

Sterowanie z wymuszoną dynamiką napędem elektrycznym o ruchu liniowym i skończonej sztywności konstrukcji

Streszczenie. Referat przedstawia zagadnienia dotyczące wykorzystania sterowania z wymuszoną dynamiką (FDC) do regulacji prędkości napędu elektrycznego współpracującego z napędem liniowym paskowym przy uwzględnieniu sztywności konstrukcji maszyny roboczej. Kolejne rozdziały pracy przedstawiają model fizyczny układu wraz z równaniami opisującymi jego dynamikę, syntezę układu regulacji oraz budowę stanowiska eksperymentalnego. Przeanalizowano także wpływ pominięcia wybranych parametrów napędu na jego właściwości statyczne i dynamiczne.

Abstract. The paper discusses issues concerning the use of Forced Dynamic Control (FDC) for speed control of an electric drive coupled with a linear belt drive, while considering the stiffness of the load machine. Subsequent chapters present the physical model of the system along with the equations describing its dynamics, the synthesis of the control system and the construction of the experimental setup. The study analysed the effects of neglecting selected parameters of the drive on the dynamic and static properties of the object. (Forced Dynamic Control of an electric drive with linear motion and finite stiffness of the structure).

Słowa kluczowe: napęd dwumasowy, napęd liniowy paskowy, sterowanie FDC, tłumienie drgań
Keywords: two-mass drive, linear belt drive, FDC control, vibration damping

Wstęp

Podczas projektowania układów sterowania napędów elektrycznych dąży się do uzyskania jak największej precyzji ruchu oraz maksymalnego wykorzystania dostępnego momentu elektromagnetycznego w zakresie jego poziomu i szybkości narostu. Jednakże przy szybkich wymuszeniach momentu w obszarze maszyn roboczych często zaczynają pojawiać się niekorzystne zjawiska, które dotychczas mogły być zanedbywane. Problem ten dotyczy szerokiego zakresu napędów, od prostych lecz ciężkich maszyn walcowniczych [1], poprzez maszyny papiernicze [2], turbiny wiatrowe [3], a kończąc na napędach robotów [4, 5]. Głównie rozpatruje się zjawisko skończonej sztywności połączenia maszyny roboczej z napędem elektrycznym [1 – 5]. Innym podejściem jest uwzględnienie w procesie projektowania układu wielorezonansowych charakterystyk mechanicznych obiektu [6, 7] w takim przypadku możemy zaniechać strukturę fizyczną obiektu.

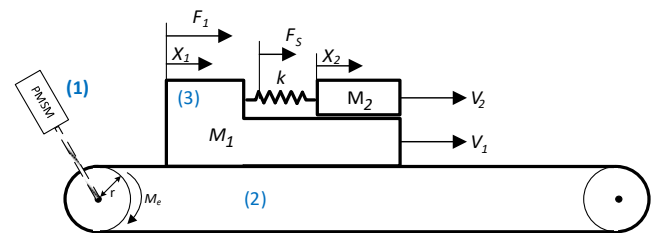
Do tłumienia drgań zmiennych stanu powstających w wyniku skończonej sztywności napędu rozpatrywane są różne struktury sterowania. W zależności od przyjętych kryteriów można zastosować różne rozwiązania: od liniowej teorii sterowania [1, 8], przez sterowanie adaptacyjne [9], neuronowe [10], rozmyte [11], ślizgowe [4] czy predykcyjne [12].

Prezentowane przez różnych autorów rozwiązania nie uwzględniają struktury maszyny roboczej i nie poruszają zagadnienia transformacji ruchu obrotowego na liniowy. W niniejszej pracy przedstawiono nowy sposób opisu obiektu dwumasowego do syntezy układu regulacji prędkości napędu liniowego paskowego z uwzględnieniem skończonej sztywności części mechanicznej maszyny roboczej. Jako strukturę sterowania zaproponowano metodę *Forced Dynamic Control* (FDC), która pozwala na dowolne rozłożenie biegunów układu zamkniętego [13, 14].

W kolejnych rozdziałach przedstawiono model napędu, syntezę układu regulacji oraz wpływ pominięcia wybranych parametrów obiektu. Na przykładzie badań symulacyjnych zaprezentowano zakres możliwości wpływania na dynamikę obiektu oraz wpływ zmiany ładunku obciążenia na dynamikę obiektu. Końcowa część referatu poświęcona jest prezentacji konstrukcji stanowiska laboratoryjnego, na którym będą prowadzone badania eksperymentalne.

