

# ADAPTACYJNO-PASYWNE TŁUMIENIE W SYNTEZIE DYSKRETNÝCH MECHATRONICZNYCH UKŁADÓW DRGAJĄCYCH

Andrzej Buchacz<sup>1a</sup>, Damian Gałęziowski<sup>1b</sup>

<sup>1</sup>Institut Automatyizacji Procesów Technologicznych i Zintegrowanych Systemów Wytwarzania,  
Politechnika Śląska

<sup>a</sup>andrzej.buchacz@polsl.pl, <sup>b</sup>damian.galeziowski@gmail.com

## Streszczenie

W pracy przedstawiono problem realizacji tłumienia adaptacyjno-pasywnego w dyskretnych mechatronicznych układach drgających. Ze względu na dobór odpowiednich parametrów, liczbę stopni swobody oraz wybraną metodę syntezy możliwe jest tworzenie zróżnicowanych układów mechatronicznych, w których element piezoelektryczny, połączony z odpowiednią konfiguracją obwodu elektrycznego, pełni funkcję tłumika adaptacyjno-pasywnego. Zbadano wybrane typy układów mechatronicznych w kontekście ujemnych parametrów: sztywności i pojemności elektrycznej, stosując znane zagadnienie syntezy mechatronicznych układów dyskretnych. Wyniki odniesiono do układów z tłumieniem pasywnym.

**Słowa kluczowe:** tłumienie adaptacyjno – pasywne, tłumienie półaktywne, drgania, pojemność elektryczna ujemna, synteza

## ADAPTIVE-PASSIVE DAMPING IN SYNTHESIS OF MECHATRONIC DISCRETE VIBRATING SYSTEM

### Summary

In this paper the problem of adaptive-passive damping function in mechatronic discrete vibrating systems has been presented. In relation to selection of various parameters, the number of degrees of freedom and chosen method of synthesis it's possible to create different mechatronic systems, in which piezo actuator connected is to external electric network configuration that perform adaptive-passive damping function. Basing on the known issue of solving the reverse task of discrete mechatronic systems selected structures have been investigated, paying attention to negative parameters: stiffness and electric capacitance. The results have been compared with the example system with passive vibration isolation method.

**Keywords:** adaptative - passive damping, semi-active vibration isolation, vibration, negative capacitance, synthesis

### 1. WSTĘP

Zadanie odwrotne dynamiki mechatronicznych dyskretnych układów drgających z zastosowaniem bezwymiarowych transformacji i retransformacji przedstawiono w pracach [1, 2]. Prace te stanowią rozwinięcie badań prowadzonych przez gliwicki ośrodek naukowy, [3-8] dotyczących problematyki syntezy układów mechanicznych [3, 4], sposobów ich tłumienia [5], podatności

układów skrętnych [6] oraz aplikacji elementów piezoelektrycznych w tłumieniu drgań [7, 8].

W pracach [9, 10] wykazano możliwość realizacji tłumienia półaktywnego poprzez zastosowanie układu z pojemnością elektryczną ujemną.

Na podstawie [9, 10] badań dotyczących zagadnienia sztywności ujemnej [11-13] oraz dotychczasowych prac

autorów [1, 2] zbadano wpływ doboru odpowiednich parametrów w kontekście syntezy mechatronicznych układów dyskretnych z tłumieniem adaptacyjno-pasywnym. Problem przedstawiono na wybranych przykładach układów mechatronicznych, natomiast wyniki porównano ze względu na dodatnią i ujemną pojemność elektryczną zewnętrznego obwodu elektrycznego układów.

## 2. REALIZACJA TŁUMIENIA ADAPTACYJNO-PASYWNEGO

W dyskretnych drgających układach mechatronicznych adaptacyjno-pasywne tłumienie realizowane jest poprzez element piezoelektryczny połączony z zewnętrznym obwodem elektrycznym, w którym występuje pojemność elektryczna ujemna – LC, LRC (rys. 1). Pojemność elektryczną ujemną uzyskuje się wg schematu przedstawionego w [10].

