



بررسی تجربی سیستم جاذب دینامیکی ارتعاشات و استحصال گر انرژی

هومن زکا¹، عارف افشارفرد^{2*}

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد

* مشهد، صندوق پستی 9177948974، um.ac.ir، afsharfard@um.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 14 آبان 1396

پذیرش: 14 بهمن 1396

ارائه در سایت: 04 اسفند 1396

کلید واژگان:

استحصال انرژی

پیزوالکتریک

جاذب دینامیکی ارتعاشات

بررسی تجربی

تیر اویلر-برنولی

چکیده

در این مقاله، جاذب دینامیکی ارتعاشی متشکل از دو تیر یکسر گیردار متقارن با لایه‌های پیزوالکتریک به همراه جرم کمکی، برای کاهش ارتعاشات سیستم اصلی و استحصال انرژی الکتریکی، به صورت هم‌زمان، مورد استفاده قرار گرفته است. سیستم اصلی متشکل از یک تیر دو سر مفصل می‌باشد که به وسیله یک موتور با نام‌یابی دوار تحریک می‌شود. در ادامه به منظور استخراج مدل الکترومکانیکی سیستم، از تئوری تیر اویلر-برنولی و روش انرژی استفاده شده است. سپس صحت معادلات الکترومکانیکی استخراج شده به صورت تجربی بررسی شده و تطابق نتایج تجربی و تئوری در قالب چندین نمودار پاسخ فرکانسی نشان داده شده است. با بی‌بعد سازی معادلات، تأثیر تغییر پارامترهای بی‌بعد سیستم نظیر جرم بی‌بعد جاذب، مقاومت الکتریکی بی‌بعد و طول قرارگیری جرم کمکی بر روی تیر جاذب مورد بحث قرار گرفته است. سپس با در نظر گرفتن دو هدف کاهش ارتعاشات و افزایش توان الکتریکی استحصال شده بی‌بعد، به صورت هم‌زمان، محدوده مناسب برای جرم جاذب و مقاومت الکتریکی به صورت بی‌بعد به دست آورده شد. در انتها نیز با استفاده از پارامتری به نام میزان کمال، بهینه‌ترین طول بی‌بعد جرم نوک بر روی تیر جاذب به دست آورده شد. نتایج به دست آمده قابلیت برآورده سازی اهداف کاهش ارتعاشات سیستم و افزایش توان الکتریکی استخراج شده از سیستم، به صورت هم‌زمان، به میزان مطلوب را دارا می‌باشد.

Experimental study of dynamic vibration absorber and energy harvester

Hooman Zoka, Aref Afsharfard*

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

* P.O.B. 9177948974, Mashhad, Iran, afsharfard@um.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 05 November 2017

Accepted 03 February 2018

Available Online 23 February 2018

Keywords:

Energy harvesting

Piezoelectric

Dynamic Vibration Absorber

Experimental study

Euler-Bernoulli beam

ABSTRACT

In this study, application of a dynamic vibration absorber system consists of two symmetric cantilever beams with tip mass and piezoelectric layer, in order to suppress undesired vibrations and harvest electrical energy, is studied. The main vibratory system is a simply supported beam, which is excited by a DC motor with rotating unbalance mass. To derive the governing electromechanical equations, the Euler-Bernoulli beam theory and the energy method are used. Then the governing electromechanical equations are experimentally validated and accommodation between theoretical and experimental results is shown using several frequency response plots. Using the non-dimensional governing equations, effect of changing the system parameters such as the tip mass, load resistance and length of the cantilever beam is studied. Then, considering ability of system to effectively suppress undesired vibrations and increase the harvested electrical energy, the proper range for selecting the non-dimensional tip mass and non-dimensional load resistance is presented. Finally, using the so-called perfection rate parameter, the best parameters, to have a good vibration suppressor and energy harvester, are obtained. Results shown that both of energy and vibration considerations can be satisfied using the system.

