

SYNTEZA CZYNNA JEDNOOSIOWYCH UKŁADÓW NAPĘDOWYCH MASZYN PRZY WYKORZYSTANIU METODY PORÓWNAWCZEJ

TOMASZ DZITKOWSKI, ANDRZEJ DYMAREK

*Institut Automatykacji Procesów Technologicznych i Zintegrowanych Systemów Wytwarzania,
Politechnika Śląska
e-mail: tomasz.dzitkowski@polsl.pl, andrzej.dymarek@polsl.pl*

Streszczenie. W pracy przedstawiono problem stabilizacji i redukcji drgań w projektowanych układach napędowych maszyn. Metodę stabilizacji i redukcji oparto na wykorzystaniu syntezy czynnej, pozwalającej uzyskać pożądany efekt mechaniczny poprzez odpowiedni dobór własności dynamicznych układu, w tym obliczenie siły czynnej jako funkcji sprzężenia zwrotnego układu.

1. WSTĘP

Maszynom stawia się coraz większe wymagania nie tylko odnośnie do ich własności produkcyjnych, trwałości, oszczędności i bezpieczeństwa, ale również odnośnie do cichego i równomiernego ich biegu. Jednym z podstawowych kryteriów stosowanych w projektowaniu współczesnych konstrukcji mechanicznych są właściwości dynamiczne. Mają one bezpośredni wpływ na drgania układu, emitowany hałas, wytrzymałość zmęczeniową, sterowalność i stabilność. Dobór własności dynamicznych maszyny jest jedną z metod zwiększenia jej trwałości i niezawodności. Zadanie to może być zrealizowane przy wykorzystaniu algorytmu analizy [1, 2, 10÷14, 17] i syntezy [2÷9, 16].

Praca maszyny w pobliżu stanu rezonansowego jest możliwa tylko wtedy, kiedy wartość tłumienia układu jest wystarczająco duża, ze względu na największe naprężenia. Tłumienie odgrywa w tych przypadkach rolę decydującą, ponieważ obniża w sposób istotny amplitudę drgań. Redukcję drgań w układzie można rozwiązać zarówno na etapie projektowania, jak i dostosowania już istniejących maszyn odnośnie do wymogów procesów produkcyjnych. Istnieje wiele metod i technologii umożliwiających redukcję niepożądanych drgań maszyny [1 ÷4, 12, 15]. Metody te można podzielić na następujące grupy: bierną redukcję drgań, czynną redukcję drgań i półczynną redukcję drgań. Najczęściej stosowaną metodą redukcji drgań jest dołączenie do obiektu tłumików drgań (bierna redukcja drgań), których zadaniem jest zwiększenie rozproszenia energii w układzie. Cechą charakterystyczną otrzymanych układów mechanicznych jest to, że wyznaczone parametry układu nie zmieniają się w czasie, a także to, iż spełnienie założonych własności nie wymaga dostarczenia zewnętrznego źródła energii. Wcześniejsze prace autorów [4 ÷9] koncentrowały się na tak rozumianej syntezie biernej układów, tj. metodzie obliczeniowej, za pomocą której projektuje się układ mechaniczny wraz z parametrami spełniający żadaną charakterystykę w postaci wybranych częstości rezonansowych i antyrezonansowych. Ich efektem była możliwość syntezy dyskretnych układów tłumionych z wykorzystaniem tłumienia wiskotycznego:

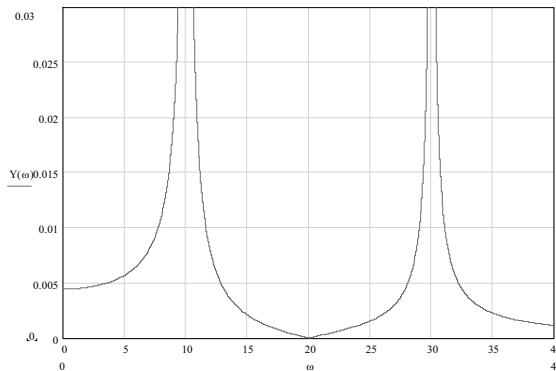
proporcjonalnego do parametrów inercyjnych (reprezentujące tłumienie spowodowane przez środowisko, np. opór powietrza, a także w przybliżeniu tłumienie konstrukcyjne) i proporcjonalnego do sztywności (reprezentujące tłumienie materiałowe) oraz ich kombinacji (model Rayleigha).