W syntezie układów mechanicznych wartości sztywności, otrzymane w wyniku zastosowania dowolnej metody rozkładu funkcji charakterystycznej, powinny być dodatnie [3, 4]. W odniesieniu do powolności układów mechatronicznych konieczny jest taki dobór parametrów układu, aby otrzymać wybrane sztywności o wartości ujemnej.

Wyznaczone w wyniku rozwiązania zadania odwrotnego układy transformuje się do postaci bezwymiarowej. Bezwymiarowy czas  $\tau$  zapisuje się jako:

$$\tau = \omega_i t \quad (1)$$

gdzie:  $\omega_i$  – częstość zastępczego układu mechanicznego, zależna od pozycji elementu piezo.

Parametr, który może przyjmować wartości ujemne, to  $y$ . W układzie mechatronicznym po bezwymiarowych transformacjach [1, 2] równy jest:

$$y = \frac{C_{ps}}{C_x} \quad (2)$$

gdzie:

$C_{ps}$  – pojemność elektryczna piezoelektryka,

$C_x$  – pojemność elektryczna w zewnętrznym obwodzie elektrycznym.

Równanie elektryczne elementu piezoelektrycznego w odniesieniu do modelu z rys. 1b. wyznaczono na podstawie podstawowych równań łączących zagadnienia mechaniczne i elektryczne w efekcie piezoelektrycznym:

$$\sigma = K_E s - eE \quad (3)$$

$$D = \epsilon_s E + e_s E \quad (4)$$

gdzie:

$\sigma$  – naprężenia mechaniczne,

$K_E$  – moduł sprężystości,

$s$  – odkształcenie,

$D$  – przesunięcie elektryczne,

$\epsilon_s$  – przenikalność elektryczna,

$E$  – natężenie pola elektrycznego,

$e$  – stała piezoelektryczna,

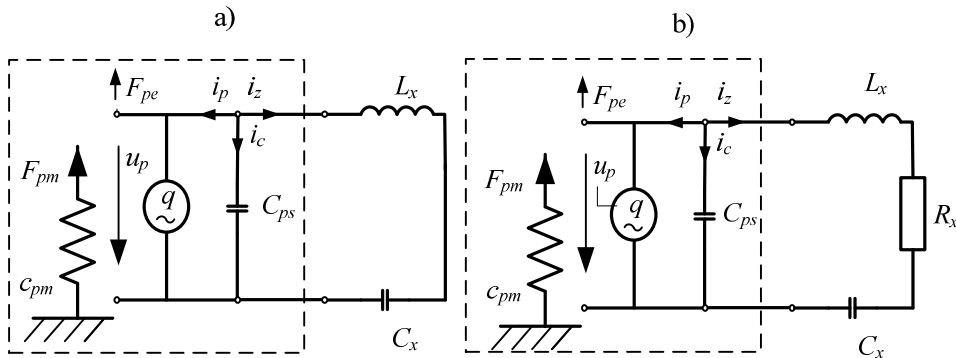
i zapisano jako:

$$i_p + i_c + i_z = \frac{eA_p}{l_p} \dot{x}_1 + C_{ps} \dot{u}_p \frac{u_p}{L_x \frac{\partial}{\partial t} + \frac{1}{C_x} \int dt} = 0 \quad (5)$$

gdzie:

$A_p$  – pole powierzchni elektrod,

$l_p$  – odległość pomiędzy elektrodami.