1- مقدمه

انرژی از جاذب‌های دینامیکی به شیوه‌های مختلف است. به‌طور کلی محققین برای استحصال انرژی از سیستم‌های مکانیکی از سه شیوه الکترواستاتیک [3,2]، الکترومگنتیک [5,4] و پیزوالکتریک [7,6] استفاده می‌کنند. در این بین مواد پیزوالکتریک به دلیل سه برابر بودن چگالی انرژی نسبت به دو روش دیگر بیشتر انتخاب می‌گردند [8]. مطالعات زیادی به بررسی استحصال انرژی از طریق پیزوالکتریک در سیستم‌های مکانیکی پرداخته‌اند. کریمی و همکاران [9] به بررسی انرژی استخراج شده حاصل از ارتعاشات پل، در اثر عبور وسایل نقلیه با استفاده از پیزوالکتریک پرداختند. برای این منظور آن‌ها

جاذب دینامیکی ارتعاشات¹ به مجموعه‌ای از جرم، فنر و میراگر اطلاق می‌شود که می‌تواند به سازه ارتعاشی اصلی متصل شده و به صورت مؤثر باعث کاهش ارتعاشات آن گردد. ایده اولیه این نوع سیستم‌ها برای اولین بار توسط فرام [1] برای کاهش ارتعاشات سالن کشتی داده شد. از آن زمان تا به امروز، تحقیقات زیادی برای یافتن بهترین پارامترهای جاذب‌های دینامیکی انجام گرفته است. علاوه بر آن، یکی از مباحث جذاب مورد مطالعه، استحصال

¹ Dynamic Vibration Absorber (DVA)

دینامیکی می‌باشند. با توجه به وجود پیزوالکتریک بر روی تیر جاذب و لایه‌لایه بودن این تیر در قسمت‌های مختلف، ممان اینرسی جرمی جاذب دینامیکی ارتعاشات در قسمت‌های مختلف تیر به‌صورت رابطه (1) ارائه گردیده است:

$$EI_{Tot} = \begin{cases} E_b I_b^1 & , \quad 0 \leq x < l_1 \\ E_b (I_b^2 + I_{sp}^2) & , \quad l_1 \leq x < l_2 \\ E_b (I_b^3 + I_{sp}^3 + I_p^3) & , \quad l_2 \leq x < l_3 \\ E_b (I_b^4 + I_{sp}^4) & , \quad l_3 \leq x < l_4 \\ E_b I_b^1 & , \quad l_4 \leq x < l_5 \end{cases} \quad (1)$$

انرژی پتانسیل برای سیستم نشان داده شده می‌تواند به‌صورت رابطه (2) ارائه شود:

$$\pi = \frac{1}{2} \int_{v_m} E_m \left(-z \frac{\partial^2 w_1}{\partial x^2} \right)^2 dv_m + \int_{v_b} E_b \left(-z \frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2} \right)^2 dv_b + \int_{v_{sp}} E_{sp} \left(-z \frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2} \right)^2 dv_{sp} + \int_{v_p} E_p \left\{ \left(-z \frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2} \right)^2 + d_{31} \frac{V}{t_p} \left(-z \frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2} \right) \right\} dv_p \quad (2)$$

که در آن E_b , E_{sp} , E_p و E_m به ترتیب مدول‌های یانگ تیر با تکیه‌گاه مفصلی، تیر با تکیه‌گاه گیردار (تیر جاذب ارتعاشی)، لایه زیرین قسمت پیزوالکتریک و لایه پیزوالکتریک می‌باشد. علاوه بر آن z , V , t_p و d_{31} به ترتیب فاصله تا تار خنثی، ولتاژ الکتریکی، ضخامت پیزوالکتریک و ثابت کرنش پیزوالکتریک هستند. برای این سیستم انرژی جنبشی به‌صورت رابطه (3) ارائه می‌شود:

$$T = \frac{1}{2} M_{motor} \left(\frac{\partial w_1}{\partial t} \Big|_{x=\frac{l}{2}} \right)^2 + M_{tip} \left(\frac{\partial w_1}{\partial t} \Big|_{x=\frac{l}{2}} + \frac{\partial w_2}{\partial t} \Big|_{x=l_5} \right)^2 + \frac{1}{2} \int_{v_m} \rho_m \left(\frac{\partial w_1}{\partial t} \right)^2 dv_m + \int_{v_b} \rho_b \left(\frac{\partial w_1}{\partial t} \Big|_{x=\frac{l}{2}} + \frac{\partial w_2}{\partial t} \right)^2 dv_b + \int_{v_{sp}} \rho_b \left(\frac{\partial w_1}{\partial t} \Big|_{x=\frac{l}{2}} + \frac{\partial w_2}{\partial t} \right)^2 dv_{sp} + \int_{v_b} \rho_b \left(\frac{\partial w_1}{\partial t} \Big|_{x=\frac{l}{2}} + \frac{\partial w_2}{\partial t} \right)^2 dv_b + \int_{v_p} \rho_p \left(\frac{\partial w_1}{\partial t} \Big|_{x=\frac{l}{2}} + \frac{\partial w_2}{\partial t} \right)^2 dv_p + J_{tip} \left(\frac{\partial^2 w_1}{\partial x \partial t} \Big|_{x=\frac{l}{2}} + \frac{\partial^2 w_2}{\partial x \partial t} \Big|_{x=l_5} \right)^2 \quad (3)$$

