

Sterowanie przepływem i prędkością silnika hydraulicznego w układzie z falownikowym napędem pompy

Tadeusz Stefański, Łukasz Zawarczyński

1. Wstęp

Sterowanie prędkością hydraulicznego elementu wykonawczego wymaga zastosowania w układzie zaworu umożliwiającego ciągłą zmianę natężenia przepływu cieczy roboczej (dławieniowy układ sterowania prędkością) lub pompy wyporowej o zmiennej wydajności (objętościowy układ sterowania prędkością). Zmiana wydajności może odbywać się poprzez zmianę wydajności jednostkowej pompy lub poprzez zmianę jej prędkości obrotowej. Między prędkością tłoczyska lub wału silnika hydraulicznego a jego chłonnością zachodzą jednoznaczne (w przybliżeniu proporcjonalne) relacje. Również między wydajnością pompy a prędkością kątową silnika napędowego zachodzą w przybliżeniu proporcjonalne relacje. Zależność tę można wykorzystać do odpowiedniego sterowania prędkością obrotową silnika elektrycznego, napędzającego pompę wyporową o stałej objętości geometrycznej, co w wielu przypadkach umożliwi zastąpienie nieefektywnego sterowania dławieniowego. Tym bardziej, że rozwój konstrukcji silników elektrycznych, energoelektronicznych przekształtników, metod sterowania i systemów mikroprocesorowych umożliwia efektywne i energooszczędne sterowanie parametrami użytkowymi układów hydraulicznych [1–4].

Dotychczas w napędach elektrycznych były stosowane głównie dwa rodzaje silników, tj. indukcyjne (AC) lub klasyczne prądu stałego [5]. Silniki indukcyjne posiadają dobre właściwości eksploatacyjne i regulacyjne. Nowe konstrukcje silników indukcyjnych osiągają sprawność rzędu 90–93%. Na dużą popularność trójfazowych silników indukcyjnych ma także wpływ postęp konstrukcyjny i technologiczny w dziedzinie budowy półprzewodnikowych elementów mocy.

Obecnie coraz powszechniej są stosowane nowe generacje silników, szczególnie silniki ze wzbudzeniem od magnesów trwałych [5–6]. Silniki te w stosunku do silników indukcyjnych cechują się wyższą sprawnością, większą mocą uzyskiwaną z jednostki masy, dużą przeciążalnością momentem, bardzo dobrymi parametrami regulacyjnymi.

Rozróżnia się dwa podstawowe rodzaje silników z magnesami trwałymi:

- silniki z trapezoidalnym rozkładem pola w szczelinie (*Brushless DC Motor*, w skrócie BLDC);
- silniki z sinusoidalnym rozkładem pola w szczelinie (*Permanent Magnet Synchronous Motor*, w skrócie PMSM).

Często konstrukcja silników PMSM i BLDC jest identyczna, a ich typ zależy od sposobu zasilania napięciem oraz zamontowanych przetworników pomiarowych. Silniki BLDC w stosunku do silników PMSM cechują się nieco większymi tętnieniami momentu i mniejszą przeciążalnością momentem, ale z kolei prostszym układem sterowania.

Streszczenie: W pracy analizowano problem regulacji przepływu i prędkości obrotowej silnika hydraulicznego, w układzie sterowania objętościowego i dławieniowego, z pompą o stałej objętości geometrycznej. Do identyfikacji parametrów modeli matematycznych analizowanych obiektów sterowania i doboru parametrów regulatorów zastosowano numeryczną metodę optymalizacji statycznej (metoda complex Boxa). Badania laboratoryjne przeprowadzono dla napędów z silnikami AC, PMSM i BLDC o mocy ok. 2,5 kW.

Słowa kluczowe: napęd falownikowy, regulacja prędkości, napęd hydrauliczny.

FLOW AND HYDRAULIC MOTOR SPEED CONTROL IN SYSTEM WITH INVERTER-FED PUMP DRIVE

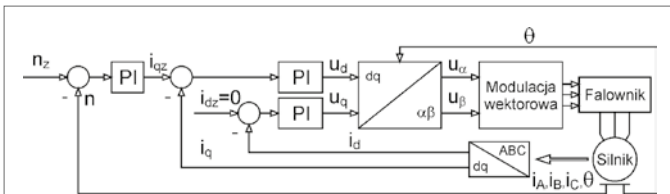
Abstract: The problem of flow and speed control of an hydraulic motor in volumetric and throttling control system with constant displacement pump is presented. The numerical static optimisation method (complex method) for parametric identification of the system mathematical models and to calculate of controller parameters were used. The tests were carried out for the drives with AC, PMSM and BLDC motors (2,5 kW).

Keywords: inverter-fed drive system, speed control, hydraulic system.

