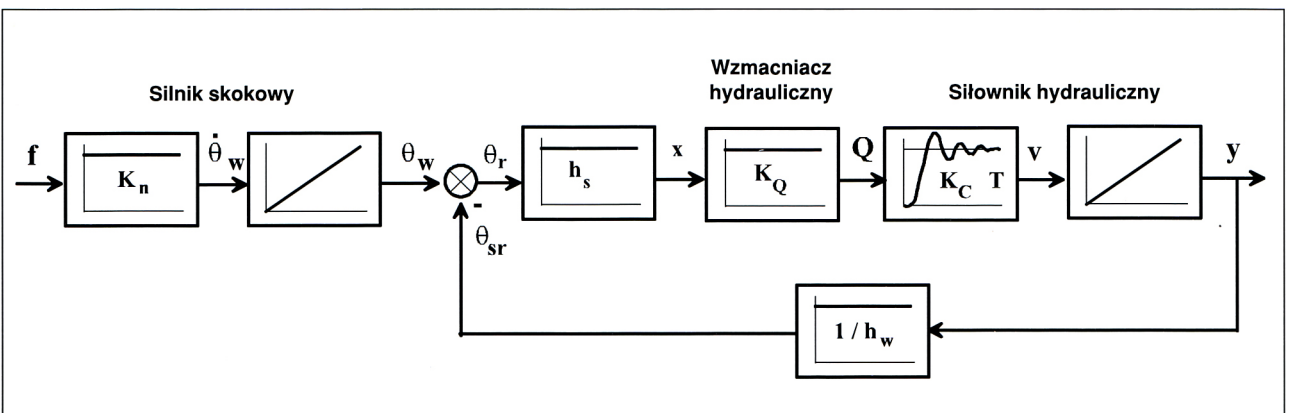
gdzie:  $h_s$  – skok śruby,  $f$  – częstotliwość,  $\Theta_{sk}$  – skok silnika.

Dla danych:  $h_s = 0,001$  m,  $f = 1000$  Hz,  $\Theta_{sk} = 0,001 \cdot 2\pi$ ,  $K_n$  wynosi  $10^{-3}$  [rad], a prędkość liniową suwaka wzmacniacza można wyznaczyć z zależności  $\dot{x} = K_n h_s = 0,001$  [m/s].

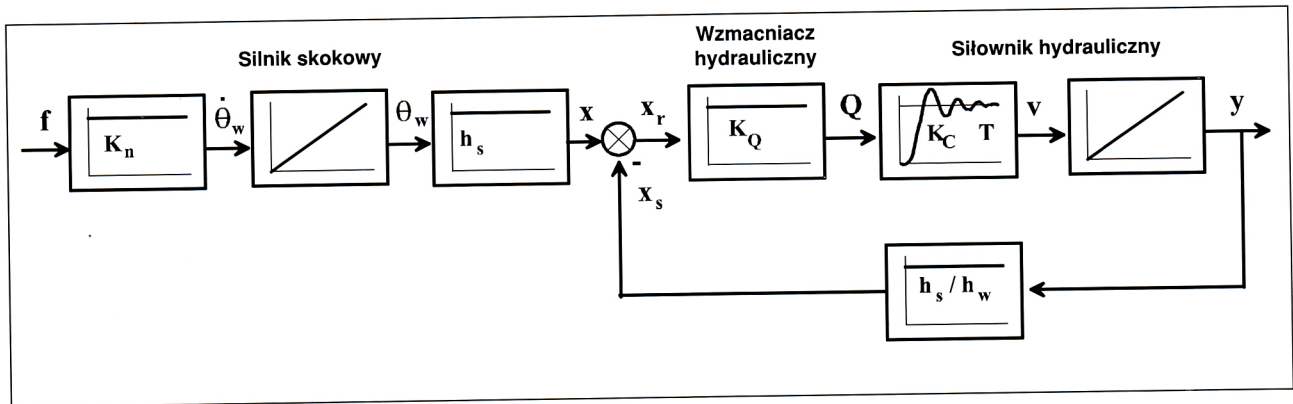
## ANALIZA DYNAMIKI SERWOJEDNOSTKI Z MECHANICZNYM SPRZĘŻENIEM ZWROTNYM

Przedstawiony na rys. 2 schemat blokowy można przekształcić do postaci przedstawionej na rys. 3. Sprzężenie zwrotne układu ma charakter proporcjonalny, a jego współczynnik wzmocnienia zależy od stosunku skoku śruby suwaka wzmacniacza do skoku śruby tocznej. Zależność przemieszczenia tłoka siłownika hydraulicznego  $y(s)$  od przesunięcia suwaka  $x(s)$  opisana jest transmitancją (1). Transmitancję układu ze sprzężeniem zwrotnym można przedstawić następująco [4, 5]:

$$G(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{K_Q K_C}{T^2 s^3 + 2T\zeta s^2 + s + K_C K_Q h_s h_w} \quad (3)$$



Rys. 2.