کار مجازی غیر پایستار سیستم به‌صورت رابطه (4) ارائه می‌گردد:

$$\delta W_{nc} = F \delta w_1 - \int_0^{l_5} C \frac{\partial w_1}{\partial t} dx \delta w_1 - 2 \int_0^{l_5} c_b \frac{\partial w_2}{\partial t} dx \delta w_2 - Q \delta V \quad (4)$$

که در آن C , c_b و F به ترتیب ضریب میرایی سیستم اصلی، ضریب میرایی تیر یکسر گیردار و نیروی خارجی می‌باشد. در ادامه شارژ الکتریکی به‌صورت رابطه (5) ارائه می‌شود:

$$Q = -\frac{1}{2} \int_{v_p} \left[d_{31} E_p \left(-z \frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2} \right) - e_{33} \frac{V}{t_p} \right] \frac{dv_p}{t_p} \quad (5)$$

که e_{33} و d_{31} به ترتیب مؤلفه ثابت دی‌الکتریک در کرنش ثابت و ضریب کرنش لایه پیزوالکتریک می‌باشند. با استفاده از روش جداسازی متغیرها، جابه‌جایی تیرها به‌صورت رابطه‌های (6) و (7) بازنویسی می‌شود:

وسایل عبوری از روی پل را به‌صورت جرم متمرکز و توزیع شده در نظر گرفتند. نتایج آن‌ها از تست‌های تجربی نشان داد که مقدار بهینه بار الکتریکی مقاوم در حدود 200Ω می‌باشد. هارن [10] رفتار دینامیکی جاذب دینامیک ارتعاشات که شامل سیستم فرعی پیزوالکتریک و الکترومگنتیک بود را بررسی کرد. علی و همکاران [11] نسبت فرکانسی بهینه را برای سیستم جاذب ارتعاشات به‌منظور استخراج بیشترین انرژی به دست آوردند. آن‌ها موفق شدند که ارتعاشات سیستم اصلی را کنترل کرده و هم‌زمان انرژی استخراج کنند. چتیا و همکاران [12] رویکرد بهینه برای بهبود کاربرد سازه‌های منعطف به همراه میراگرها و استحصال انرژی به‌وسیله پیزوالکتریک را بررسی کردند. آن‌ها در کار خود متغیرهای مکانیکی و الکتریکی مختلفی از جمله جرم، سختی، میرایی، ظرفیت الکتریکی و ضریب کوپلینگ الکترومکانیکی را برای رسیدن به کمترین انرژی سیستم اصلی بهینه کردند. شی و همکاران [13] میراگر جرمی تنظیم شونده‌ای را ارائه دادند که شامل یک تیر یکسر گیردار با جرم کمکی در نوک آن می‌شد و پیزوالکتریک به آن متصل شده است. این سیستم در معرض تحریک هارمونیک قرار گرفت و تأثیر تغییرات پارامترهایی نظیر اندازه جرم متصل شده و همچنین محل قرارگیری پیزوالکتریک را بررسی نمودند. نتایج آن‌ها نشان داد که محل‌هایی از سیستم که انحنای زیاد هستند؛ مؤثرترین محل‌ها برای قرارگیری پیزوالکتریک‌ها به‌منظور استخراج انرژی الکتریکی بیشتر می‌باشند. شی و همکاران [14-16] یک حلقه پیزوالکتریکی معرفی کردند که با نیروی مغناطیسی تحریک می‌شود. آن‌ها تأثیر متغیرهای مختلفی بر میانگین مجذور مربعات¹ توان استخراج شده از سیستم را بررسی کردند. پن و همکاران [17] با استفاده از روش المان محدود² به بررسی استفاده از میراگر جرمی تنظیم شونده به همراه استحصال گر پیزوالکتریک با هدف کاهش ارتعاشات عمودی پرداختند. عبدالمولا و همکاران [18] یک سیستم جدید الاستیک را که شامل یک تیر پیزوالکتریک است را تحت تحریک هارمونیک و نویز سفید قراردادند. آن‌ها روش‌های مختلفی را برای کاهش ارتعاشات نامطلوب سیستم اصلی و افزایش توان استحصال شده به کار گرفتند.