Rys. 1. Model piezoaktuatora połączonego z zewnętrznym obwodem elektrycznym: a) LC, b) LRC

### 3. PORÓWNANIE TŁUMIENIA ADAPTACYJNO-PASYWNEGO Z PASYWNYM

Porównania tłumienia adaptacyjno-pasywnego z pasywnym dokonano na przykładach układów realizujących podane wymagania:

- częstotści rezonansowe:

$$\omega_1 = 6500 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right], \omega_3 = 8500 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (6)$$

- częstotści antyrezonansowe:

$$\omega_0 = 0 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right], \omega_2 = 7500 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad (7)$$

Zastępcze modele mechaniczne otrzymane w wyniku syntezy przedstawiono na rys. 2. Do dalszej analizy wybrano układy wyróżnione linią kreskowaną. Układy te następnie przetransformowano, zgodnie z [1, 2] do postaci mechatronicznej (rys. 3).

Wartości parametrów układu mechatronicznego  $LC$  z dodatnimi wartościami sztywności i pojemności elektrycznej wyliczono jako:

- elementy inercyjne:

$$m_1 = 1 \text{ [kg]}, m_2 = 0,08 \text{ [kg]} \quad (8)$$

- elementy sprężyste:

$$c_1 = 5,4 \cdot 10^7 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right], c_2 = 4,25 \cdot 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right], \\ c_3 = 2,86 \cdot 10^5 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right] \quad (9)$$

W przypadku układu  $LCn$ , z ujemną wartością pojemności wynikającą z ujemnej wartości sztywności  $c_3$  wyznaczono:

- elementy inercyjne:

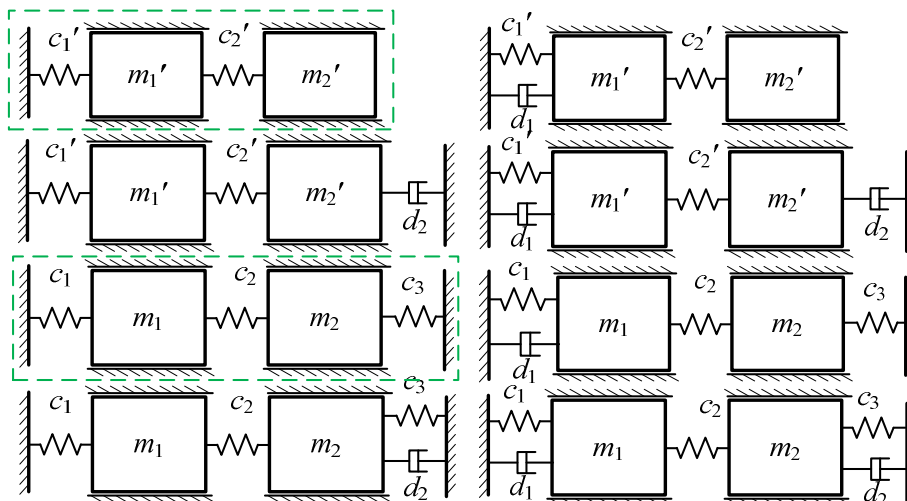
$$m_1 = 1 \text{ [kg]}, m_2 = 0,04 \text{ [kg]} \quad (10)$$

- elementy sprężyste:

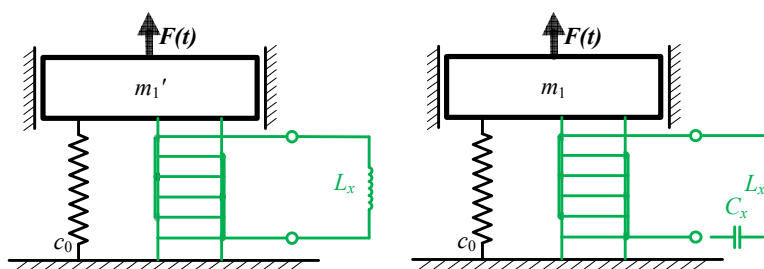
$$c_1 = 5,5 \cdot 10^7 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right], c_2 = 3,25 \cdot 10^6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right], \\ c_3 = 5,96 \cdot 10^5 \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}} \right] \quad (11)$$

Wykresy podatności w odniesieniu do układów mechatronicznych, otrzymanych na podstawie transformacji i retransformacji mechanicznych modeli zastępczych [1] z dodatnią i ujemną wartością pojemności elektrycznej, przedstawiono na rys. 4. Dodatkowo podatności układów  $LC$  porównano z podatnością układu pasywnego realizowanego przez element piezoelektryczny połączony z cewką o indukcyjności  $L$ .