Nowoczesne technologie informatyczne umożliwiają zastosowanie bardziej efektywnych metod redukcji drgań tzw. regulacji czynnej. Zadanie to sprowadza się do wyznaczenia takiej siły czynnej działającej na układ, która przeciwdziała obciążeniom dynamicznym wywołującym drgania. W pracy zaprezentowana zostanie synteza czynna układów napędowych maszyn jako modeli drgań skrętnych. Podstawowym kryterium jest tutaj stabilność układu w pobliżu stanu rezonansowego układu [3]. Zadanie to można więc traktować jako etap wspomagania procesu projektowania układów mechanicznych, w którym istotnym wymogiem jest spełnienie żądanych właściwości dynamicznych.

2. SYNTEZA KASKADOWYCH UKŁADÓW NAPĘDOWYCH

Pierwszym etapem syntezy układów mechanicznych jest utworzenie funkcji matematycznych, które z jednej strony spełniają warunki stawiane układom, a z drugiej mogą być w sposób dokładny zrealizowane w układzie rzeczywistym. Przedstawiony w pracy sposób wyznaczania analitycznej postaci charakterystyki dynamicznej polega na przyjęciu ciągu częstości rezonansowych i antyrezonansowych (biegunów i zer poszukiwanej charakterystyki dynamicznej).

W pierwszym kroku zadania syntezy czynnej wyznacza się parametry i strukturę układu dla charakterystyki przedstawionej na rys. 1 – synteza bierna.



Rys. 1. Charakterystyka dynamiczna układu poddanego syntezie biernej

Jeśli więc przyjąć ciąg częstości w postaci:

– biegunów:

$$\omega_1 = 10 \text{ rad/s}, \quad \omega_3 = 30 \text{ rad/s},$$

– zer:

$$\omega_0 = 0 \text{ rad/s}, \quad \omega_2 = 20 \text{ rad/s},$$

to funkcję opisującą własności dynamiczne drgającego skrętnie układu dyskretnego można przedstawić w postaci podatności dynamicznej (receptacji):

$$Y(s) = \frac{(s^2 + 20^2)}{(s^2 + 10^2)(s^2 + 30^2)}, \quad (1)$$

lub powolności (impedancji mechanicznej):

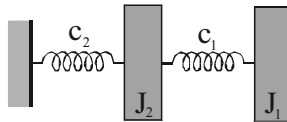
$$U(s) = H \frac{(s^2 + 10^2)(s^2 + 30^2)}{s(s^2 + 20^2)}, \quad (2)$$

gdzie: $s = j\omega$, H - dowolna liczba rzeczywista dodatnia (w przykładzie przyjęto $H = 1$).

Funkcja charakterystyczna, w postaci powolności (2), posłużyła do wyznaczenia struktury i parametrów modelu układu napędowego maszyny. Strukturę kaskadową projektowanych układów wraz z wartościami elementów inercyjnych i sprężystych otrzymano, stosując metodę rozkładu charakterystyki dynamicznej na ułamek łańcuchowy (po raz pierwszy zastosowanej w syntezie układów elektrycznych – metoda Cauera) w postaci:

$$U(s) = \frac{s^4 + 1000s^2 + 90000}{s^3 + 400s} = J_1 s + \frac{1}{\frac{s}{c_1} + \frac{1}{J_2 s + \frac{c_2}{s}}}, \quad (3)$$

gdzie: $J_1 = 1 [\text{kgm}^2]$, $J_2 = 2.4 [\text{kgm}^2]$ - wartości elementów inercyjnych poszukiwanego układu, $c_1 = 600 [\text{Nm/rad}]$, $c_2 = 360 [\text{Nm/rad}]$ - wartości elementów sprężystych poszukiwanego układu. Na rysunku 2 przedstawiono dyskretny układ mechaniczny jako fizyczną realizację zeszyntezowanej charakterystyki (2).