در این پژوهش رفتار دینامیکی یک نمونه سیستم ارتعاشی در حضور جاذب دینامیکی ارتعاشات مجهز به لایه‌های پیزوالکتریک بررسی شده است. برای این منظور نخست معادلات الکترومکانیکی حاکم بر رفتار یک سیستم مجهز به جاذب دینامیکی ارتعاشات استخراج شده و به‌صورت تجربی صحت‌گذاری شده است. درنهایت پارامترهای بهینه سیستم استخراج و با استفاده از پارامتری موسوم به پارامتر کمال بهبود توانایی سیستم برای کاهش ارتعاشات و افزایش برداشت انرژی به‌صورت هم‌زمان موردبررسی قرار گرفته است.

2- مدل‌سازی ریاضی

مطابق شکل 1، موتور الکتریکی با جرم خارج از مرکز به وسط تیری با تکیه‌گاه مفصلی متصل شده است. ارتعاشات اجباری این تیر با استفاده از یک سیستم جاذب دینامیکی متشکل از دو تیر یکسر گیردار متقارن که شامل جرم اضافی در سر تیر و لایه پیزوالکتریک بر روی آن است؛ کاهش پیدا می‌کند. در این شکل w_1 و w_2 به ترتیب مقدار جابه‌جایی تیر اصلی و جاذب دینامیکی می‌باشد. m , M_{motor} و M_{tip} به ترتیب جرم نابالانس موتور، جرم موتور، جرم تیر دو اصلی و جرم وزنه‌های انتهایی تیر جاذب

¹ Curvature

² Root Mean Square (RMS)

³ Finite Element Method (FEM)

نظر در این پژوهش می‌باشد؛ به وسیله تحلیل داده‌های حاصل از آزمایش تجربی (در ادامه در مورد آن بحث می‌شود) اطمینان حاصل شده است.

3- بررسی تجربی

1-3- بررسی رفتار دینامیکی جاذب ارتعاشی

در این قسمت به منظور افزایش دقت نتایج حاصل از مدل‌سازی تئوری در دنبال نمودن نتایج تست تجربی، از آپدیت مودال با روش مستقیم ماتریس خطا استفاده شده است. برای این منظور نخست تست ارتعاشی با استفاده از چکش مودال¹ به صورت نشان داده شده در شکل 2 انجام شده است. ارتعاشات نقاط مورد نظر با استفاده از شتاب‌سنج² اندازه‌گیری شده است. در این آزمایش، از کارت داده برداری³ با نرخ 12800 هرتز استفاده شده است. لازم به ذکر است که این مقدار به اندازه کافی از محدوده فرکانس مورد نیاز برای بررسی سیستم به صورت دو درجه آزادی (حدود 20 هرتز) بالاتر می‌باشد.

با توجه به تست ارتعاشی انجام شده می‌توان شکل مود سیستم توزیع شده دو درجه آزادی را به صورت رابطه (15) بدست آورد:

$$\phi_X = \begin{bmatrix} +0.180 & +0.324 \\ +0.984 & -0.946 \end{bmatrix} \quad (15)$$

با دانستن اینکه ماتریس جرم و ماتریس سفتی سیستم را می‌توان به کمک ماتریس فوق یافت و با استفاده از روابط آپدیت مودال ماتریس خطا به صورت رابطه (16) و (17) [19]، نتایج حاصل از استفاده از داده‌های تئوری آپدیت شده به صورت شکل 5 قابل مشاهده خواهد بود.

$$[\Delta K] = [K_A] \{ [\phi_A] [\omega_{Ar}^2]^{-1} [\phi_A]^T - [\phi_X] [\omega_{Xr}^2]^{-1} [\phi_X]^T [K_A] \} \quad (16)$$

$$[\Delta M] = [M_A] \{ [\phi_A] [\phi_A]^T - [\phi_X] [\phi_X]^T [M_A] \} \quad (17)$$