Model matematyczny rozpatrywanego napędu

Na rys. 1. przedstawiono poglądowy schemat rozpatrywanego napędu. Całość układu można podzielić na trzy główne części: pierwszą jest silnik PMSM (-1-), który za pomocą prowadnicy liniowej z paskiem zębatym (-2-) wprawia w ruch część mechaniczną (-3-).



Rys. 1. Poglądowy rysunek rozpatrywanego układu napędowego

Tak zbudowany układ można opisać równaniami [15],[16]:

$$\begin{aligned} M_1 \frac{d^2}{dt^2} X_1 - b_1 \frac{d}{dt} X_1 + c_1 \frac{d}{dt} (X_1 - X_2) - k(X_1 - X_2) &= F \\ M_2 \frac{d^2}{dt^2} X_2 - b_2 \frac{d}{dt} X_2 + c_2 \frac{d}{dt} (X_2 - X_1) + k(X_2 - X_1) &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie: M_1 – masa pierwszej części obiektu [kg], M_2 – masa drugiej części obiektu [kg], k – współczynnik sztywności konstrukcji [N/m], $b_{1,2}$ – współczynniki tarcia obu mas, $X_{1,2}$ – położenie obu mas [m], F – zewnętrzna siła wymuszająca ruch.

Przy pominięciu tarcia transmitancje przewodnie można zapisać jako:

$$\begin{aligned} G_1(s) &= \frac{X_1(s)}{F(s)} = \frac{s^2 + 2\xi\omega_0 s + \omega_0^2}{M_1 s^2 [s^2 + (1 + \mu)(2\xi\omega_0 s + \omega_0^2)]} \\ G_2(s) &= \frac{X_2(s)}{F(s)} = \frac{2\xi\omega_0 s + \omega_0^2}{M_1 s^2 [s^2 + (1 + \mu)(2\xi\omega_0 s + \omega_0^2)]} \end{aligned} \quad (2)$$

gdzie:

$$\omega_0^2 = k/M_2 \quad \mu = M_2/M_1 \quad 2\xi\omega_0 = c/M_2 \quad (3)$$

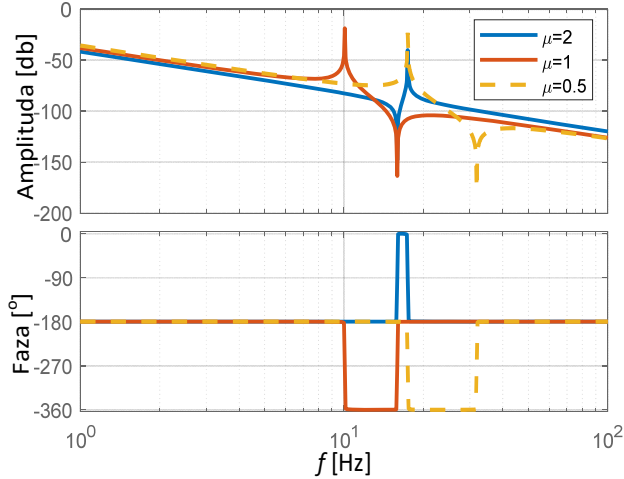
Zgodnie z rozpatrywaną strukturą siłę F działającą na obiekt można przedstawić jako:

$$(4) \quad F = \frac{M_e}{r}$$

gdzie: M_e – moment elektromagnetyczny rozwijany przez silnik, r – promień koła pasowego.

Przyjęte w pracy parametry napędu: $M_1 = 5$ kg, $M_2 = 5$ [kg], $k = 500$ [N/m], $b_1 = 0.03$, $b_2 = 0.1$, $c = 0.05$ [N/m/s]

Na rys. 2. przedstawiono charakterystyki częstotliwościowe układu przy różnej wartości współczynnika μ :



Rys. 2. Charakterystyki amplitudowe i fazowe układu napędowego z uwzględnieniem wpływu stosunku mas μ

