

Tadeusz STEFAŃSKI, Łukasz ZAWARCZYŃSKI

POLITECHNIKA ŚWIĘTOKRZYSKA, KATEDRA SYSTEMÓW STEROWANIA I ZARZĄDZANIA,
Al. Tysiąclecia P.P. 7, 25-314 Kielce

Analiza falownikowego napędu hydraulicznej pompy tłoczkowej z zastosowaniem silnika synchronicznego PMSM

Dr hab. inż. Tadeusz STEFAŃSKI

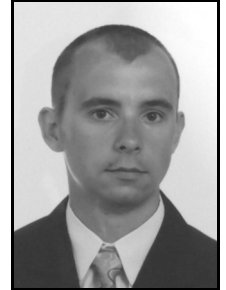
Pracuje na stanowisku profesora nadzwyczajnego w Katedrze Systemów Sterowania i Zarządzania na Wydziale Elektrotechniki, Automatyki i Informatyki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach. Realizuje badania naukowe z zakresu metod identyfikacji i teorii sterowania.



e-mail: t.stefanski@tu.kielce.pl

Mgr inż. Łukasz ZAWARCZYŃSKI

Pracuje na stanowisku asystenta w Katedrze Systemów Sterowania i Zarządzania na Wydziale Elektrotechniki, Automatyki i Informatyki Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach. Realizuje badania naukowe z zakresu napędów elektrycznych i teorii sterowania.



e-mail: l.zawarczynski@tu.kielce.pl

Streszczenie

Analizowano problem sterowania falownikowym napędem pompy hydraulicznej w układzie sterowania objętościowego, z zastosowaniem silnika synchronicznego ze wzbudzeniem od magnesów trwałych (PMSM). Porównano wyniki badań układu hydraulicznego przy zastosowaniu sterowania objętościowego i dławieniowego. W badanych układach sterowania zastosowano regulatory klasyczne. Badania laboratoryjne przeprowadzono dla napędu z silnikiem PMSM o mocy 2,5 kW

Słowa kluczowe: silnik PMSM, sterowanie prędkością, sterowanie przepływem.

Analysis of inverter-fed drive of hydraulic piston pump with use of PMSM motor

Abstract

The problem of the inverter-fed drive of a hydraulic piston pump in a hydraulic volumetric control system is analysed in the paper. A PMSM motor was used to drive the pump. Flow dynamics of the working medium in the open and closed control system is discussed. In regulation systems there were used PID regulators whose parameters had been calculated based on numeric minimisation of the given regulation performance indexes. Identification of control objects (PMSM-pump, pump-proportional valve, PMSM-pump-hydraulic motor) was performed by measuring the time responses and their approximation with mathematical models (11). The results for a hydraulic system with volumetric control and throttling control were compared. It was proved that flow control with change of the pump rotational speed (volumetric control) showed similar flow dynamics to that of throttling control provided that the PMSM motor starting speed was not zero. In justified cases the volumetric control can replace the throttling control which is characterised by large power loss. The laboratory investigations were carried out for a drive with 2.5 kW PMSM motor and a piston pump with a geometric volume of 4.9 cm³/rev.

Keywords: PMSM motor, speed control, flow control.

1. Wstęp

W napędach hydraulicznych sterowanie prędkością siłownika lub silnika wymaga zastosowania elementu dławiącego, umożliwiającego zmianę natężenia przepływu cieczy roboczej (dławieniowy układ sterowania) lub pompy wporowej o zmiennej wydajności (objętościowy układ sterowania). W objętościowym układzie sterowania zmiana natężenia przepływu czynnika roboczego odbywa się poprzez zmianę wydajności jednostkowej pompy lub poprzez zmianę jej prędkości obrotowej. W każdym z tych przypadków występuje strata energii, która obniża sprawność układu, szczególnie niską sprawnością charakteryzują się dławieniowe układy sterowania. Jednak ze względu na prostą konstrukcję są one najpowszechniej stosowane.