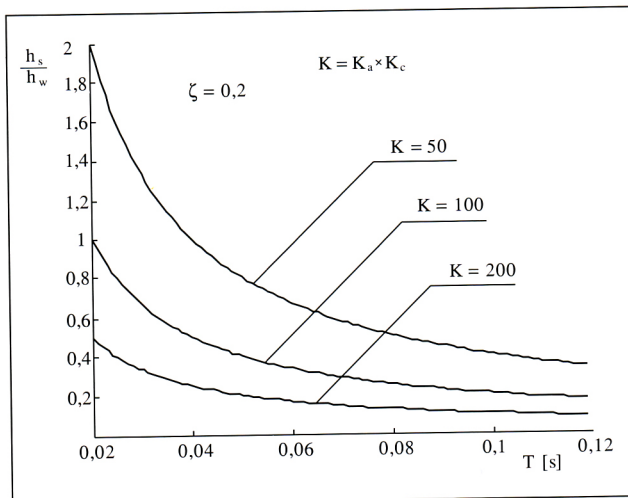


Rys. 3.

Układ jest stabilny, gdy spełniony jest warunek wynikający z kryterium Hurwitz'a (rys. 4), a wyrażony nierównością:

$$2\zeta > K_c K_Q T h_s h_w \quad (4)$$

Najkrótsze czasy osiągnięcia zadanych położeń przez element wykonawczy uzyskiwane są dla wartości współczynnika wzmocnienia sprzężenia zwrotnego  $h_s/h_w=0,1 \div 0,3$ .



Rys. 4.

Na rys. 5 przedstawiono schemat blokowy serwojednostki, w którym uwzględniono występowanie zakłóceń. Są one powodowane występowaniem siły obciążającej  $F_R$ . Działa ona na tłoczek wywołując przepływ strumienia zakłócającego  $Q_z$ . Stosunek transformaty sygnału stru-

mienia zakłócającego do transformaty siły zakłócającej można zapisać [3]:

$$G_{ZR}(s) = \frac{Q_z(s)}{F_R(s)} = \frac{s K_{ZR}}{T^2 s^2 + 2\zeta Ts + 1} \quad (5)$$

Jednym z ważniejszych wskaźników, pozwalających na ocenę jakości układu regulacji, jest uchyb statyczny. Uchyb serwojednostki pochodzący od sygnału wejściowego (przesunięcia suwaka), przy braku sygnału zakłócającego, jest równy zero gdy sygnał zadający jest skokową zmianą położenia suwaka wzmacniacza wielokrawędziowego. Gdy zaś sygnał wejściowy narasta liniowo ( $x(t)=X_{st}t$ ), to uchyb ustalony wynosi:

$$e_{xu} = \frac{h_w}{K_Q K_c h_s} \cdot X_{st} \quad (6)$$

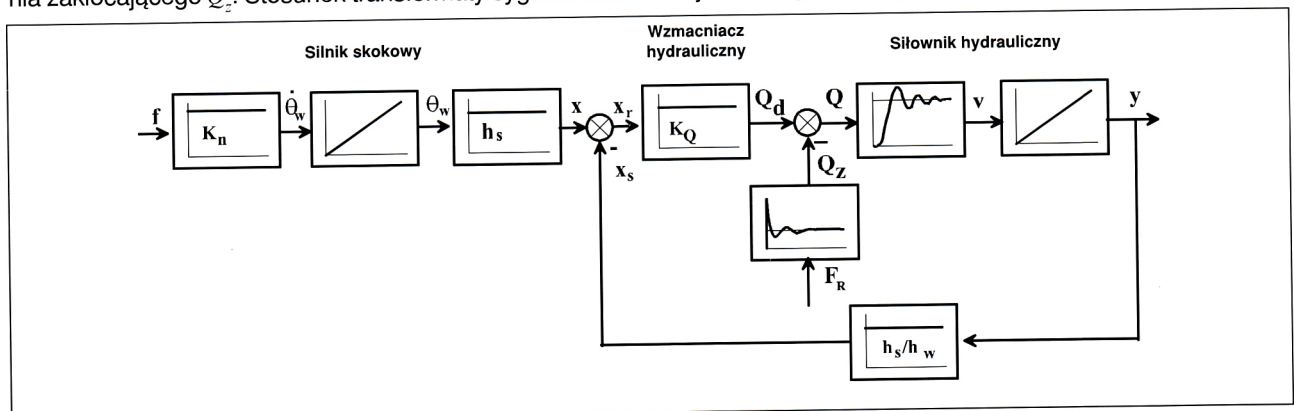
Jeśli na tłoczysku skokowo pojawi się siła obciążająca, to uchyb statyczny będzie równy 0. Gdy siła ta narasta liniowo ( $z(t)=Z_{st}t$ ), to uchyb ustalony wynosi:

$$e_{xz} = \frac{K_{ZR}}{K_Q} \cdot Z_{st} \quad (7)$$

W procesie projektowania należy dążyć do minimalizacji wielkości wyznaczonych wzorami (6) i (7) uchybów ustalonych.

### ANALIZA DYNAMIKI SERWOJEDNOSTKI Z DWIEMA PĘTLAMI SPRĘŻENIA ZWROTNEGO

Przedstawiona na rys. 5 jednostka nie obejmuje sprzężeniem zwrotnym całego układu. Rys. 6 przedstawia serwojednostkę, w której zastosowano dodatkowe, położe-



Rys. 5.



## BADANIA SERWOJEDNOSTKI ELEKTROHYDRAULICZNEJ

Opracowane modele teoretyczne pozwoliły na wykonanie badań symulacyjnych serwojednostek. Wykonano je za pomocą programów MATLAB i SIMULINK. Na rys. 7a przedstawiono uzyskane w wyniku symulacji odpowiedzi skokowe. W ramach badań symulacyjnych wykonano także charakterystyki częstotliwościowe układu otwartego i zamkniętego jednostki z mechanicznym sprzężeniem zwrotnym. Pokazały one, że częstotliwość graniczna (rezonansowa) jednostki wynosi około 200 Hz.

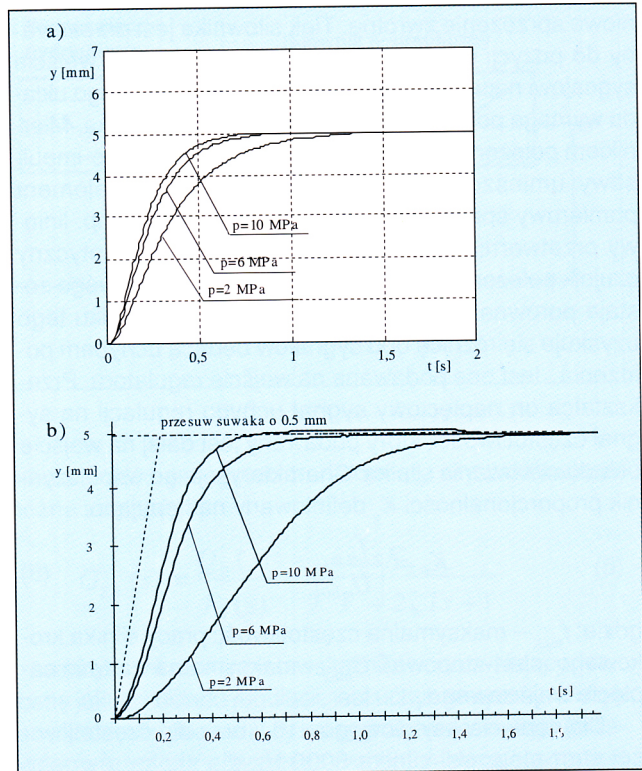
W ramach prac prowadzonych w Zakładzie Maszyn Technologicznych Instytutu Technologii Mechanicznej Politechniki Poznańskiej zaprojektowano i zbudowano serwojednostkę elektrohydrauliczną z mechanicznym sprzężeniem zwrotnym realizowanym za pomocą śruby tocznej o średnicy tłoka  $\varnothing=140$  mm. Zastosowano silnik skokowy typu FA-2351 pracujący z kartą ESB-5-23 (skok  $0,72^\circ$ ). Został on połączony z suwakiem czterokrawędziowego wzmacniacza hydraulicznego za pośrednictwem sprzęgła mieszkowego. Średnica suwaka wzmacniacza hydraulicznego wynosiła 10 mm.