Proponowana struktura sterowania

W niniejszej pracy do rozważań przyjęto strukturę sterowania bazującą na prawie FDC [13]. Aby wyprowadzić prawo sterowania rozpoczyna się od zmiennej sterowanej i poddaje ją kolejnym operacjom różniczkowania aż do osiągnięcia wielkości wejściowej. Uwzględniono dwa odmienne podejścia - pierwsze bazuje na modelu zredukowanym, w którym pominięto wewnętrzny współczynnik tłumienia elementu sprężystego i tarcie. Drugie podejście zakłada uwzględnienie pełnego modelu matematycznego. Dla pierwszego przypadku uzyskuje się:

$$(5) \quad V_2 \rightarrow sV_2 = \frac{1}{M_2}(k(X_1 - X_2)) \rightarrow s^2V_2 = \frac{1}{M_2}(k(V_1 - V_2))$$

$$s^3V_2 = \frac{1}{M_2} \left(k \left(\frac{1}{M_1}(k(X_2 - X_1) + F) - \frac{1}{M_2}(k(X_1 - X_2)) \right) \right)$$

W dolnym równaniu występuje wielkość wejściowej siły, w związku z tym jest to docelowe równanie wyjściowe. Ponieważ w równaniu wyjściowym występuje trzecia potęga operatora różniczkowania, to model odniesienia będzie miał postać:

$$(6) \quad \frac{V_2}{V^{ref}} = \frac{\omega_r^2}{s^3 + s^2(2\xi\omega_r + \omega_r) + s(2\xi\omega_r^2 + \omega_r^2) + \omega_r^3}$$

Równanie (6) należy przekształcić do takiej postaci, aby po jednej stronie równania znalazła się trzecia pochodna prędkości drugiej masy, a po drugiej stronie pozostała część równania:

$$(7) \quad \omega_2 s^3 = \omega_r^3 (V^{ref} - V_2) - s^2 V_2 (2\xi\omega_r + \omega_r) - s V_2 (2\xi\omega_r^2 + \omega_r^2)$$

Następnie należy dokonać podstawienia równania (7) do drugiego równania (5), w rezultacie czego otrzymuje się zależność:

$$F = \frac{M_1 M_2 \omega_r^3}{k} (V^{ref} - V_2) - s^2 V_2 \frac{M_1 M_2 (2\xi\omega_r + \omega_r)}{k} - s V_2 \frac{M_1 M_2 (2\xi\omega_r^2 + \omega_r^2)}{k} - k(x_2 - x_1) - \frac{k}{M_2}(x_1 - x_2)$$

Równanie (8) reprezentuje prawo sterowania FDC dla rozpatrywanego obiektu i modelu. Pozostaje jeszcze uzupełnić je o reprezentacje pierwszej i drugiej pochodnej prędkości drugiej masy:

$$(8) \quad s^2 V_2 = \frac{k}{M_2} (V_1 - V_2); \quad s V_2 = \frac{k}{M_2} (X_1 - X_2)$$

i po uporządkowaniu otrzymuje się finalne równanie opisujące strukturę sterowania:

$$(9) \quad F = z_0 (V^{ref} - V_2) - z_1 q_1 (X_1 - X_2) - z_2 q_1 (V_1 - V_2) - z_3 (X_2 - X_1) - z_4 (X_1 - X_2)$$

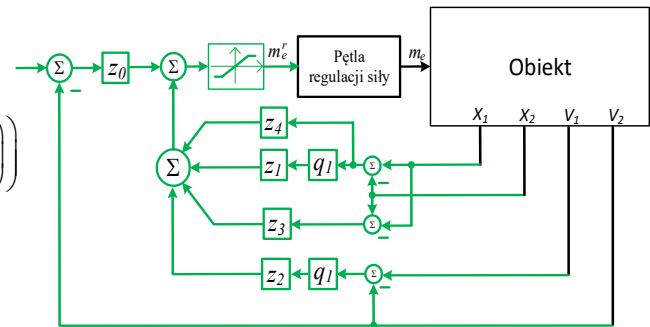
gdzie:

$$z_0 = \frac{M_1 \cdot M_2 \cdot \omega_r^3}{k}; \quad z_1 = \frac{r \cdot M_1 \cdot M_2 (\omega_r^2 \cdot \xi + \omega_r^2)}{k};$$

$$(10) \quad z_2 = \frac{r \cdot M_1 \cdot M_2 (\omega_r \cdot \xi + \omega_r)}{k}; \quad z_3 = k \cdot r;$$