Między prędkością silnika hydraulicznego a jego chłonnością zachodzą jednoznaczne (w przybliżeniu proporcjonalne) relacje.

Również wydajność pompy jest w przybliżeniu proporcjonalna do jej prędkości obrotowej. W związku z tym w wielu przypadkach zamiast sterować przepływem poprzez dławienie, można sterować poprzez zmianę prędkości obrotowej pompy. Efektywność tego typu sterowania zależeć będzie głównie od dynamiki zmian prędkości kątowej silnika elektrycznego [1, 2].

Do napędu pomp hydraulicznych są stosowane różne rodzaje silników elektrycznych. Najpopularniejsze i najczęściej stosowane są silniki indukcyjne (AC) [3]. Obecnie często również stosuje się silniki ze wzbudzeniem od magnesów trwałych. Wysoka sprawność, duża przeciążalność momentem, małe gabaryty i dobre własności regulacyjne powodują, że silniki z magnesami trwałymi w wielu przypadkach są konkurencyjne w stosunku do silników indukcyjnych. W klasie silników o małym momencie bezwładności i mocy do 10 kW, ich cena jest około dwukrotnie wyższa od silników indukcyjnych.

Rozróżnia się dwa podstawowe rodzaje silników z magnesami trwałymi, tj. silniki z trapezoidalnym rozkładem pola w szczelinie (BLDC) oraz silniki z sinusoidalnym rozkładem pola w szczelinie (PMSM) [4]. Obecnie, z powodu prawdopodobnie mniejszego popytu, w ofertach handlowych znaczących na rynku firm produkujących silniki elektryczne brak jest trójfazowych silników BLDC. Wiele firm, np. Parker, unifikuje konstrukcję silników, a uzyskanie odpowiedniego typu silnika jest uzależnione od sposobu jego zasilania napięciem oraz od zamontowanych przetworników pomiarowych.

W pracy analizowano efektywność sterowania natężeniem przepływu układu hydraulicznego poprzez zmianę prędkości obrotowej pompy o stałej objętości geometrycznej. Do napędu pompy zastosowano silnik PMSM. Dokonano także porównania dwóch metod sterowania przepływem, tj. poprzez zmianę prędkości obrotowej silnika PMSM i poprzez zastosowanie regulacyjnego zaworu proporcjonalnego.

2. Model matematyczny silnika PMSM

Model matematyczny silnika PMSM stanowią równania obwodowe stojana w układzie odniesienia d - q , zorientowanym zgodnie z kierunkiem pola magnetycznego wirnika [3, 4, 5]:

$$L_d \frac{di_d}{dt} + R_s i_d - \omega_e L_q i_q = u_d \quad (1)$$

$$L_q \frac{di_q}{dt} + R_s i_q + \omega_e (\lambda_{PM} + L_d i_q) = u_q \quad (2)$$

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_e - M_o, \quad \omega_e = p\omega \quad (3)$$

$$M_e = \frac{3}{2} p [\lambda_{PM} i_q + (L_d - L_q) i_d i_q] \quad (4)$$

gdzie: L_d, L_q – indukcyjności stojana w osiach d i q , R_s – rezystancja stojana, λ_{PM} – strumień magnetyczny od magnesów trwałych, i_d, i_q – składowe wektora prądu stojana, u_d, u_q – składowe wektora napięcia stojana, ω – prędkość kątowna wirnika, M_e – moment elektryczny, M_o – moment obciążenia, p – liczba par biegunów, J – moment bezwładności.

Uzyskanie pożądaných właściwości regulacyjnych prędkości kątowej silnika wymaga odpowiednich nastaw parametrów regulatorów. W celu ich określenia, należy dokonać identyfikacji parametrycznej bądź nieparametrycznej silnika wraz z obciążeniem, można także zastosować falownik z aplikacją układu sterowania i z autodostrajaniem parametrów regulatorów.