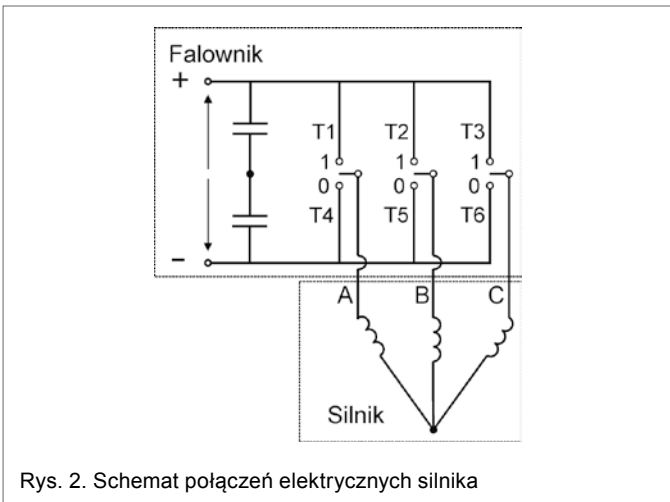
W pracy przedstawiono wyniki analizy dynamiki podstawowych typów silników, tj. AC, PMSM i BLDC, zastosowanych w układzie hydraulicznym do napędu pompy o stałej objętości geometrycznej. Wyniki tej analizy porównano z wynikami badań układu sterowania dławieniowego, z proporcjonalnym zaworem regulacyjnym. W ocenie napędu elektrycznego pompy istotne znaczenie mają następujące parametry: czas regulacji prędkości kątowej, odporność na przeciążenia momentem, mała wartość pulsacji momentu i prędkości kątowej, wymagania pomiarowe w realizacji układów sterowania, dostępność gotowych aplikacji układów sterowania itd.

2. Sterowanie prędkością obrotową silnika elektrycznego

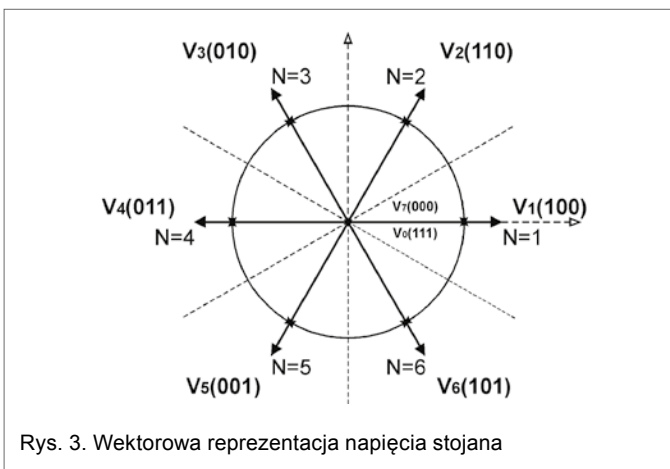
Do najpopularniejszych metod sterowania prędkością obrotową (kątową) lub momentem silników AC i PMSM, zaliczają się metody połowo zorientowane (*Field-Oriented Control*, FOC). Idea tych metod polega na regulacji składowych wektora prądu stojana i_d i i_q , przedstawionych w połowo zorientowanym układzie współrzędnych, tj. w układzie wirującym zgodnie z wektorem strumienia silnika (położenia wirnika). Wówczas strumień



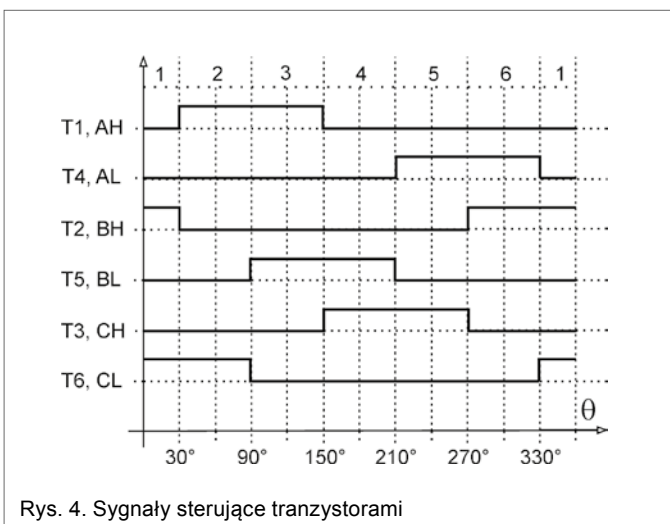
Rys. 1. Schemat blokowy układu regulacji prędkości obrotowej silnika PMSM



Rys. 2. Schemat połączeń elektrycznych silnika



Rys. 3. Wektorowa reprezentacja napięcia stojana



Rys. 4. Sygnały sterujące tranzystorami

silnika jest proporcjonalny do składowej prądu i_d , a moment elektromagnetyczny – do składowej i_q .

Schemat blokowy układu regulacji prędkości obrotowej silnika AC lub PMSM z regulatorami PI zamieszczono na rys. 1. W przypadku silnika AC składowa prądu $i_{dz} > 0$, natomiast dla silnika PMSM $i_{dz} = 0$ (pierwsza strefa regulacji).

Schemat połączeń elektrycznych silnika i falownika przedstawiono na 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. Wektorową reprezentację napięcia stojana z zaznaczeniem sektorów N przedstawia rys. 3.