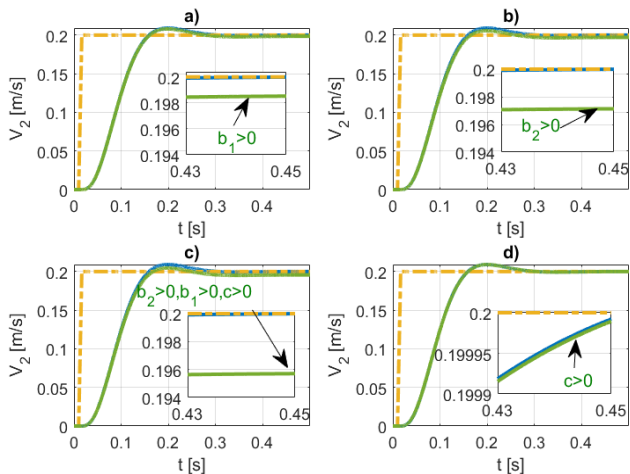
$$z_4 = \frac{k \cdot r}{M_2}; \quad q_1 = \frac{k}{M_2}$$

Na rysunku 3 przedstawiono uzyskaną strukturę sterowania. W bloku „Pętla regulacji siły” uwzględniono czas uzyskania zadanej wartości momentu elektromagnetycznego, przekształcenie zgodne z równaniem (4), a także opóźnienie cyfrowe generowane przez układy mikroprocesorowe podczas wykonywania operacji.



Rys. 3. Rozpatrywana struktura sterowania

Z przedstawionych na rysunku 4. przebiegów wynika, że pominięcie przy wyprowadzeniu prawa sterowania współczynnika tłumienia wewnętrzznego jest dozwolone, jako że nie jest zauważalne pogorszenie dynamiki czy powstanie błędów ustalonych. W przypadku współczynników tarcia pominięcie ich prowadzi jednak do powstania błędów ustalonych.



Rys. 4. Porównanie wpływu pominięcia wybranych parametrów obiektu na jakość regulacji prędkości: a) wpływ wsp. tarcia w wózku, b) wpływ wsp. tarcia w drugiej masie, c) wpływ obu wsp. tarcia i wsp. tłumienia, d) wpływ wsp. tłumienia

Z tego powodu w kolejnym kroku wyprowadzono prawo sterowania przy uwzględnieniu współczynników tarcia. Postępowanie jest analogiczne, jak w poprzednim przypadku, a finalne prawo sterowania przyjmuje postać:

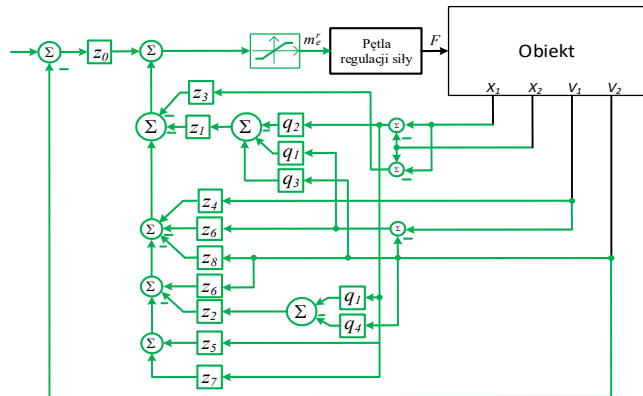
$$\begin{aligned}
 F = & z_0 (V^r - V_2) - z_1 (q_1 (X_1 - X_2) - q_4 V_2) \\
 & - z_2 (q_1 (V_1 - V_2) - q_2 (X_1 - X_2) + q_3 V_2) \\
 (11) \quad & - z_2 (q_1 (X_1 - X_2) - q_4 V_2) - z_3 (X_2 - X_1) \\
 & + z_4 V_1 + z_5 (X_1 - X_2) + z_6 V_2 + z_6 (V_1 - V_2) \\
 & + z_7 (X_1 - X_2) + z_7 V_2
 \end{aligned}$$

Gdzie współczynniki wzmocnień można zapisać jako:

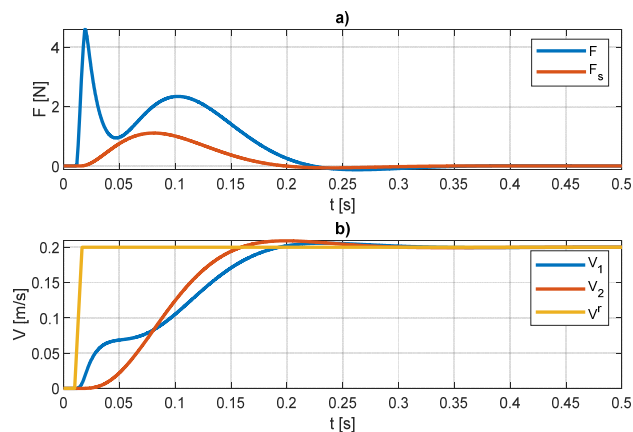
$$\begin{aligned}
 z_0 = & \frac{M_1 \cdot M_2 \cdot \omega_r^3}{k}; z_1 = \frac{r \cdot M_1 \cdot M_2 (\omega_r^2 \cdot \xi + \omega_r^2)}{k}; \\
 z_2 = & \frac{r \cdot M_1 \cdot M_2 (\omega_r \cdot \xi + \omega_r)}{k}; z_3 = k \cdot r; z_4 = b_1 \cdot r; \\
 (12) \quad z_5 = & \frac{M_1 \cdot k \cdot r}{M_2}; z_6 = \frac{M_1 \cdot b_2 \cdot r}{M_2}; z_7 = \frac{M_1 \cdot b_2^2 \cdot r}{M_2^2}; \\
 z_8 = & \frac{M_1 \cdot b_2 \cdot r}{M_2^2}; q_1 = \frac{k}{M_2}; q_2 = \frac{k \cdot b_2}{M_2^2}; q_3 = \frac{b_2}{M_2^2}; \\
 q_4 = & \frac{b_2}{M_2}
 \end{aligned}$$

Na rysunku 5. przedstawiono rozpatrywaną strukturę sterowania. Jak można zauważyć, uwzględnienie dodatkowego parametru znacząco rozszerzyło równanie opisujące prawo sterowania, jednak nie zwiększyła się liczba wykorzystywanych sygnałów z obiektu. Nie występują też dodatkowe operacje całkowania czy różniczkowania, które mogłyby wpływać na komplikację obliczeniową regulatora.

Przebiegi obu prędkości oraz sił dla pełnej struktury przedstawiono na rysunku 6. Na podstawie uzyskanych przebiegów można stwierdzić, że układ sterowania skutecznie tłumি drgania i nie występują uchyby ustalone.



Rys. 5. Struktura sterowania po uwzględnieniu tarcia.



Rys. 6. Przebiegi sił (a) i prędkości (b) dla układu regulacji z uwzględnieniem tarcia.

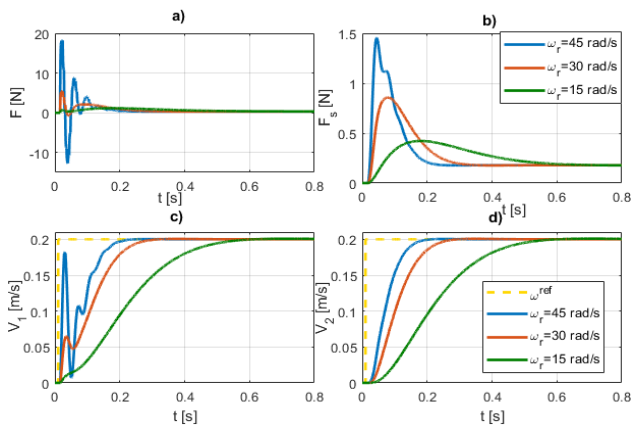
Badania symulacyjne

Badania symulacyjne wykonano przy pomocy środowiska Matlab/Simulink. W zaprojektowanym układzie uwzględniono stałą czasową związaną z generacją momentu elektromagnetycznego (aproxymacja członem inercyjnym pierwszego rzędu o stałej czasowej 1 ms) oraz skończony czas obliczeń algorytmu sterowania na procesorze. Model obiektu obliczany był z czasem $T_s=0.1$ ms, natomiast układ regulacji z czasem $T_{ss}=4$ ms. Dodatkowo przyjęto opóźnienie cyfrowe o wartości 4 ms.