Identyfikację parametrów modelu matematycznego silnika zrealizowano na podstawie pomiaru jego wielkości fizycznych podczas rozruchu. Sygnałami wejściowymi w modelu matematycznym (1)–(4) są składowe wektora napięcia stojana w układzie współrzędnych $d-q$, natomiast sygnałami wyjściowymi – prędkość kątowa, kąt θ położenia wirnika i amplituda wektora prądu stojana. Napięcia i prądy fazowe silnika rejestrowano poprzez ich bezpośredni pomiar, stosując hallotronowe przetworniki, odpowiednio napięcia i prądu. Zasadniczym problemem jest natomiast pomiar napięć fazowych stojana v_A, v_B i v_C , na podstawie których należy wyznaczyć składowe wektora napięcia stojana w układzie współrzędnych $d-q$:

$$u_d = \frac{2}{3} \left[u_A \cos \theta + u_B \cos \left(\theta - \frac{2\pi}{3} \right) + u_C \cos \left(\theta - \frac{4\pi}{3} \right) \right] \quad (5)$$

$$u_q = \frac{2}{3} \left[-u_A \sin \theta - u_B \sin \left(\theta - \frac{2\pi}{3} \right) - u_C \sin \left(\theta - \frac{4\pi}{3} \right) \right] \quad (6)$$

Napięcia fazowe stojana są sygnałami impulsowymi i ich pomiar wymaga dużej częstotliwości próbkowania, przynajmniej o rząd większej od częstotliwości przełączania tranzystorów. Napięcia te można także wyznaczyć pośrednio, na podstawie pomiaru napięcia w obwodzie DC falownika i sygnałów sterujących tranzystorami w poszczególnych jego gałęziach. Pomiar ten może być obarczony znacznym błędem, wynikającym ze stosowania czasu martwego w algorytmie sterowania tranzystorami falownika.

Wartości parametrów modelu matematycznego silnika wyznaczono na podstawie iteracyjnej minimalizacji błędu średniokwadratowego amplitudy prądu stojana I oraz prędkości kątowej ω (zastosowano metodę complex Box'a) [5]

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\omega(i) - \hat{\omega}(i))^2 + \frac{w}{N} \sum_{i=1}^N (I(i) - \hat{I}(i))^2 \quad (7)$$

przy czym: N – liczba pomiarów, w – współczynnik wagowy (przyjęto $w=10$), symbol „^” oznacza rozwiązanie modelu matematycznego silnika. W procesie identyfikacji wyznaczano parametry modelu matematycznego (1)–(4), przy czym rezystancję stojana R_s określono za pomocą bezpośredniego pomiaru. Oprócz ww. wielkości, dodatkowo mierzono moment obciążenia M_o na wale silnika.

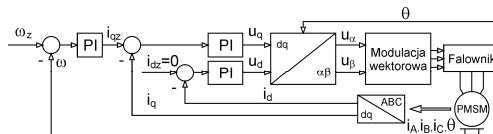
Proces identyfikacji można uprościć, dokonując pomiarów i przetwarzania sygnałów w układzie regulacji, np. prędkości kątowej silnika. Wówczas ominię się problem pomiaru napięcia stojana, gdyż w układzie regulacji wielkością wejściową będzie zadana prędkość kątowa silnika. Szczegółowe omówienie metod i wyników identyfikacji omówiono w pracy [5].

3. Sterowanie przepływem

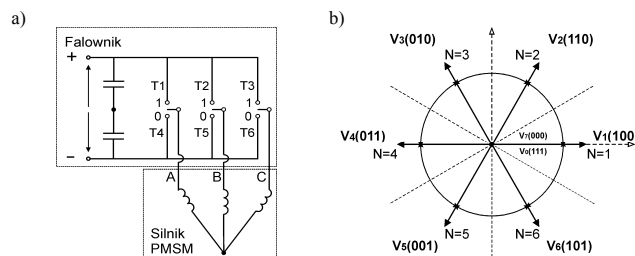
Najpopularniejszą metodą sterowania prędkością kątową silnika PMSM z magnesami umieszczonymi na wirniku, jest metoda połowozorientowana (FOC) [3]. Schemat blokowy układu regulacji prędkości kątowej przedstawia rys. 1.