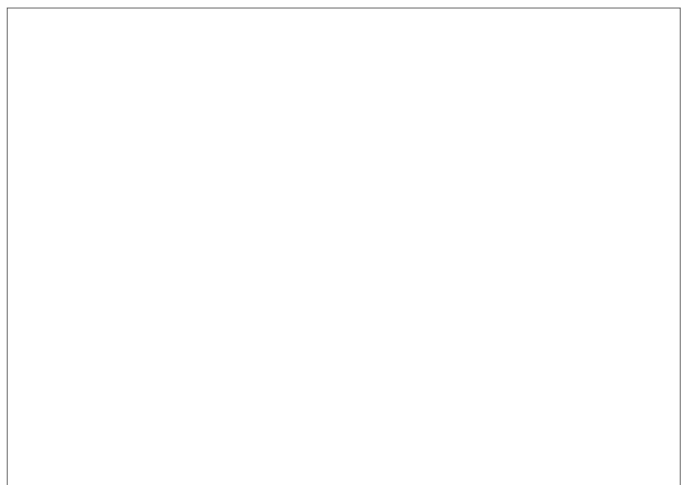
Określenie położenia wektora napięcia (sektora N) odbywa się na podstawie sygnałów wyjściowych regulatorów prądów, tj. napięć w stacjonarnym układzie współrzędnych α - β .

$$\alpha = \arctg \frac{u_\beta}{u_\alpha} \quad (1)$$

Najczęściej spotykanym algorytmem sterowania silników BLDC jest tzw. algorytm klasyczny. Polega on na cyklicznym przełączaniu tranzystorów falownika, wynikającym jedynie z kąta θ położenia wirnika (rys. 4). Na rysunku przez A, B i C oznaczono odpowiednie fazy uzwojeń silnika, natomiast przez H – tranzystory górnej (dodatniej) grupy (T1, T2 i T3), a przez L – tranzystory dolnej (ujemnej) grupy (T4, T5 i T6). Do uzyskania informacji o aktualnej pozycji wirnika wykorzystuje się zwykle czujnik hallotronowy lub resolver (transformator położenia kąтового). Tranzystor dodatniej grupy komutatora elektronicznego jest załączany wówczas, gdy w skojarzonej z nim fazie występuje dodatnia, płaska część siły elektromotorycznej. Natomiast tranzystor grupy ujemnej jest załączany wówczas, gdy SEM ma polaryzację ujemną. W ten sposób uzyskuje się 6 stanów położenia wektora napięcia. Zmiany stanów załączeń tranzystorów dokonuje się co 60° elektrycznych. Przekształtnik, oprócz funkcji przełączania napięcia zasilania pomiędzy fazami silnika, realizuje również modulację szerokości impulsów, co pozwala na zmianę wartości amplitudy napięcia zasilania w poszczególnych fazach.

Obejmując pętlę sprzężenia zwrotnego prędkości obrotowej (lub kątowej) z regulatorem PI, otrzyma się układ regulacji prędkości. Na rys. 5 przedstawiono schemat układu regulacji prędkości obrotowej silnika BLDC z regulatorem typu PI.

reklama



3. Stanowisko badawcze napędu hydraulicznego

Schemat ideowy zestawionej do badań struktury stanowiska ilustruje rys. 6. Silnik AC (1) (2,6 kW, 2300 obr/min) napędza pompę zębatą (3) o objętości geometrycznej $6 \text{ cm}^3/\text{obrót}$, natomiast silniki PMSM (5) (2,5 kW, 3000 obr/min) i BLDC (8) (2,5 kW, 3000 obr/min) napędzają pompy tłoczkowe (7) i (10) o objętości geometrycznej $4,9 \text{ cm}^3/\text{obrót}$ – poprzez sprzęgła i układy pomiaru momentu (2), (6) i (9). Sterowanie przepływem lub ciśnieniem może odbywać się poprzez zmianę prędkości obrotowej silników lub odpowiednie sterowanie proporcjonalnym zaworem przelewowym (11), albo proporcjonalnym zaworem regulacyjnym (16). Obciążeniem układu jest silnik hydrauliczny (13), o objętości geometrycznej $4,9 \text{ cm}^3/\text{obrót}$, współpracujący z układem antykawitacyjno-przeciążeniowym (17), połączonym mechanicznie z masą (14) (moment bezwładności $J = 0,1 \text{ kgm}^2$) poprzez sprzęgło rozłączne. Pomiar parametrów hydraulicznych układu jest dokonywany za pomocą przetworników ciśnienia (15) i (18) oraz przepływomierza (12).

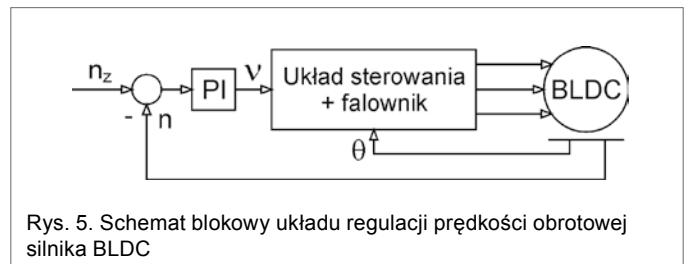
Do napędu pomp zastosowano silniki o małym momencie bezwładności, zasilane z falownika. Pomiar wielkości elektrycznych i mechanicznych jest realizowany za pomocą mikroprocesorowych układów pomiarowych: prędkości i położenia wału silników (silnik AC – resolver, silnik BLDC – enkoder i czujniki Halla, silnik PMSM – resolver), napięć i prądów (przetworniki typu LEM, odpowiednio napięciowe i prądowe), momentu obrotowego na wałach silników (przetworniki typu DataFlex), prędkości i położenia silnika i siłownika hydraulicznego (enkodery).

Do sterowania i rejestracji wielkości mierzonych zastosowano kartę kontrolno-sterującą DSpace, karty pomiarowe Advantech oraz komputer. Część hydrauliczna stanowiska jest wyposażona w proporcjonalne zawory firmy Parker (sterowane napięciowo): przelewowy, dławiący, rozdzielacz oraz regulacyjny. Konstrukcja i oprzyrządowanie pomiarowe części hydraulicznej umożliwiają uzyskiwanie dowolnej charakterystyki obciążenia badanych silników oraz także niezależne badanie układów hydraulicznych i elektrycznych. Ogólny widok stanowiska przedstawiono na rys. 7.