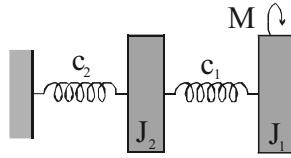
Rys. 2. Model układu napędowego odpowiadający rozkładowi charakterystyki (2)

Po wyznaczeniu parametrów i struktury układu biernego można przystąpić do wyznaczenia wartości siły, która umożliwi stabilizację i redukcję drgań układu w pobliżu stanu rezonansowego układu. Realizacji wzbudzenia siłowego, jako wielkości nastawczej, można dokonać w układzie zarówno na pierwszy jak i drugi element inercyjny – w pracy przedstawiony zostanie przypadek pierwszy. Rozpatrując zakładaną charakterystykę (1), poszukiwaną siłę wyznacza się dla pierwszego elementu inercyjnego (rys.3). W tym celu modyfikuje się charakterystykę dynamiczną (1), wprowadzając parametr h spadku częstości drgań wybranej częstości rezonansowej, w postaci:

$$Y1(s) = \frac{(s^2 + 20^2)}{(s + h + j10)(s + h - j10)(s^2 + 30^2)}, \quad (4)$$

oraz

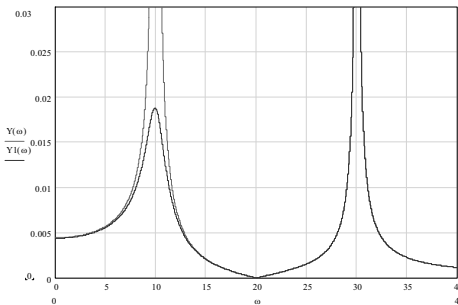
$$Y2(s) = \frac{(s^2 + 20^2)}{(s^2 + 10^2)(s + h + j30)(s + h - j30)}, \quad (5)$$



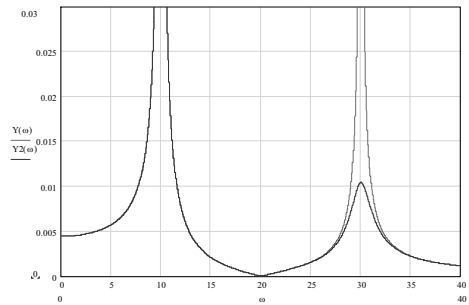
Rys. 3. Model układu napędowego z siłą aktywną

W wyniku tak założonych modyfikacji charakterystyki (2) dokonuje się redukcji drgań układu w pobliżu pierwszej częstotliwości rezonansowej – charakterystyka (4) lub drugiej częstotliwości rezonansowej – charakterystyka (5). Przykład tak zdefiniowanych redukcji drgań przedstawiono na rys 4.

a)



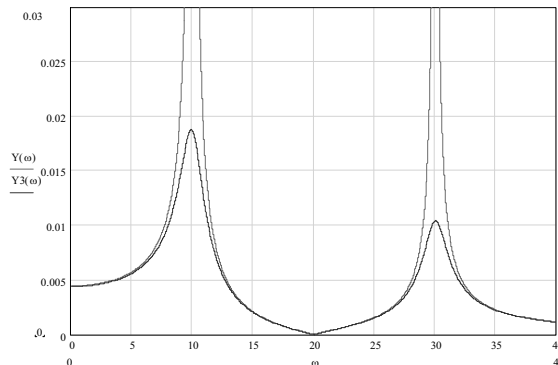
b)



Rys.4. Charakterystyki dynamiczne układu poddanego syntezy czynnej a) redukcja pierwszej częstotliwości rezonansowej układu przy $h = 1$ b) redukcja drugiej częstotliwości rezonansowej układu dla $h = 1$

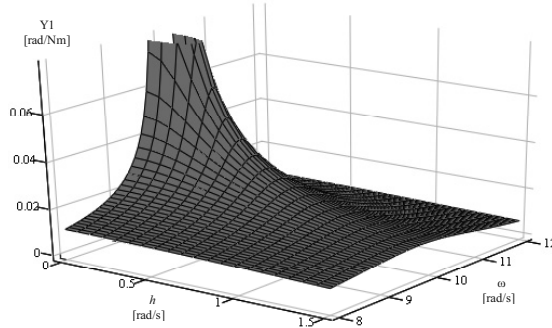
Istnieje również możliwość redukcji drgań w pobliżu obu częstotliwości rezonansowych (rys. 5), wówczas charakterystyka przyjmie postać:

$$Y3(s) = \frac{(s^2 + 20^2)}{(s + h_1 + j10)(s + h_1 - j10)(s + h_2 + j30)(s + h_2 - j30)}. \quad (6)$$