Schemat połączeń elektrycznych silnika i falownika oraz położenie wektora napięcia stojana z zaznaczeniem sektorów N ilustruje rys. 2.

Poprzez odpowiednie załączenia tranzystorów, falownik generuje 6 aktywnych (niezerowych) wektorów napięcia i 2 nieaktywne (zerowe). Wektory aktywne są uzyskiwane dla stanów załączeń: 100, 110, 010, 011, 001, 101, natomiast zerowe – dla: 111 i 000.



Rys. 1. Schemat blokowy układu regulacji prędkości kątowej
Fig. 1. Block diagram of angular velocity control system



Rys. 2. Schemat połączeń elektrycznych silnika PMSM (a) i wektorowa reprezentacja napięcia stojana (b)

Fig. 2. Electric diagram of PMSM motor (a) and stator voltage vector position (b)

Określenie położenia wektora napięcia (sektora N) odbywa się na podstawie

$$\alpha = \arctg \frac{u_\beta}{u_\alpha} \quad (8)$$

przy czym: $u_\alpha = u_d \cos \theta - u_q \sin \theta$, $u_\beta = u_d \sin \theta + u_q \cos \theta$.

Parametry regulatorów wyznaczono w wyniku iteracyjnej minimalizacji metodą Box'a następującej funkcji

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N e_{\omega z}(i)^2 + \frac{w_1}{N} \sum_{i=1}^N e_{d z}(i)^2 + \frac{w_2}{N} \sum_{i=1}^N e_{q z}(i)^2 \quad (9)$$

gdzie: N – liczba iteracji, $e_{\omega z}$ – uchyb prędkości kątowej (wielkości regulowanej), $e_{d z}$, $e_{q z}$ – uchyby zadanych wartości składowych prądu stojana, odpowiednio $i_{d z}$ i $i_{q z}$, w_1 , w_2 – współczynniki wagi. Uchyb wielkości regulowanej wyznaczano z zależności

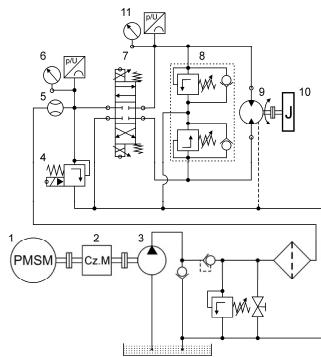
$$e_{\omega z}(i) = \omega_{zmo}(i) - \hat{\omega}(i) \quad (10)$$

gdzie ω_{zmo} jest zadaną odpowiedzią czasową prędkości kątowej modelu odniesienia (model odniesienia przyjęto w postaci transzencji II rzędu).

4. Analiza laboratoryjna układów sterowania przepływem

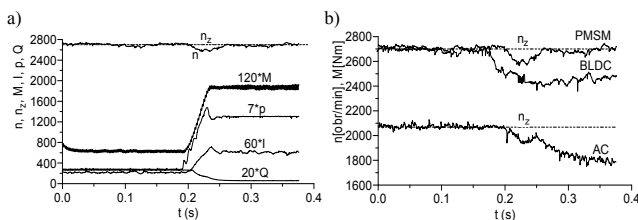
Analizę sterowania przepływem przeprowadzono na stanowisku badawczym, którego schemat ideowy ilustruje rys. 3. Silnik PMSM 1 (Parker, 2,5 kW, 3000 obr/min, resolver) napędza pompę tłoczkową 3 o objętości geometrycznej 4,9 cm³/obrót poprzez sprzęgła i układ pomiaru momentu 2. Sterowanie przepływem lub ciśnieniem może odbywać się poprzez zmianę prędkości obrotowej silnika 1 lub odpowiednie sterowanie proporcjonalnym zaworem przelewowym 4, lub proporcjonalnym zaworem regulacyjnym 7. Obciążeniem układu jest silnik hydrauliczny 9, o objętości geometrycznej 4,9 cm³/obrót, współpracujący z układem antykawitacyjno-przeciążeniowym 8, połączonym mechanicznie z masą 10 o momencie bezwładności $J_m=0,1$ kgm², poprzez sprzęgło rozłączne. Pomiar parametrów hydraulicznych układu jest dokonywany za pomocą przetworników ciśnienia 6 (ciśnienie p) i 11 (ciśnienie p_1)