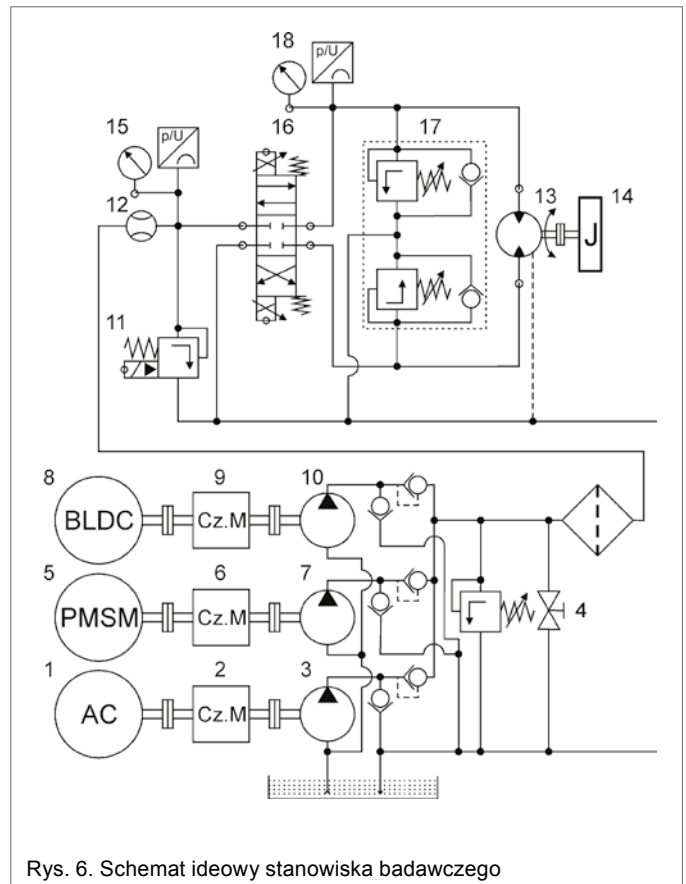
4. Wybór silnika elektrycznego do napędu pompy

Sterowanie objętościowe poprzez zmianę prędkości obrotowej pompy wymaga zastosowania silnika elektrycznego o dużej przeciążalności oraz dużym momencie rozruchowym. Dalsze wyniki badań pozwoliły dokonać oceny analizowanych typów silników (AC, PMSM i BLDC) z uwagi na ich zastosowanie do napędu pompy o stałej objętości geometrycznej. W tym celu analizowano rozruch ww. silników z zerowej prędkości startowej przy obciążeniu przewyższającym obciążenie znamionowe oraz stabilność zadanej prędkości obrotowej (bliskiej nominalnej) przy skokowej zmianie obciążenia.

Na rys. 8 przedstawione zostały przebiegi czasowe prędkości obrotowych analizowanych silników przy skokowym zablokowaniu uprzednio swobodnego przepływu (skokowa zmiana mocy z poziomu ok. 0,8 do 4,18 kW). Zadana wartość prędkości n_z dla silnika AC wynosiła 2070 obr/min, natomiast dla pozostałych silników – 2700 obr/min. Analiza rozruchu przy obciążeniu oraz regulacja prędkości dla skokowej zmiany obciążenia pozwalają na stwierdzenie, że najlepszą przeciążalność momentem wykazuje silnik PMSM.



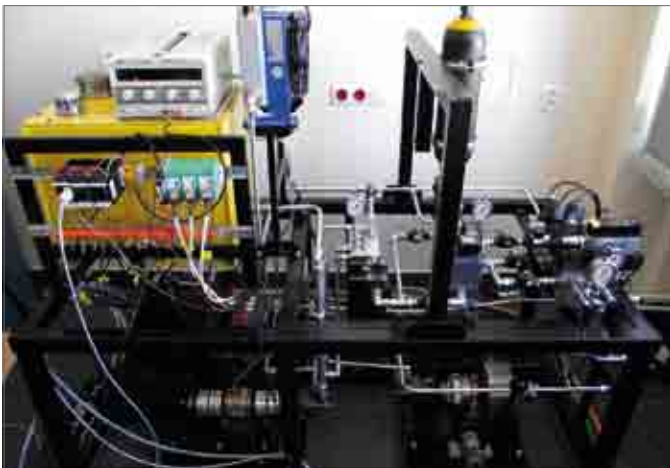
Rys. 5. Schemat blokowy układu regulacji prędkości obrotowej silnika BLDC



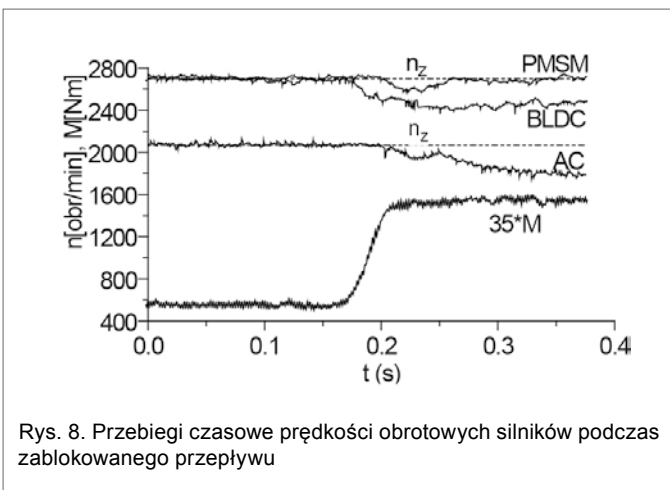
Rys. 6. Schemat ideowy stanowiska badawczego