Rys.5. Charakterystyki dynamiczne układu poddanego syntezy czynnej – redukcja pierwszej i drugiej częstotliwości rezonansowej układu przy $h_1 = 1$ oraz $h_2 = 1$

Spadek wartości amplitudy drgań uzależniony jest od wprowadzonego parametru spadku częstości drgań – wpływ zmiany wartości parametru h na wartość amplitudy pierwszej częstości rezonansowej przedstawiono na rys.6.



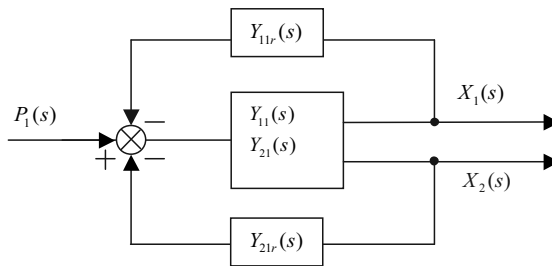
Rys. 6. Podatność dynamiczna w funkcji zmiany parametru spadku częstości h wokół pierwszej częstości rezonansowej

W celu uzyskania spadku drgań w pobliżu częstości rezonansowej analizowanego układu (rys.2), przyjmuje się prawo sterowania [1, 10], umożliwiające obliczenie wzbudzenia siłowego jako funkcji sprzężenia zwrotnego w postaci:

$$M = -(k_{p1}\varphi_1 + k_{v1}\dot{\varphi}_1 + k_{p2}\varphi_2 + k_{v2}\dot{\varphi}_2), \quad (7)$$

gdzie: $k_{p1}, k_{p2}, k_{v1}, k_{v2}$ - współczynniki wzmocnienia układu sterowania zależne od położenia i prędkości elementów inercyjnych analizowanego układu.

W dalszym ciągu zaprezentowano sposób wyznaczenia powyższych współczynników, co w konsekwencji umożliwi określenie wartości siły sterującej. W tym celu buduje się schemat blokowy układu zamkniętego z uwzględnieniem regulatorów sterujących wzbudnikiem siły w układzie (rys.7).



Rys. 7. Schemat blokowy analizowanego układu sterowania

Podatność dynamiczna między pierwszym wyjściem i wejściem układu z uwzględnieniem eliminatora drgań w postaci siły czynnej jest następująca:

$$Y1r(s) = \frac{Y_{11}(s)}{1 + Y_{11}(s) \cdot Y_{11r}(s) + Y_{21}(s) \cdot Y_{21r}(s)}, \quad (8)$$

gdzie: $Y_{11}(s) = \frac{2.4s^2 + 960}{2.4s^4 + 2400s^2 + 216000}$ - transmitancja operatorowa między pierwszym wyjściem i wejściem analizowanego układu z rys.2, $Y_{21}(s) = \frac{600}{2.4s^4 + 2400s^2 + 216000}$ - transmitancja operatorowa między drugim wyjściem i pierwszym wejściem analizowanego układu; $Y_{11r}(s) = k_{p1} + k_{v1}s$ - transmitancja operatorowa regulatora sterującego w torze sprzężenia zwrotnego od pierwszego przemieszczenia, $Y_{21r}(s) = k_{p2} + k_{v2}s$ - transmitancja operatorowa regulatora sterującego w torze sprzężenia zwrotnego od drugiego przemieszczenia. Wartość współczynników wzmocnienia układu sterowania wyznacza się poprzez porównanie charakterystyki (4), (5) i (6) z charakterystyką podatności dynamicznej układu sterowania w pętli sprzężenia zwrotnego (8). W wyniku porównania charakterystyk, w tym wyrażen przy równych potęgach i uwzględnieniu współczynnika wzmocnienia analizowanego układu w charakterystyce (8), otrzymano trzy układy równań, które posłużyły do wyznaczenia współczynników wzmocnienia siły sterującej. W przypadku redukcji pierwszej częstotliwości rezonansowej układ równań ma postać:

$$\begin{cases} k_{v1} = 2h \\ k_{p1} = h^2 \\ \frac{960k_{v1} + 600k_{v2}}{2.4} = 1800h \\ \frac{960k_{p1} + 600k_{p2}}{2.4} = 900h^2 \end{cases} \quad (9)$$

odnośnie do drugiej częstotliwości rezonansowej wygląda następująco:

$$\begin{cases} k_{v1} = 2h \\ k_{p1} = h^2 \\ \frac{960k_{v1} + 600k_{v2}}{2.4} = 200h \\ \frac{960k_{p1} + 600k_{p2}}{2.4} = 100h^2 \end{cases} \quad (10)$$

Natomiast w ostatnim przypadku przyjmuje postać:

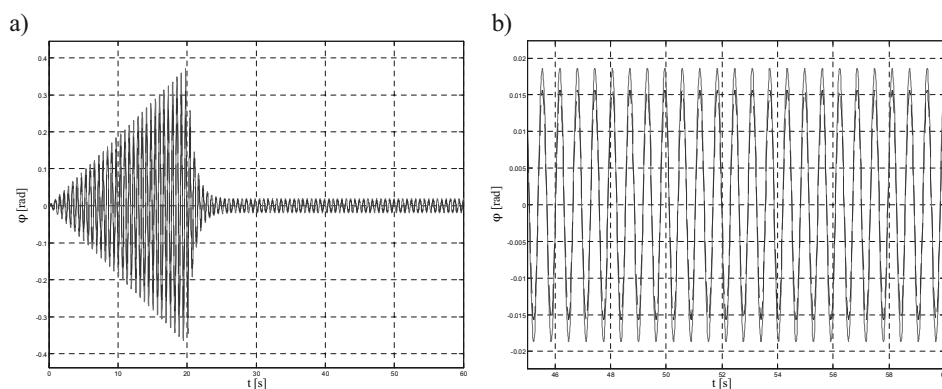
$$\begin{cases} k_{v1} = 2h_1 + 2h_2 \\ k_{p1} = h_1^2 + 4h_1h_2 + h_2^2 \\ \frac{960k_{v1} + 600k_{v2}}{2.4} = 2h_1h_2^2 + 2h_2h_1^2 + 200h_1 + 1800h_2 \\ \frac{960k_{p1} + 600k_{p2}}{2.4} = h_1^2h_2^2 + 100h_1^2 + 900h_2^2 \end{cases} \quad (11)$$

Przyjmując wartość spadku częstotliwości drgań własnych $h = 1$ [rad/s] (rozpatrując ostatni przypadek, przyjęto oba współczynniki równe jeden), wartości współczynników wzmocnienia siły sterującej przyjmą wartości zestawione w tabeli 1.

Tabela 1. Wartości współczynników wzmocnienia układu

	Y1(s)	Y2(s)	Y3(s)
k_{p1}	1	1	6
k_{v1}	2	2	4
k_{p2}	2	-1.2	-5.596
k_{v2}	4	-2.4	1.616

Weryfikacje numeryczną wyników przeprowadzono w pakiecie Matlab/Simulink dla przypadku, kiedy na układ będzie działała siła sterująca wyznaczona dla charakterystyki (4) – Y1(s). W symulacji za sygnał wymuszający przyjęto siłę o jednostkowej amplitudzie oraz częstotliwości kołowej odpowiadającej pierwszej częstotliwości rezonansowej drgań własnych układu (10 rad/s). Ponadto przyjęto, iż siła sterująca aktywowana jest po dwudziestu sekundach. Przebieg przemieszczenia kąowego pierwszego i drugiego elementu inercyjnego przedstawiono na rys. 8.



Rys.8.Przebiegi czasowe układu przy wymuszeniu z pierwszą częstotliwością rezonansową
a) widok ogólny b) przybliżenie w stanie ustalonym po zadziałaniu siły sterującej

Uzyskana wartość amplitudy drgań po zadziałaniu siły sterującej pokrywa się z założoną wartością przemieszczenia (patrz: rys.4a).