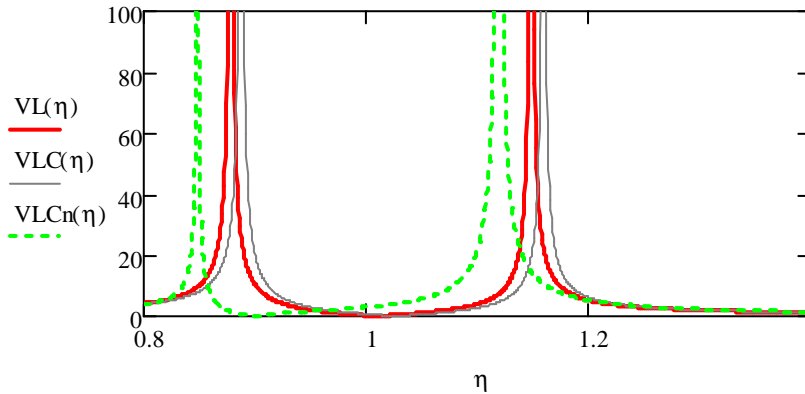
Wpływ wartości bezwymiarowego parametru  $y$ , związanego ze sztywnością i pojemnością ujemną, na częstotści rezonansowe i tłumienia w odniesieniu do rozważanego układu  $LC$  przedstawiono na rys. 5.



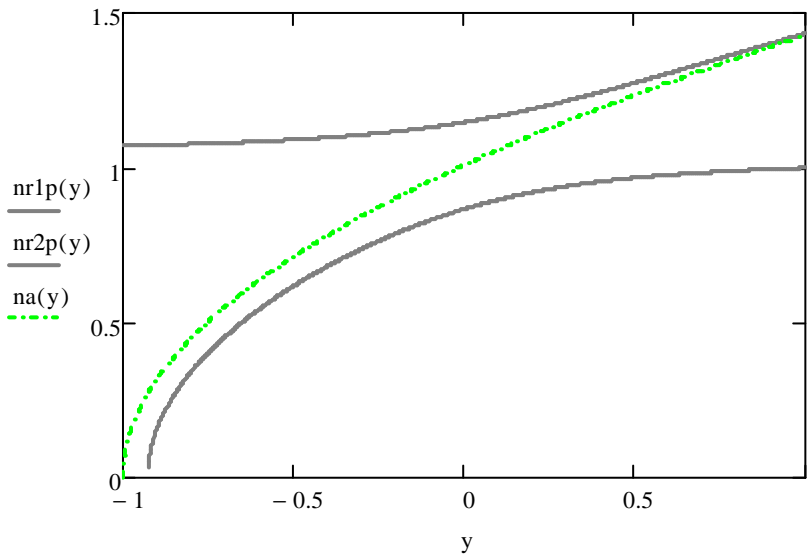
Rys. 2. Mechaniczne modele zastępcze otrzymane w wyniku syntezy w odniesieniu do postawionych wymagań



Rys. 3. Układy mechatroniczne z elementem piezoelektrycznym połączonym z obwodem  $L$  i  $LC$



Rys. 4. Podatności mechatronicznych układów  $L$ ,  $LC$  i  $LCn$



Rys. 5. Częstości rezonansowe  $n_{r1p}$  i  $n_{r2p}$ , oraz częstość tłumienia  $n_a$  w funkcji  $y$

#### 4. SPOSTRZEŻENIA

W odniesieniu do postawionych wymagań, poprzez dobór odpowiednich parametrów układów, możliwe jest kształtowanie różnych konfiguracji struktur mechatronicznych. Zmiana wartości wybranych sztywności wynikających z zastosowanej metody syntezy wpływa na charakterystyki podatności układu mechatronicznego przy zachowaniu postawionych wymagań.