5. Sterowanie przepływem układu hydraulicznego

W badaniach laboratoryjnych analizowano także przebiegi czasowe napędu przy impulsowej zmianie zadanej prędkości silników, odpowiednio 2450 i 1000 obr/min. Przebiegi czasowe zadanej przepływu Q_z (iloczyn zadanej, impulsowej prędkości obrotowej i jednostkowej objętości geometrycznej pompy) i rejestrowanego przepływu Q oraz różnicę $\Delta Q = Q_p - Q$ przepływu teoretycznego Q_p (iloczyn mierzonej, impulsowej prędkości obrotowej i jednostkowej objętości geometrycznej pompy) i mierzonego Q przedstawiono na rys. 9. Na rys. 9 a zobrazowano przykład sterowania objętościowego z silnikiem PMSM, natomiast dla porównania zamieszczono także przebiegi czasowe układu ze sterowaniem dławieniowym (rys. 9 b), przy czym zawór proporcjonalny został wysterowany napięciem impulsowym o amplitudach 7,4 i 3,3 V. Prezentowany przypadek dotyczy układu obciążonego silnikiem hydraulicznym bez załączonej masy (14). Analizując przebiegi ΔQ , można zaobserwować nieznaczne opóźnienie przebiegów Q w stosunku do Q_p , które jest głównie wynikiem sprawności objętościowej pompy, pojemności układu i dynamiki przepływomierza. W tym



Rys. 7. Widok stanowiska badawczego napędów elektrycznych i elektrohydraulicznych



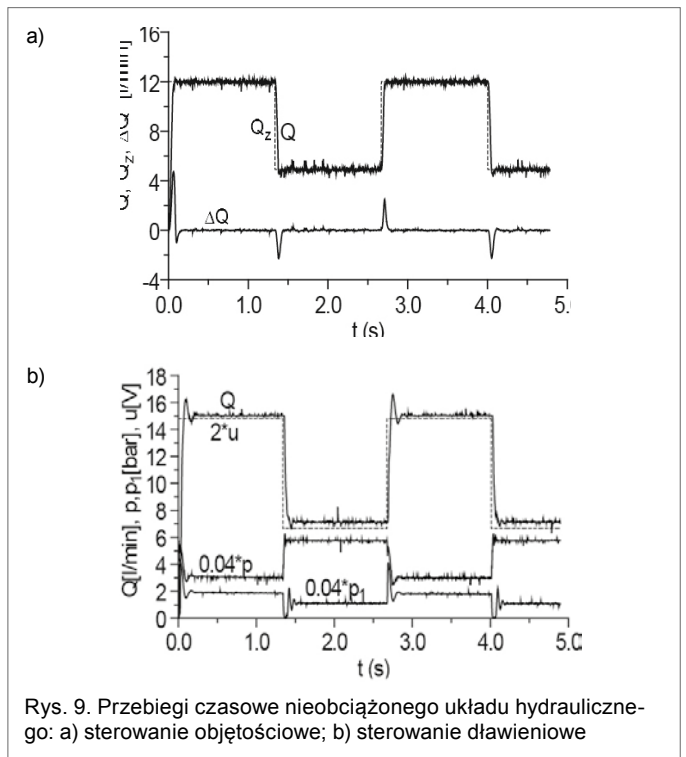
Rys. 8. Przebiegi czasowe prędkości obrotowych silników podczas zablokowanego przepływu

przypadku lepszą dynamikę wykazuje sterowanie dławieniowe, przy czym należy zwrócić uwagę na znaczne spadki ciśnienia na zaworze proporcjonalnym (16) (różnica ciśnień p i p_1 , odpowiednio przed i za zaworem).

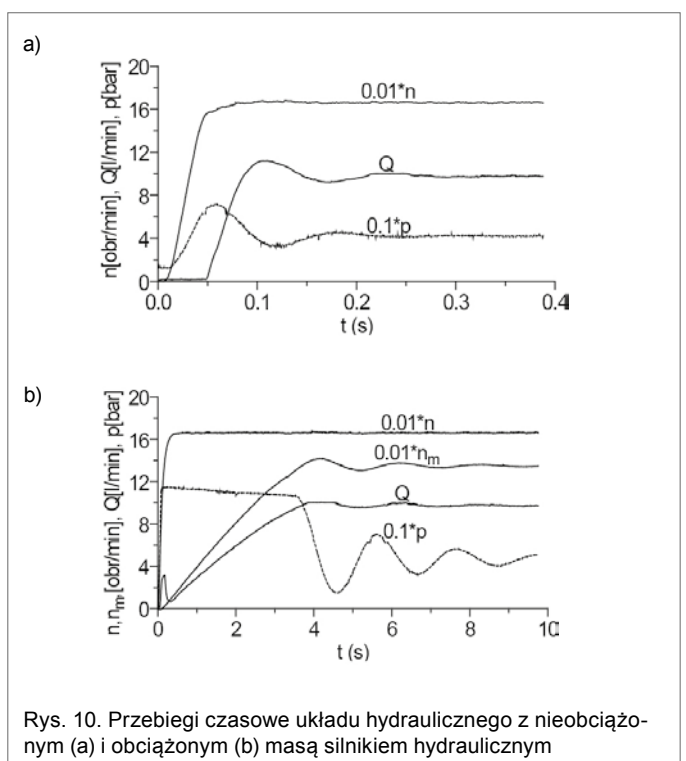
Sterowanie przepływem lub prędkością silnika (siłownika) hydraulicznego poprzez regulację prędkości obrotowej silnika elektrycznego (pompy) charakteryzuje się szybką dynamiką zmian wartości prędkości, ale żądany przepływ otrzymuje się z błędem, wynikającym z określonej sprawności objętościowej pompy, pojemności i sprężystości elementów układu hydraulicznego, przepływu przez zawór przelewowy, obciążenia itd. Na rys. 10 zamieszczono przykładowe przebiegi podstawowych wielkości układu hydraulicznego (n – prędkość obrotowa silnika elektrycznego; n_m – prędkość obrotowa silnika hydraulicznego obciążonego masą) w zależności od jego obciążenia. Z przedstawionych przebiegów wynika, że przepływ Q nie jest proporcjonalny do prędkości obrotowej pompy. Problem sprawności objętościowej układu zostanie wyeliminowany w przypadku zastosowania regulacji przepływu, ale niezbędny wówczas jest pomiar (estymacja) wielkości regulowanej.