oraz przepływomierza 5. Do sterowania i rejestracji wielkości mierzonych zastosowano kartę kontrolno-sterującą Dspace 1103.



Rys. 3. Schemat ideowy stanowiska badawczego
Fig. 3. Block diagram of the laboratory stand

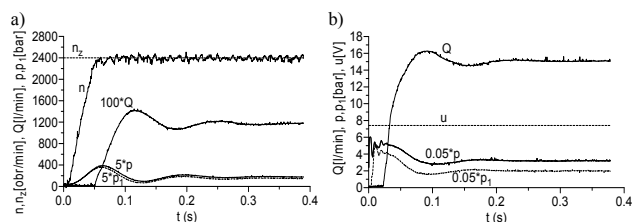
W wyniku badań laboratoryjnych falownikowego napędu pompy stwierdzono, że napęd z silnikiem PMSM lepiej stabilizuje prędkość kątową, niż np. napęd z silnikiem indukcyjnym (Lenze, 2,6 kW, 2300 obr/min, enkoder, metoda sterowania FOC), czy z silnikiem BLDC (Parker, 2,5 kW, 3000 obr/min, resolver+czujniki Halla, zastosowano klasyczną strukturę regulacji prędkości kątowej bez podrzędnej pętli regulacji prądu). Rysunek 4 przedstawia przykładowe przebiegi czasowe układu hydraulicznego, przy skokowym zablokowaniu uprzednio swobodnego przepływu (skokowa zmiana mocy z poziomu 0,8 do 4,18 kW). W badanych układach regulacji przyjęto „graniczne” wartości parametrów regulatorów, tzn. zapewniające możliwie najkrótszy czas regulacji prędkości i stabilną pracę napędu. Silniki AC i PMSM zasilano z falownika MDS5110 (11 kW) firmy STOEBER, a silnik BLDC – z końcówki mocy firmy Semikron (18 kW).



Rys. 4. Przebiegi czasowe napędu przy zablokowanym przepływie Q : (a) dla silnika PMSM, (b) dla silników AC, PMSM i BLDC (n_z , n – zadana i mierzona prędkość obrotowa, M – moment)

Fig. 4. Time responses of drive system for block flow: (a) for PMSM motor, (b) for AC, PMSM and BLDC motors (n_z , n – set and measurement velocity, M – torque)

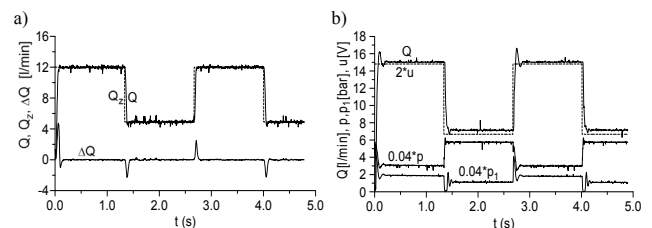
Na rysunku 5 przedstawiono odpowiedzi skokowe napędu hydraulicznego (silnik 9 z odłączoną masą 10) dla zadanej prędkości obrotowej silnika $n_z=2400$ obr/min. Zawór proporcjonalny wysterowano napięciem $u=7,4$ V, przy zakresie od 0 do 10 V. Oprócz prędkości obrotowej n silnika, przepływu Q , rejestrowano także ciśnienia p i p_1 , odpowiednio przez przetworniki 6 i 11. Nieznacznie krótszy czas osiągnięcia ustalonej wartości przepływu Q osiąga układ z zaworem proporcjonalnym.