Do zasilania serwojednostki stosowano zasilacz hydrauliczny zapewniający dużą wydajność oraz dokładność filtracji. Z tłokiem serwojednostki połączono suwak indukcyjnego przetwornika pomiaru położenia o zakresie pomiarowym 10 mm i błędzie liniowości mniejszym od 2%. Sygnał z czujnika był rejestrowany w pamięci komputera IBM PC. W badaniach dokładności pozycjonowania stosowano czujnik mikrometryczny zapewniający dokładność pomiaru do  $1\mu\text{m}$ . Rys. 7b przedstawia wymuszenie odpowiedzi skokowe serwojednostki na wymuszenie zadawane za pomocą silnika krokowego przy różnych ciśnieniach zasilających. Badaniom poddano tylko układ pracujący bez obciążenia zewnętrznego.

Przeprowadzone badania pozwoliły określić dokładność pozycjonowania serwojednostki na ok.  $0,01$  mm. Dalszą jej poprawę jest możliwa przez wprowadzenie sprzężenia zwrotnego o większym wzmocnieniu i poprawę dokładności wykonania jednostki. Badania wykazały, że serwojednostka uzyskuje prędkość od  $1$  mm/min (częstotliwość impulsów podawanych na silnik ok.  $1,7$  Hz) do  $1500$  mm/min (częstotliwość impulsów podawanych na silnik  $2500$  Hz). Podawanie na silnik krokowy impulsów o mniejszej częstotliwości (np.  $0,5$  Hz) powoduje skokowy ruch tłoka. Prędkość maksymalna może być zwiększona przez zastosowanie układu rozpędzania silnika krokowego do częstotliwości większej od start-stopowej (np. do  $20\,000$  Hz, czemu odpowiada prędkość tłoka  $12$  m/min, tj.  $200$  mm/s).

## PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono modele teoretyczne dwóch wariantów serwonapędów elektrohydraulicznych, w których jest zastosowany silnik skokowy jako element zadający. Wyznaczono ich transmitancje, określono warunki stabilności oraz wyznaczono uchyby ustalone dla sygnału zadającego i zakłócającego. Analiza warunków gwarantujących stabilność serwonapędów oraz wzorów określających



Rys. 7.

wielkości uchybów ustalonych wskazuje na konieczność poszukiwania optymalnego współczynnika przepływu  $K_Q$ . Jego zwiększenie powoduje zmniejszenie wielkości uchybów ustalonych a jednocześnie może prowadzić do niestabilności całego układu. W każdym z tych przypadków korzystne jest zachowanie stosunkowo dużego współczynnika tłumienia (większego od  $0,1$ ). Jeśli napędy będą przesuwaly duże masy, to ze względu na dużą wielkość stałej czasowej możliwe jest powstanie oscylacji i niestabilności.

Obie omawiane serwojednostki są jednostkami pozycjonującymi i nadają się szczególnie dobrze do zastosowań jako napędy robotów i manipulatorów. Mogą zapewnić przenoszenie stosunkowo dużych mas z dużą prędkością przy zapewnieniu wysokiej dokładności pozycjonowania. Właściwości jednostki z dwiema pętłami sprzężenia zwrotnego mogą być zmieniane przez zastosowanie regulatora o wybranej charakterystyce.

## BIBLIOGRAFIA:

- [1] Backé W.: Fluidtechnik im Wandel, Ö+P 7/1988.
- [2] Feuser A.: Fortschrittliche Antriebslösungen für die elektro-hydraulische Automatisierungstechnik, Ö+P 9/1989.
- [3] Ławniczak A.: „Sterowanie i regulacja prędkości w liniowym napędzie hydraulicznym”, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej 1995.
- [4] Ławniczak A.: Nowoczesna koncepcja regulacji prędkości w liniowym napędzie elektrohydraulicznym, Ogólnopolska Konferencja Naukowo-Techniczna „Napędy i Sterowania Hydrauliczne '96”, Wrocław-Szklarska Poręba 1996.
- [5] Milecki A.: Analiza i badania sterowania elektrohydraulicznym napędem liniowym z silnikiem krokowym jako elementem zadającym. Praca doktorska, Poznań 1996.
- [6] Pizoń A.: Elektrohydrauliczne analogowe i cyfrowe układy automatyki, WNT 1995.