Bezpośrednia regulacja natężenia przepływu Q_z jest dokonywana w układach, których schematy przedstawiono na rys. 11 (sterowanie objętościowe) i rys. 12 (sterowanie dławieniowe).

Na rys. 13 zamieszczono wyniki badań układów regulacji natężenia przepływu Q dla sterowania objętościowego i dła-

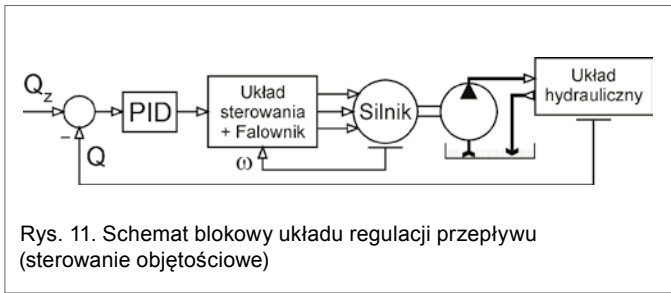


Rys. 9. Przebiegi czasowe nieobciążonego układu hydraulicznego: a) sterowanie objętościowe; b) sterowanie dławieniowe

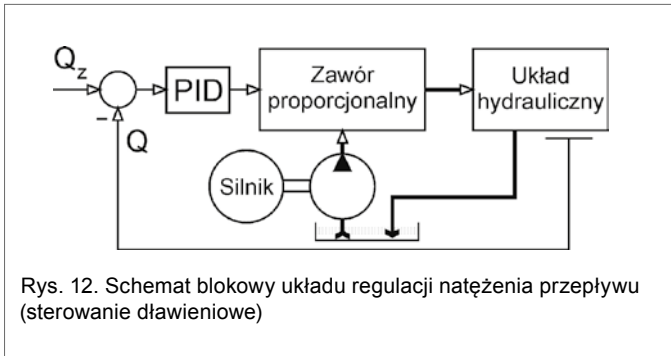


Rys. 10. Przebiegi czasowe układu hydraulicznego z nieobciążonym (a) i obciążonym (b) masą silnikiem hydraulicznym

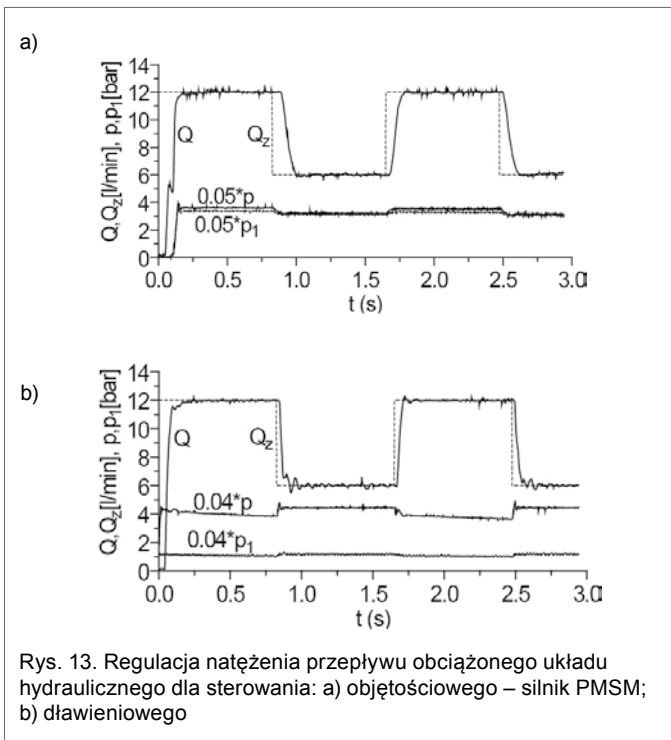
reklama



Rys. 11. Schemat blokowy układu regulacji przepływu (sterowanie objętościowe)