Rys. 5. Przebiegi skokowe układu hydraulicznego: (a) sterowanie objętościowe, (b) sterowanie dławieniowe

Fig. 5. Step responses of the hydraulic system: (a) volumetric control, (b) throttling control

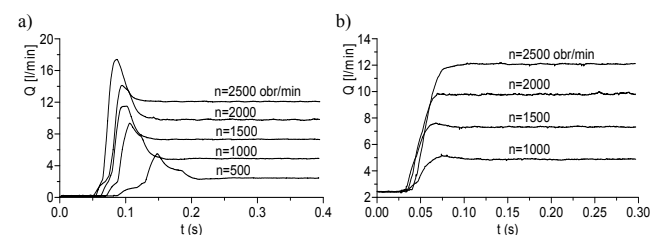
W dalszej fazie badań analizowano rozruch silnika PMSM przy impulsowej zmianie prędkości zadanej, tj. odpowiednio 2450 i 1000 obr/min. Rysunek 6 ilustruje zadany przebieg przepływu Q_z (iloczyn zadanej, impulsowej prędkości obrotowej i jednostkowej objętości geometrycznej pompy) oraz rejestrowany przepływ Q , dla nieobciążonego momentem bezwładności silnika hydraulicznego. Dodatkowo zamieszczono także różnicę ΔQ przepływu teoretycznego (iloczyn mierzonej prędkości obrotowej i jednostkowej objętości geometrycznej pompy) i mierzonego ($\Delta Q=Q_p-Q$). Analizując przebiegi ΔQ można zaobserwować nieznaczne opóźnienie przebiegów Q w stosunku do Q_p , które jest głównie wynikiem sprawności objętościowej układu. W przypadku sterowania dławieniowego (rys. 6b) zawór proporcjonalny został wysterowany napięciem impulsowym o amplitudach 7,4 i 3,3 V. W układzie sterowania dławieniowego występują znaczne spadki ciśnienia na zaworze proporcjonalnym.



Rys. 6. Przebiegi czasowe nieobciążonego układu hydraulicznego: (a) sterowanie objętościowe, (b) sterowanie dławieniowe

Fig. 6. Time responses of the hydraulic system without load: (a) volumetric control, (b) throttling control

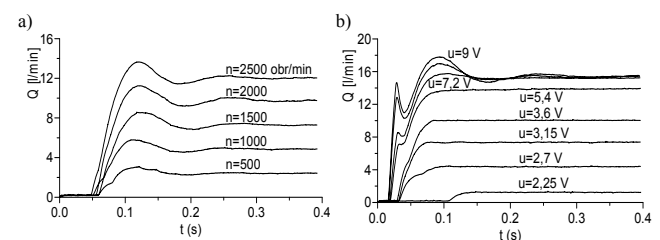
Charakter zmian natężenia przepływu Q w układzie hydraulicznym jest uzależniony nie tylko od prędkości silnika elektrycznego (pompy), ale także od rodzaju sterowania (objętościowe, dławieniowe). Problem ten ilustrują charakterystyki skokowe natężenia przepływu Q zamieszczone na rys. 7, dla nieobciążonego układu hydraulicznego – pompa połączona ze zlewem. Przepływ Q zarejestrowano dla kilku wartości prędkości obrotowej silnika elektrycznego, dla zerowej (rys. 7a) i niezerowej rozruchowej prędkości obrotowej (rys. 7b).



Rys. 7. Charakterystyki skokowe natężenia przepływu Q przy rozruchu dla: (a) zerowej prędkości początkowej, (b) niezerowej prędkości początkowej

Fig. 7. Step responses of flow Q for start from: (a) zero initial speed, (b) nonzero initial speed

Z kolei rys. 8 ilustruje charakterystyki skokowe przepływu dla sterowania objętościowego (rys. 8a) i dławieniowego (rys. 8b) przy przepływie czynnika roboczego przez nieobciążony silnik hydrauliczny. Charakterystyki przepływu Q istotnie się zmieniają, jeśli silnik hydrauliczny zostanie obciążony.