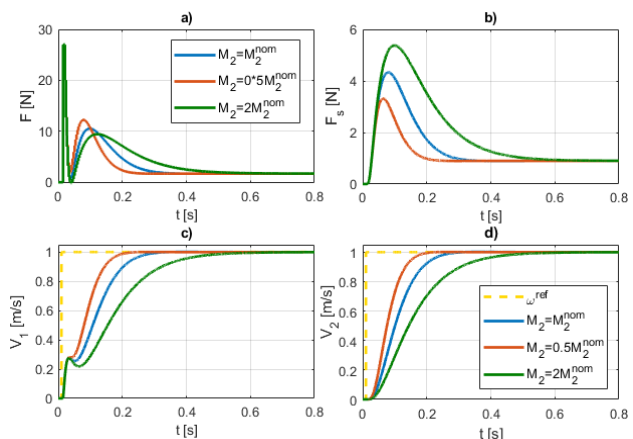
W pierwszej kolejności przebadano wpływ parametrów projektowych na działanie układu. Do rozważań przyjęto trzy wartości pulsacji odniesienia: $\omega_r=15$ rad/s, $\omega_r=30$ rad/s, $\omega_r=45$ rad/s. Przyjęto też współczynnik tłumienia równy jedności. Uzyskane wyniki przedstawiono na rysunku 7:

Jak widać, przy największej z rozpatrywanej pulsacji w układzie powstają oscylacje wynikające z opóźnień przyjętych w układzie. Dodatkowo, przy dużych pulsacjach wymuszana siła będzie mogła w układzie rzeczywistym prowadzić do ślizgania się paska zębatego po rolkach. W związku z powyższym, dla tak próbkowanego układu sterowania można przyjąć, że bezpieczna wartość nastaw regulatora wynosi $\omega_r=30$ rad/s.

Kolejnym sprawdzono, jak proponowana struktura sterowania reaguje na zmiany parametrów mechanicznych. Do rozważań przyjęto zmianę mas pierwszej i drugiej, które w rzeczywistych układach będą zależne od ładunku. Aby sprawdzić działanie układu zastosowano bardzo szeroki zakres ich zmian to jest od połowy do dwukrotności wartości znamionowej. Uzyskane wyniki przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 7. Porównanie wpływu pulsacji rezonansowej na działanie układu sterowania: a) przebiegi siły, b) przebiegi siły sprężystości, c) przebiegi prędkości wózka, d) przebiegi prędkości obciążenia



Rys. 8. Wpływ zmian masy ładunku na przebiegi zmiennych stanu: a) przebiegi siły, b) przebiegi siły sprężystości, c) przebiegi prędkości wózka, d) przebiegi prędkości obciążenia

Przy większych zmianach masy widoczne są znaczne zmiany dynamiki, jednak w każdym ze skrajnych przypadków w układzie nie występują oscylacje zmiennych stanu czy symptomy świadczące o możliwości utraty stabilności. Należy zauważyć, że w przypadku, gdzie układ regulacji prędkości będzie podrzędną częścią struktury sterowania pozycją, tak duże zmiany w dynamice nie

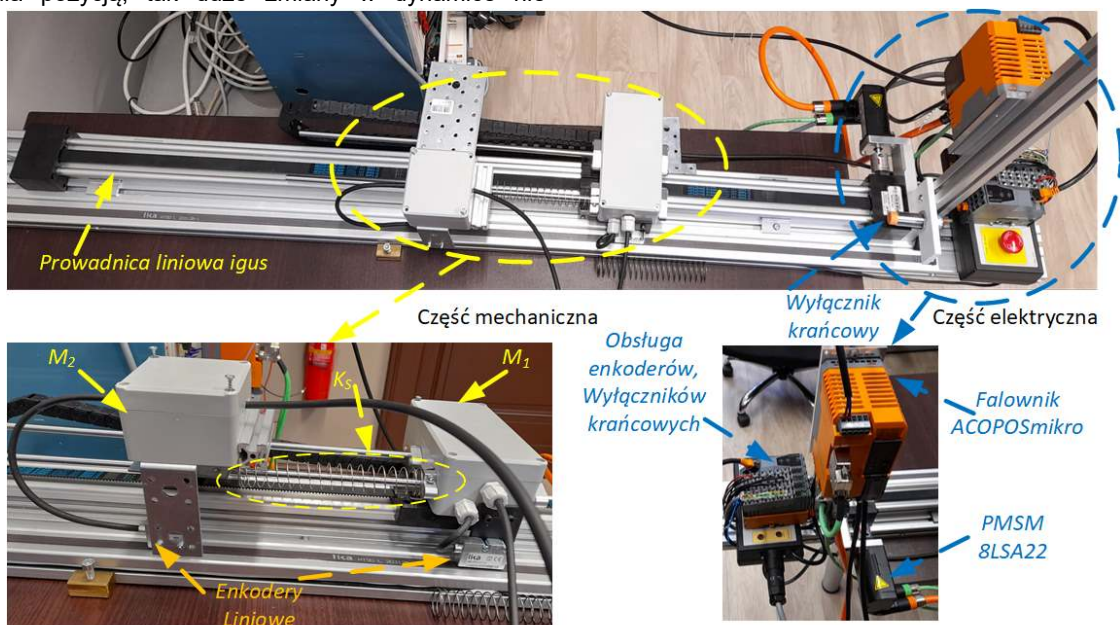
powinny mieć miejsca. W związku wymagane będzie dalsze zmodyfikowanie struktury, które pozwoli na eliminację tego problemu, lub zastąpienie jej innym układem regulacji.