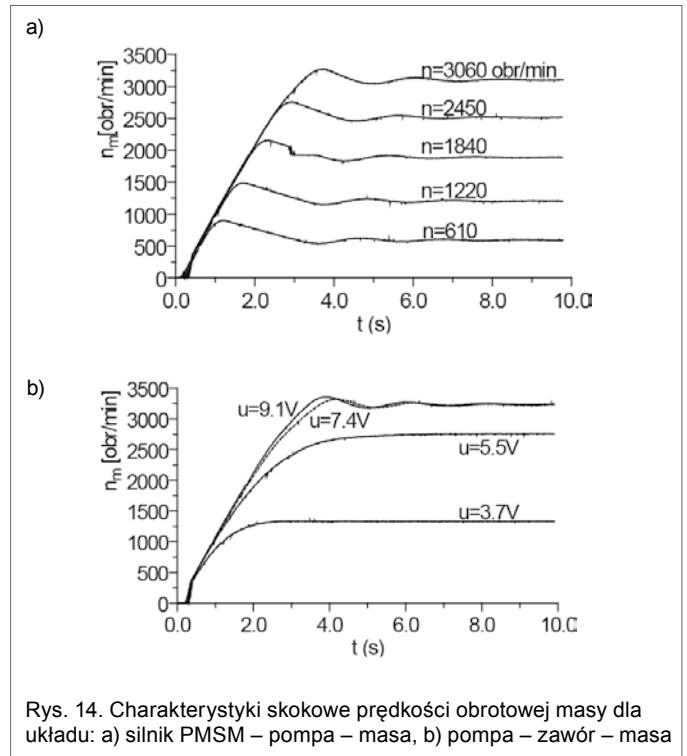


Rys. 12. Schemat blokowy układu regulacji natężenia przepływu (sterowanie ciśnieniowe)



Rys. 13. Regulacja natężenia przepływu obciążonego układu hydraulicznego dla sterowania: a) objętościowego – silnik PMSM; b) ciśnieniowego

wieniowego. Układ hydrauliczny obciążono silnikiem z załączoną masą (14). W obydwu metodach sterowania zadano $Q_z = 12$ l/min. W układach regulacji przepływu Q zastosowano regulatory PID. Parametry regulatorów wyznaczono na podstawie identyfikacji parametrycznej modeli matematycznych układu silnik – pompa lub układu pompa – zawór proporcjonalny. W tym celu zarejestrowane charakterystyki skokowe ww. układów aproksymowano modelem matematycznym typu wejście – wyjście w postaci transmitancji drugiego rzędu z opóźnieniem [4]. W analizowanym przypadku badań nie stwierdzono znaczących różnic w osiągniętych wynikach regulacji przepływu, przy czym występuje duży spadek ciśnienia na zaworze proporcjonalnym.



Rys. 14. Charakterystyki skokowe prędkości obrotowej masy dla układu: a) silnik PMSM – pompa – masa, b) pompa – zawór – masa

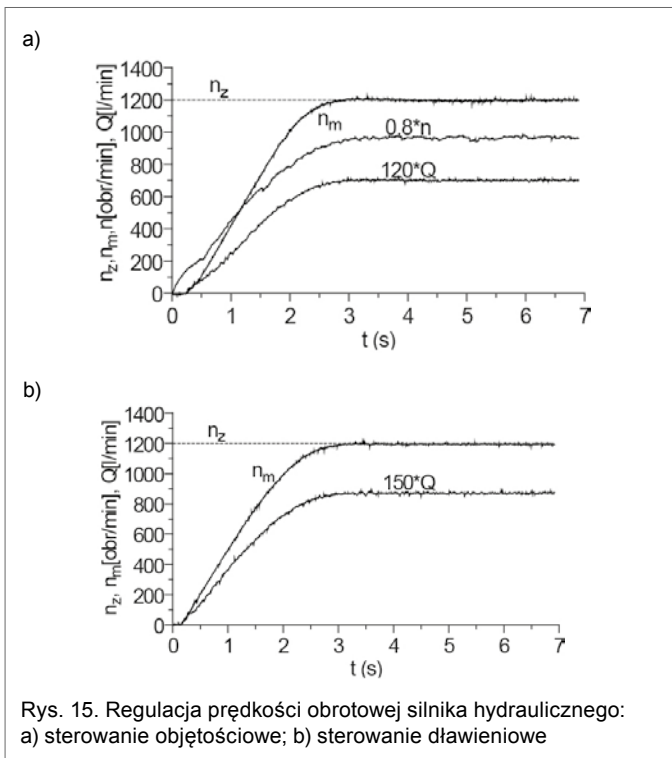
6. Regulacja prędkości obrotowej silnika hydraulicznego

Regulację prędkości obrotowej masy analizowano również w układzie sterowania objętościowego i ciśnieniowego. Struktura układów regulacji jest identyczna jak na rys. 11 i 12, przy czym wielkością regulowaną jest prędkość obrotowa masy (wał silnika hydraulicznego). Dynamika układu silnik elektryczny – pompa – masa (analogicznie układu pompa – zawór – masa) zależy w pewnym stopniu od zadanej wartości prędkości masy albo prędkości obrotowej n silnika napędzającego pompę (rys. 14 a), lub napięcia u sterującego otwarciem zaworu proporcjonalnego (rys. 14 b). Przebieg prędkości masy układu silnik elektryczny – masa (sterowanie objętościowe) jest oscylacyjny, z tendencją do zniekształceń nieliniowych (oddziaływanie zaworu przelewowego i antykawitacyjnego). W układzie zawór proporcjonalny – masa (sterowanie ciśnieniowe) zjawiska te występują w mniejszym stopniu, przebieg prędkości masy jest aperiodyczny, dopiero dla większego otwarcia zaworu jest oscylacyjny. Dokładna identyfikacja i wyznaczanie parametrów regulatorów wymaga zastosowania modeli nieliniowych i sterowania adaptacyjnego [2].