Rys. 8. Charakterystyki skokowe przepływu Q : (a) sterowanie objętościowe, (b) sterowanie dławieniowe

Fig. 8. Step responses of flow Q : (a) volumetric control, (b) throttling control

Sterowanie przepływem poprzez regulację prędkości obrotowej silnika elektrycznego (pompy) charakteryzuje się szybką dynamiką zmian wartości prędkości, ale żądany przepływ otrzymuje się z błędem, wynikającym z określonej sprawności objętościowej pompy, pojemności i sprężystości elementów układu hydraulicznego, przepływu przez zawór przelewowy, obciążenia itd. Błąd ten ograniczono poprzez zastosowanie regulacji przepływu. Parametry regulatorów wyznaczono na podstawie identyfikacji modelu matematycznego układu silnik-pompa i układu pompa-zawór proporcjonalny o założonej postaci typu wejście-wyjście

$$\frac{Q(s)}{U(s)} = \frac{Ke^{-sT_o}}{T^2s^2 + 2\xi Ts + 1} \quad (11)$$

Parametry transmitancji (11) wyznaczono na podstawie zarejestrowanych charakterystyk skokowych przepływu Q ww. układów, minimalizując błąd średniokwadratowy między zarejestrowanym przepływem Q a jego wartością obliczoną \hat{Q}

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (Q(i) - \hat{Q}(i))^2 \quad (12)$$

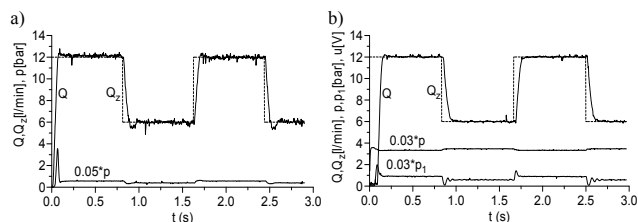
Z analizy przebiegów zamieszczonych na rys. 7 i 8 wynika, że dokładna aproksymacja jest możliwa poprzez zastosowanie modelu nieliniowego o zmiennych wartościach parametrów [6].

Parametry regulatorów w objętościowym i dławieniowym układzie regulacji natężenia przepływu Q wyznaczono na podstawie minimalizacji

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (Q_{mo}(i) - \hat{Q}(i))^2 \quad (13)$$

gdzie Q_{mo} jest zadaną odpowiedzią modelu odniesienia, a \hat{Q} – obliczoną wartością natężenia przepływu układu hydraulicznego. Transmitancję modelu odniesienia przyjęto w postaci (11), przy czym: $K=1$, $T=0,005$, $\xi=1$ i $T_o=0$.

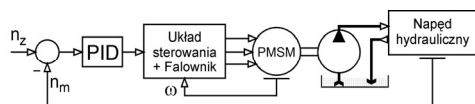
Na rysunku 9 zamieszczono wyniki regulacji natężenia przepływu Q poprzez zastosowanie sterowania objętościowego i dławieniowego, przy nieobciążonym silniku hydraulicznym. W tym przypadku nie stwierdzono znaczących różnic w osiągniętych wynikach regulacji przepływu.



Rys. 9. Regulacja natężenia przepływu dla nieobciążonego silnika hydraulicznego: (a) sterowanie objętościowe, (b) sterowanie dławieniowe

Fig. 9. Flow regulation of the hydraulic motor without load: (a) volumetric control, (b) throttling control

Na rysunku 10 zamieszczono schemat blokowy układu regulacji prędkości obrotowej silnika hydraulicznego.