Stanowisko eksperymentalne

Na rysunku 9 przedstawiono konstrukcję stanowiska eksperymentalnego. Jest ono zbudowane na bazie osi liniowej ZLW 1040 firmy IGUS, która napędzana jest przez silnik PMSM serii 8LVA13 zasilany z serwoinwertera ACOPOSmicro. Podstawowe parametry napędu zestawiono w tab. 1. Symulację części dwumasowej zrealizowano za pomocą połączenia dwóch ruchomych części za pomocą sprężyny. Sztywność połączenia można zmieniać poprzez montaż dodatkowego elementu sprężystego. Dodatkowo, na wózku prowadnicy oraz przy drugiej ruchomej masie zamontowane są enkodery liniowe SMK-YC-2-10-I-L2 firmy Lika, które służą do pomiaru pozycji obu mas. Na ich podstawie wyznaczane będą także prędkości i oscylacje. Enkodery posiadają maksymalną rozdzielczość do 10 μm i współpracują z taśmą magnetyczną MT5-2-50-1 o kroku przemagnesowania 5mm i dokładności 35 μm . Są one obsługiwane przez moduł dwukanałowego szybkiego licznika X20DC239, który może obsługiwać sygnały do częstotliwości 100 kHz. Na końcach modułu liniowego zainstalowano wyłączniki krańcowe, które zabezpieczają napęd przed uszkodzeniem. Algorytm sterowania został zaimplementowany na sterowniku PLC X20 firmy B&R z wykorzystaniem biblioteki kompilującej kod ze środowiska Matlab. Do sterowania momentem rozwijanym przez silnik wykorzystana jest standardowa biblioteka MotionControl. Przykładowe implementacje z wykorzystaniem obu bibliotek dla napędu elektrycznego z połączeniem sprężystym opisano w pracy [17].

Tab. 1. Parametry napędu elektrycznego

Silnik 8LVA13	
Moc	101 [W]
Moment znam./max.	0.32/1 [Nm]
Prąd znam./max.	1.4/5.2 [A]
Prędkość znamionowa	3000 [obr/min]
Serwofalownik ACOPOSmicro	
Prąd maksymalny	10 [A]
Napięcie zasil. nom/ max.	56/80 [V]
Częstotliwość przełączania	Max 40 [kHz]
Interfejs enkodera	EnDat 2.2



Rys. 9. Poglądowy widok stanowiska eksperymentalnego

Podsumowanie

W pracy przedstawiono układ sterowania prędkością modelu napędu z transformacją ruchu obrotowego na liniowy i uwzględnieniem sztywności konstrukcji po stronie maszyny roboczej. Przedstawiono proces syntezy układu regulacji z uwzględnieniem prawa sterowania FDC przy pominięciu różnych parametrów obiektu. W ramach badań symulacyjnych przedstawiono wpływ modeli odniesienia na dynamikę obiektu oraz sprawdzono wpływ zmian masy obciążenia na właściwości dynamiczne napędu. Na podstawie zaprezentowanych wyników można stwierdzić, że rozpatrywana struktura efektywnie tłumi oscylacje zmiennych stanu po stronie maszyny. Zaobserwowano również, że na etapie identyfikacji parametrów obiektu można pominąć współczynnik tłumienia wewnętrznego, który następnie nie będzie wykorzystywany przy formułowaniu prawa sterowania. W ramach dalszych prac przewidywana jest eksperymentalna weryfikacja modelu i opracowanej struktury sterowania na opisanym stanowisku laboratoryjnym.