در روابط فوق زیرنویس‌های X و A به ترتیب مربوط به داده‌های تجربی و تئوری می‌باشد. همانطور که در جدول 1 مشاهده می‌شود؛ فرکانس‌های

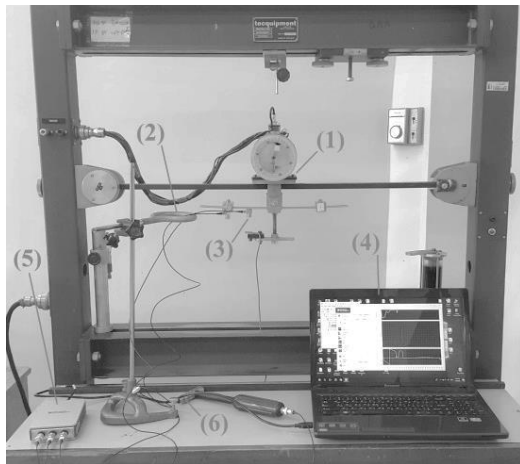


Fig. 2 modal analysis test setup

- | | |
|------------------|------------------|
| 1- DC Motor | 4- Data analyzer |
| 2- Wire holder | 5- DAQ card |
| 3- Accelerometer | 6- Modal hammer |

شکل 2 چیدمان مورد استفاده در آزمایش مودال

- | | |
|------------------|----------------------|
| 1- موتور دی‌سی | 4- سیستم آنالیز داده |
| 2- نگهدارنده سیم | 5- کارت داده برداری |
| 3- شتاب‌سنج | 6- چکش مودال |

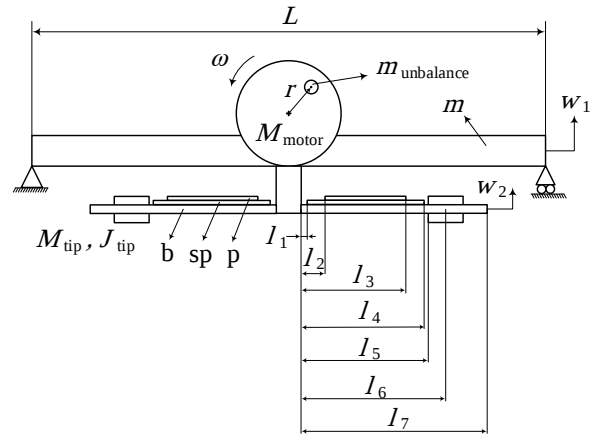


Fig. 1 Schematic of the main vibratory system with piezoelectric dynamic vibration absorber

شکل 1 شماتیک سیستم اصلی ارتعاشی به همراه جاذب دینامیکی ارتعاشی شامل پیزوالکتریک

$$w_1(x, t) = \sum_{i=1}^N q_{i1}(t) \psi_{i1}(x) \quad (6)$$

$$w_2(x, t) = \sum_{i=1}^N q_{i2}(t) \psi_{i2}(x) \quad (7)$$

که در آن q_{i1} و q_{i2} پاسخ زمانی و ψ_{i1} و ψ_{i2} شکل مودهای ارتعاشی می‌باشند که می‌توانند به صورت رابطه‌های (8) و (9) ارائه شوند:

$$\psi_1(x) = \sin(\pi x / L) \quad (8)$$

$$\psi_2(x) = A'_r \left\{ \left[\cos\left(\frac{\beta x}{l_5}\right) - \cosh\left(\frac{\beta x}{l_5}\right) \right] + \xi_r \left[\sin\left(\frac{\beta x}{l_5}\right) - \sinh\left(\frac{\beta x}{l_5}\right) \right] \right\} \quad (9)$$

در رابطه‌ی فوق $\beta^4 = (\rho A l_5^4 / E I) \omega^2$ و ضریب ξ_r به صورت رابطه زیر است:

$$\xi_r = \frac{\sin \beta - \sinh \beta + \frac{M_{tip} \beta}{m l_5} (\cos \beta - \cosh \beta)}{\cos \beta + \cosh \beta - \frac{M_{tip} \beta}{m l_5} (\sin \beta - \sinh \beta)} \quad (10)$$