Układ silnik elektryczny – silnik hydrauliczny przedstawiono w postaci typowej transmitancji drugiego rzędu z opóźnieniem (2), gdzie sygnałem wejściowym jest napięcie u proporcjonalne do prędkości kątowej silnika elektrycznego (1 V = 500 obr/min), natomiast sygnałem wyjściowym – prędkość masy. Analogicznie również postąpiono w przypadku układu zawór – silnik hydrauliczny.

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

Parametry modelu matematycznego układów silnik elektryczny – pompa – masa oraz analogicznie układu pompa – zawór – masa wyznaczono na podstawie numerycznej minimalizacji następującej funkcji [4]:



$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (n_m(i) - \hat{n}_m(i))^2 \quad (3)$$

gdzie: n_m jest zarejestrowaną, a \hat{n}_m – obliczoną wartością prędkości obrotowej odpowiedniego układu.

Gdy układ napęd elektryczny – masa pobudzone skokową zmianą prędkości silnika o wartości 1220 obr/min, to w wyniku identyfikacji otrzymano następujące wartości parametrów modelu matematycznego (2): $K = 607,3$; $T = 0,722$; $\xi = 0,622$ i $T_o = 0,03$, przy współczynniku korelacji $R^2 = 0,992$. Analogicznie dla układu pompa – zawór proporcjonalny – masa, przy pobudzeniu $u = 3,7$ V: $K = 674,1$; $T = 1,226$; $\xi = 1,169$ i $T_o = 0,032$, przy współczynniku korelacji $R^2 = 0,999$. Wraz ze wzrostem prędkości masy zmniejsza się wartość współczynnika korelacji, a więc pogarsza się dokładność identyfikacji. Podwyższenie rzędu modelu matematycznego (2) tylko nieznacznie poprawia dokładność odwzorowania zarejestrowanych charakterystyk przez model matematyczny. Dokładność aproksymacji zarejestrowanych przebiegów można poprawić poprzez zastosowanie modeli nieliniowych o zmiennych wartościach współczynników [2].

Parametry regulatorów PID w objętościowym i dławieniowym układzie regulacji prędkości obrotowej n_m masy wyznaczono na podstawie numerycznej minimalizacji następującej funkcji [4]:

$$F = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (n_{mo}(i) - \hat{n}_m(i))^2 \quad (4)$$

gdzie: n_{mo} jest zadaną odpowiedzią modelu odniesienia. Transmitancję modelu odniesienia przyjęto w postaci (2), przy czym: $K = 1$; $T = 0,8$; $\xi = 1$ i $T_o = 0$.

Na rys. 15 zamieszczono przykład regulacji prędkości obrotowej silnika hydraulicznego dla sterowania objętościowego i dławieniowego. Jakość regulacji dla wymienionych metod ste-

rowania jest porównywalna, przy czym układ sterowania objętościowego cechuje się większą wrażliwością charakteru stanu nieustalonego prędkości obrotowej silnika hydraulicznego na zmiany wartości parametrów regulatora. W układzie sterowania dławieniowego spadek ciśnienia na zaworze jest czynnikiem stabilizującym prędkość obrotową masy.

7. Podsumowanie

W artykule przedstawiono problem sterowania natężeniem przepływu oraz prędkością obrotową silnika hydraulicznego, obciążonego momentem bezwładności. Do napędu pompy o stałej objętości geometrycznej zastosowano falownikowy napęd z typowymi silnikami, tj. AC, PMSM i BLDC. Analizowano efektywności zastosowania wymienionych silników do napędu pompy w hydraulicznym układzie sterowania objętościowego. Dla porównania zamieszczono także wyniki badań układu ze sterowaniem dławieniowym. Do identyfikacji parametrycznej i wyznaczania parametrów regulatorów zastosowano numeryczną metodę optymalizacji statycznej (metodę complex Boxa).

Literatura

- [1] GOZDALIK M.: *Hydrauliczny agregat z nienastawną pompą z regulowanym napędem elektrycznym*. „Hydraulika i Pneumatyka” 1/2009, s. 5–11.
- [2] STEFAŃSKI T.: *Problemy identyfikacji i sterowania napędami elektrohydraulicznymi. Kierunki rozwoju napędów hydraulicznych i konstrukcji maszyn roboczych*. Fluid Power Net Publication, Kraków 1999, s. 113–161.
- [3] STEFAŃSKI T., ZAWARCZYŃSKI Ł.: *Analiza falownikowego napędu pompy hydraulicznej w układzie sterowania objętościowego*. X Konferencja Sterowanie w Napędzie Elektrycznym i Energoelektronice, Łódź 2011.
- [4] STEFAŃSKI T., ZAWARCZYŃSKI Ł.: *Analiza układu regulacji prędkości silnika hydraulicznego*. „Logistyka”, 6/2011, s. 2755–2764.
- [5] BOLDEA I., NASAR S.A.: *Electric drives*. CRC Press LLC, 1999.
- [6] MILLER T.J.: *Brushless Permanent-Magnet and Reluctance Motor Drives*. Oxford 1989.

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.

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 i teorii sterowania.

artykuł recenzowany

reklama