Autorzy:

dr hab. inż. Piotr Serkies, prof. uczelni piotr.serkies@pwr.wroc.pl;
mgr inż. Adam Gorla, adam.gorla@pwr.edu.pl
Politechnika Wroclawska, Wydział Elektryczny, Katedra Maszyn,
Napędów i Pomiarów Elektrycznych,
ul. Smoluchowskiego 19, 50-372 Wrocław

LITERATURA

- [1] Radionov A.A., Karandaev A.S., Gasiyarov V.R., Loginov B.M., Gartlib E.A., Development of an Automatic Elastic Torque Control System Based on a Two-Mass Electric Drive Coordinate Observer, *Machines* 9 (2021), 305. <https://doi.org/10.3390/machines9120305>
- [2] Valenzuela M. A., Bentley J. M., Lorenz R. D., 'Computer-Aided Controller Setting Procedure for Paper Machine Drive Systems', *IEEE Trans. on Ind. Elec.*, 45 (2009), nr 5, 638-650
- [3] Ahumada C., Wheeler P., Reduction of Torsional Vibrations Excited by Electromechanical Interactions in More Electric Systems, *IEEE Access*, 9 (2021), 95036-95045, doi: <https://10.1109/ACCESS.2021.3094172>
- [4] Wang, H., Zhang, Z., Tang, X., Zhao, Z., Yan, Y. Continuous output feedback sliding mode control for underactuated flexible-joint robot. *Journal of the Franklin Institute*, (2022).
- [5] Wang C., Liu J., Xin L., Li G., Pan J., Design of Full-Order State Observer for Two-Mass Joint Servo System Based on the Fixed Gain Filter, *IEEE Transactions on Power Electronics*, 37 (2022), nr 9, 10466-10475, doi: <https://10.1109/TPEL.2022.3168849>
- [6] Łuczak D. Nonlinear Identification with Constraints in Frequency Domain of Electric Direct Drive with Multi-Resonant Mechanical Part. *Energies*. 14 (2021) nr 21 7190. <https://doi.org/10.3390/en14217190>
- [7] Saarakkala S. E., Hinkkanen M., Identification of Two-Mass Mechanical Systems Using Torque Excitation: Design and Experimental Evaluation, *IEEE Transactions on Industry Applications*, 51 (2015), nr. 5, 4180-4189, 2015, doi: <https://10.1109/TIA.2015.2416128>.
- [8] Szabat K, Struktury sterowania elektrycznych układów napędowych z połączeniem sprężystym. *Prace Naukowe Instytutu Maszyn, Napędów i Pomiarów Elektrycznych Pol. Wrocławskiej nr 61*, Wrocław 2008
- [9] Kabziński J, Mosiołek P. Integrated, Multi-Approach, Adaptive Control of Two-Mass Drive with Nonlinear Damping and Stiffness. *Energies*. 14 (2021), nr. 17) 475. <https://doi.org/10.3390/en14175475>
- [10] Kamiński M, Szabat K. Adaptive Control Structure with Neural Data Processing Applied for Electrical Drive with Elastic Shaft. *Energies*. 14, (2021) nr. 12, 3389. <https://doi.org/10.3390/en14123389>
- [11] Derugo P, Szabat K, Pajchrowski T, Zawirski K. Fuzzy Adaptive Type II Controller for Two-Mass System. *Energies*. 15 (2022), nr. 2, 419. <https://doi.org/10.3390/en15020419>
- [12] Serkies, P., Szabat, K. Predictive Position Control of a Two-Mass System with an Induction Motor in a Wide Range of Speed Changes. In: Kabziński, J. (eds) *Advanced Control of Electrical Drives and Power Electronic Converters. Studies in Systems, Decision and Control*, 2021, vol 75. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-319-45735-2_3
- [13] Vittek J. and Dodds S. J., Forced Dynamic Control of Electric Drives, *Research Monograph*, University of Zilina Press, 2003, ISBN 80-8070-087-7.
- [14] Serkies P, Szabat K. Effective damping of the torsional vibrations of the drive system with an elastic joint based on the forced dynamic control algorithms. *Journal of Vibration and Control*. 25 (2019) nr. 16 2225-2236. doi: <https://10.1177/1077546319852472>
- [15] Preumont A., *Vibration Control of Active Structures in Solid Mechanics and Its Applications 2011*, Vol. 179 ISBN : 978-94-007-2032-9 Springer
- [16] Takacs G., Rohal-Ilkiv B., Basics of Vibration Dynamics "Model Predictive Vibration Control", Bratislava, 5 March 2012,
- [17] Serkies P, Gorla A., Implementation of PI and MPC-Based Speed Controllers for a Drive with Elastic Coupling on a PLC Controller. *Electronics*. 10 (2021)nr 24, 3139. <https://doi.org/10.3390/electronics10243139>