معادلات لاگرانژ برای سیستم ارائه‌شده به صورت رابطه (11) نوشته می‌شوند:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_1} + \frac{\partial \pi}{\partial q_1} - \frac{\partial W_{ie}}{\partial q_1} &= F \psi_1 \left(\frac{L}{2} \right) - \int_0^L C \dot{q}_1(t) \psi_1^2(x) dx \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_2} + \frac{\partial \pi}{\partial q_2} - \frac{\partial W_{ie}}{\partial q_2} &= -2 \dot{q}_2(t) \int_0^{l_5} c_a \psi_2^2(x) dx \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{V}} \right) - \frac{\partial T}{\partial V} + \frac{\partial \pi}{\partial V} - \frac{\partial W_{ie}}{\partial V} &= Q \end{aligned} \quad (11)$$

با جایگذاری روابط (2) و (3) در رابطه‌ی (11)، روابط حاکم بر حرکت

سیستم به صورت روابط (12) تا (14) به دست می‌آیند:

$$M_1 \ddot{q}_1 + M_3 \ddot{q}_2 + C_1 \dot{q}_1(t) + K_1 q_1(t) = F \psi_1 \left(\frac{L}{2} \right) \quad (12)$$

$$M_3 \ddot{q}_1 + M_2 \ddot{q}_2 + C_2 \dot{q}_2(t) + K_2 q_2(t) - \theta V(t) = 0 \quad (13)$$

$$-\theta \dot{q}_2(t) - 2 C_p \dot{V}(t) = \frac{V(t)}{R} \quad (14)$$

که در آن R مقاومت الکتریکی است. سایر ضرایب در روابط بالا در پیوست ارائه گردیده‌اند. با جایگذاری اولین شکل مود ارتعاشی در روابط ارائه شده در پیوست، روابط الکترومکانیکی حاکم بر سیستم در مود اول به دست خواهند آمد. لازم به ذکر است که از ارتعاش نمودن تیرهای اصلی و جاذب با مد اول ارتعاشی در بازه بین فرکانس‌های طبیعی اول و دوم سیستم، که مورد

¹ GT-AU02 Impact Hammer

² GT-AP2037 Accelerometer

³ NI-9230

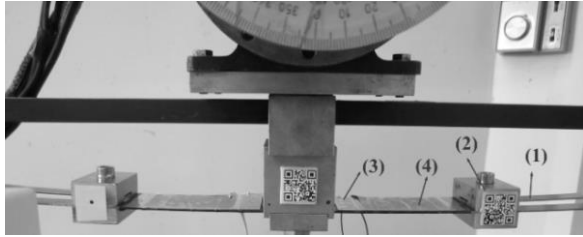


Fig. 4 The dynamic vibration absorber
1- Cantilevered beam 3- Substructure
2- Tip mass 4- Piezoelectric layer