Tłumienie półaktywne realizowane przez układ  $LC$  z ujemną wartością pojemności elektrycznej, w zależno-

ści od doboru sztywności  $c_1$ , wpływa na różnice pomiędzy częstościami rezonansowymi i pole tłumienia.

Ze względu na praktyczne zastosowania rozważanych struktur istotna jest wartość pojemności elektrycznej w zewnętrznym obwodzie elektrycznym. Badania nad doбором optymalnych wartości ujemnych parametrów realizowalnych fizycznie, synteza układów z tłumieniem adaptacyjno-pasywnym, w którym występuje element rezystancyjny będą tematem kolejnych prac.

*Pracę wykonano w ramach projektu badawczego Nr N N502 452139 finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego w latach 2010-2013.*

#### Literatura

1. Buchacz A., Gałęziowski D.: Bezwymiarowe transformacje i retransformacje w syntezie mechatronicznych układów drgających. „Modelowanie Inżynierskie” 2010, nr 39, s. 35 - 40.
2. Buchacz A., Gałęziowski D.: Synthesis as a designing of mechatronic vibrating mixed systems “Journal of Vibroengineering” 2012, Vol. 14, Iss. 2, p. 553 - 559.

3. Dymarek A.: Odwrotne zadanie dynamiki tłumionych mechanicznych układów drgających w ujęciu grafów i liczb strukturalnych. Praca doktorska. Gliwice: Pol. Śl., 2000.
4. Dzitkowski T.: Odwrotne zadanie dynamiki dyskretno-ciągłych układów mechanicznych w ujęciu grafów i liczb strukturalnych. Praca doktorska. Gliwice: Pol. Śl., 2001.
5. Bialas K.: Passive and active elements in reduction of vibrations of torsional systems, *Mechatronic Systems and Materials*, *Mechatronic Systems and Robotics Book series: Solid State Phenomena*, 2010, Vol. 164, p.260 - 264.
6. Żółkiewski S.: Dynamical flexibilities of mechanical rotational systems. "Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering" 2008, Vol. 31/2, p. 602 - 609.
7. Buchacz A., Płaczek M.: Damping of mechanical vibrations using piezoelements, including influence of connection layer's properties on the dynamic characteristic. "Solid State Phenomena" 2009, Vols. 147 - 149, p. 869 - 875.
8. Buchacz A., Wróbel A.: Piezoelectric layer modelling by equivalent circuit and graph method. "Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering" 2007, Vol. 20, p. 299 - 302.
9. Neubaer M., Oleskiewicz R., Popp K., Krzyżynski T.: Optimization of damping and absorbing performance of shunted piezo elements utilizing negative capacitance. "Journal of Sound and Vibration" 2006, Vol. 298, No. 1-2, p. 84-107.
10. Fukada E., Date M., Kimura K. and others: Sound isolation by piezoelectric polymer films connected to negative capacitance circuits. *IEEE "Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation"* 2004, Vol. 11, No. 2.
11. Platus, D.: Negative-stiffness-mechanism vibration isolation systems. In: *Proc. of SPIE 1999*, Vol. 3786, p. 98 - 105.
12. Kashdan L.: Conner Seepersad C., Haberman M., Wilson P.S.: Design, fabrication, and evaluation of negative stiffness elements using SLS. "Rapid Prototyping Journal" 2012, Vol. 18 Iss. 3, p. 194 - 200.
13. Jamroziak K.: Identification of the selected parameters of the model in the process of ballistic impact. "Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering" International OCOSCO World Press 2011, Vol. 49, Iss.2, p. 305 - 312.