3. WNIOSKI

Działanie na układ czynnej siły regulacji związane jest z dostarczeniem z zewnątrz dodatkowej energii. Projektując układ czynnej redukcji drgań, należy więc tak dobrać wartości wzmocnienia siły sterującej, aby uzyskać pożądaný efekt zmniejszenia drgań, osiągnięty jak najmniejszym kosztem. Prezentowane zadanie syntezy czynnej umożliwia spełnienie tak postawionych kryteriów zadania. Wynika to z dużej liczby otrzymanych w wyniku syntezy parametrów wzmocnień siły sterującej, które mogą wpłynąć znacząco na optymalny dobór parametrów sterowania.

Część badań zrealizowano w ramach projektu badawczego N502 447239 finansowanego przez Komitet Badań Naukowych w latach 2010 – 2013.

LITERATURA

1. Craig J.J.: Wprowadzenie do robotyki. Warszawa: WNT, 1993.
2. Družinskij I. A.: Mechańičeskie cepi. Leningrad: Mašinostroenie, 1977.
3. Dymarek A., Dzitkowski T.: Projektowanie systemu regulacji ze względu na żądane widmo częstotliwości. „Modelowanie Inżynierskie” 2009, nr 37, t. 6, s. 91 – 96.
4. Dzitkowski T., Dymarek A.: The synthesis of machine driving systems. In: Twelfth International Scientific and Engineering Conference - Machine-Building and Technosphere on the Border of the XXI Century. Donetsk – Sevastopol 2005, Vol. 5, p. 66÷70.
5. Dzitkowski T.: Synteza rozgałęzionych układów napędowych z uwzględnieniem tłumienia. „Modelowanie Inżynierskie” 2009, nr 38, t. 7, s. 27 – 34.
6. Dzitkowski T., Dymarek A.: Synthesis and sensitivity of machine driving systems. “Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering” 2006, Vol. 20, p. 359÷362.
7. Dzitkowski T., Dymarek A.: Design and examining sensitivity of machine driving systems with required frequency spectrum. “Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering” 2008, Vol. 26, p. 49÷56.
8. Dzitkowski T., Dymarek A.: Projektowanie układów napędowych maszyn ze względu na widmo częstotliwości. „Modelowanie Inżynierskie” 2008, nr 36, t. 5, s. 55÷62.
9. Dzitkowski T., Dymarek A.: Synthesis and sensitivity of multiaxial drive systems. “Acta Mechanica et Automatica” 2009, Vol. 3, No. 4, p. p. 28÷31.
10. Heimann B., Gerth W., Popp K.: Mechatronika – komponenty, metody, przykłady. Warszawa: PWN, 2001.
11. Kruszewski J., Wittbrodt E., Walczyk Z.: Drgania układów mechanicznych w ujęciu komputerowym. T.2.: zagadnienia wybrane. Warszawa: WNT, 1993.
12. Lewandowski R.: Dynamika konstrukcji budowlanych. Poznań: Wyd. Pol. Pozn., 2006.
13. Marchelek K.: Dynamika obrabiarek. Warszaw: WNT, 1991.
14. Mężyk A.: Optymalizacja własności dynamicznych układów napędowych maszyn. Gliwice 2002. ZN Pol. Śląskiej s. „Mechanika” z.139.
15. Osiński Z. [red]: Tłumienie drgań. Warszawa: PWN, 1997.
16. Redfield R. C., Krishnan S.: Dynamic system synthesis with a bond graph approach. Part I::synthesis of one-port impedances. “Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control” 1993, Vol. 115, No. 3, p. 357-363.
17. Świtoński E. [red]: Modelowanie mechatronicznych układów napędowych. Gliwice: Wyd. Pol. Śl., 2004. Monografia z. 70.

ACTIVE SYNTHESIS OF UNIAXIAL MACHINE DRIVE SYSTEMS USING A COMPARATIVE METHOD

Summary.The paper presents the problem of stability and vibration reduction in designed drive systems. The method of stabilisation and reduction has been based on active synthesis, which makes it possible to obtain the desired mechanical effect through the proper selection of dynamic properties of the system, including the calculation of the active force as a function of the system force feedback.