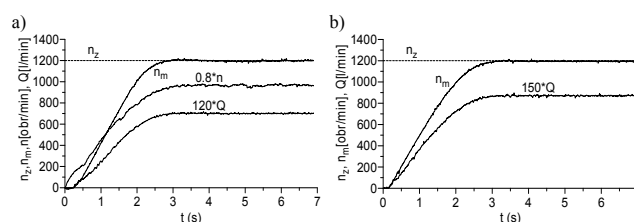
Rys. 10. Schemat blokowy układu regulacji prędkości silnika hydraulicznego (sterowanie objętościowe)

Fig. 10. Block diagram of speed control system of hydraulic motor (volumetric control)

Z kolei na rysunku 11 zamieszczono przykład regulacji prędkości obrotowej n_m wału silnika hydraulicznego (masy 10). Identyfikacji parametrycznej układu silnik PMSM-silnik hydrauliczny dokonano na podstawie zarejestrowanych jego odpowiedzi czasowych prędkości obrotowej, które następnie aproksymowano modelem o postaci (11), stosując numeryczną minimalizację błędu średniokwadratowego między zarejestrowaną i obliczoną odpowiedzią skokową prędkości obrotowej. Parametry regulatora PID w układzie regulacji prędkości obrotowej n_m masy wyznaczono na podstawie numerycznej minimalizacji następującej funkcji

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (n_{mo}(i) - \hat{n}_m(i))^2 \quad (14)$$

gdzie n_{mo} jest zadaną odpowiedzią modelu odniesienia, a \hat{n}_m – obliczoną wartością prędkości obrotowej masy. Transmitancję modelu odniesienia przyjęto w postaci (11), gdzie: $K=1$, $T=0,6$, $\xi=1$ i $T_o=0$.



Rys. 11. Regulacja prędkości obrotowej masy 10: (a) sterowanie objętościowe, (b) sterowanie dławieniowe

Fig. 11. Speed regulation of mass 10: (a) volumetric control, (b) throttling control

5. Podsumowanie

W pracy przedstawiono problem sterowania natężeniem przepływu układu hydraulicznego z pompą o stałej objętości geometrycznej poprzez zmianę prędkości obrotowej silnika PMSM oraz poprzez dławienie za pomocą regulacyjnego zaworu proporcjonalnego. W wyniku przeprowadzonej analizy stwierdzono że:

- sterowanie przepływem poprzez zmianę prędkości obrotowej pompy wykazuje zbliżoną dynamikę zmian przepływu w stosunku do sterowania dławieniowego, o ile silnik PMSM nie dokonuje rozruchu z zerowej wartości prędkości;
- zmiana przepływu poprzez zmianę prędkości obrotowej silnika elektrycznego w wielu przypadkach umożliwi wyeliminowanie sterowania dławieniowego, a więc znaczne podwyższenie sprawności napędu hydraulicznego;
- do osiągnięcia wysokiej jakości regulacji w układach sterowania objętościowego i dławieniowego niezbędne jest zastosowanie nieliniowych modeli matematycznych obiektów i sterowania adaptacyjnego.

6. Literatura

- [1] Gozdalik M.: Hydrauliczny agregat z nienastawną pompą z regulowanym napędem elektrycznym, *Hydraulika i Pneumatyka 1/2009*, str. 5-11.
- [2] Stefański T., Zawarczyński Ł.: Analiza falownikowego napędu pompy hydraulicznej w układzie sterowania objętościowego. X Konferencja Sterowanie w Napędzie Elektrycznym i Energoelektronice, Łódź 2011.
- [3] Boldea S.A., Nasar S.A.: *Electric Drives*. CRC Press LLC, 1999.
- [4] Miller T.J.: *Brushless Permanent-Magnet and Reluctance Motor Drives*. Oxford, 1989.
- [5] Stefański T., Zawarczyński Ł.: Identyfikacja parametryczna modeli matematycznych silników ze wzbudzeniem od magnesów trwałych. X Konferencja Sterowanie w Napędzie Elektrycznym i Energoelektronice, Łódź 2011.
- [6] Stefański T.: *Problemy identyfikacji i sterowania napędami elektrohydraulicznymi*. Fluid Power Net Publication, Kraków 1999, str. 113-161.