شکل 4 جاذب دینامیکی ارتعاشی

- 1- تیر یکسر گیردار 3- زیرساخت پیزوالکتریک
2- جرم کمکی نوک 4- لایه پیزوالکتریک

جدول 2 مشخصات سیستم اصلی و پیزوالکتریک

Table 2 Properties of the main system and piezoelectric device

مقدار	نماد	پارامتر فیزیکی
805.50	L_m (mm)	طول تیر اصلی
5.78	l_1 (mm)	فاصله تا ابتدای زیرساخت پیزوالکتریک
78.90	l_2 (mm)	فاصله تا ابتدای لایه پیزوالکتریک
17.28	l_3 (mm)	فاصله تا انتهای زیرساخت پیزوالکتریک
69.06	l_4 (mm)	فاصله تا انتهای لایه پیزوالکتریک
80.4	l_5 (mm)	فاصله تا ابتدای جرم کمکی جاذب
92.7	l_6 (mm)	فاصله تا وسط جرم کمکی جاذب
162.15	l_7 (mm)	طول تیر جاذب ارتعاشی
12.65	t_m (mm)	ضخامت تیر اصلی
25.31	w_m (mm)	عرض تیر اصلی
0.92	t_b (mm)	ضخامت تیر جاذب
12.82	w_b (mm)	عرض تیر جاذب
0.05	t_p (mm)	ضخامت لایه پیزوالکتریک
36	w_p (mm)	عرض لایه پیزوالکتریک
0.15	t_{sp} (mm)	ضخامت زیرساخت پیزوالکتریک
36.94	w_{sp} (mm)	عرض زیرساخت پیزوالکتریک
6353.1	M_{motor} (gr)	جرم موتور الکتریکی
171.3	M_{tip} (gr)	جرم وزنه های کمکی جاذب
14.3	$m_{unbalance}$ (gr)	جرم نابالانسی دیسک چرخان
36	r (mm)	شعاع نابالانسی دیسک چرخان
7498	ρ_m (Kg/m ³)	چگالی تیر اصلی
7787.9	ρ_b (Kg/m ³)	چگالی تیر جاذب
7500	ρ_p (Kg/m ³)	چگالی لایه پیزوالکتریک
2700	ρ_{sp} (Kg/m ³)	چگالی زیرساخت پیزوالکتریک
742.5	J_{tip} (gr.cm ²)	ممان اینرسی جرمی وزنه کمکی جاذب
-280	d_{31} (pC/N)	ضریب کرنش لایه پیزوالکتریک
210	C_p (nF)	ظرفیت خازنی لایه پیزوالکتریک
10	R (M Ω)	بار الکتریکی مقاوم
190	E_m (GPa)	مدول یانگ تیر اصلی
190	E_b (GPa)	مدول یانگ تیر جاذب
62.5	E_p (GPa)	مدول یانگ لایه پیزوالکتریک
69	E_{sp} (GPa)	مدول یانگ زیرلایه پیزوالکتریک

سیستم اصلی با استفاده از یک موتور دی سی دارای جرم خارج از مرکز دور آن کنترل می شود؛ تحریک می گردد. دامنه نوسانات سیستم به وسیله ارتعاش سنج قابل حمل¹ اندازه گیری می گردد. به دلیل تغییر شکل های بزرگ

طبیعی اول و دوم بدست آمده با استفاده از داده های آپدیت شده به نسبت حالت پیش از آپدیت به شکل قابل توجهی دقیقتر هستند. ذکر این نکته ضروریست که، فرکانس های بدست آمده از تست تجربی مودال به ترتیب 70.37 و 107.44 رادیان بر ثانیه است.

توجه به این نکته لازم است که علت تفاوت میان پارامترهای بدست آمده از روابط تئوری با نتایج حاصل از آزمایش تجربی را می توان در مواردی نظیر وجود اصطکاک در تکیه گاه های مفصلی دو سر تیر اصلی، افزایش سختی موضعی در محل اتصال موتور به تیر اصلی، انحناء تیر جاذب دینامیکی ارتعاشات، ادامه داشتن تیر جاذب دینامیک ارتعاشات بعد از جرم جاذب و ... دانست. به منظور استفاده از پارامترهای تئوری بدست آمده از مدل سازی های ریاضی در محاسبات ارائه شده در ادامه این پژوهش، مورد اصلاحی در پارامتر فیزیکی سیستم اعمال می شود. لازم به ذکر است که این تغییر به منظور تصحیح عوامل ایجاد تفاوت میان داده های تجربی و تئوری که در ابتدای پاراگراف در مورد آن ها صحبت شد؛ وارد محاسبات می شود.

در ادامه معادلات الکترومکانیکی حاکم بر حرکت سیستم بحث شده به صورت تجربی صحه گذاری شده است. شکل 3، دو تیر یکسر گیردار با جرمی در سر آن (جاذب دینامیکی ارتعاش) را نشان می دهد که به وسط تیر دو سر مفصل (سیستم اصلی) متصل شده است. تیرهای یکسر گیردار که شامل لایه های پیزوالکتریک می باشند با جزئیات بیشتر در شکل 4 نمایش داده شده اند.

مشخصات تیر، لایه های پیزوالکتریک و جرم نوک تیر در جدول 2 ارائه شده اند.

جدول 1 مقایسه فرکانس های طبیعی قبل و بعد از به روز رسانی مدل

Table 1 Comparison between natural frequencies before and after model updating

خطا	بعد از آپدیت	خطا	قبل از آپدیت	پارامتر فیزیکی
0.00%	70.4	14.68%	80.70	فرکانس طبیعی اول
0.34%	107.8	0.43%	107.9	فرکانس طبیعی دوم

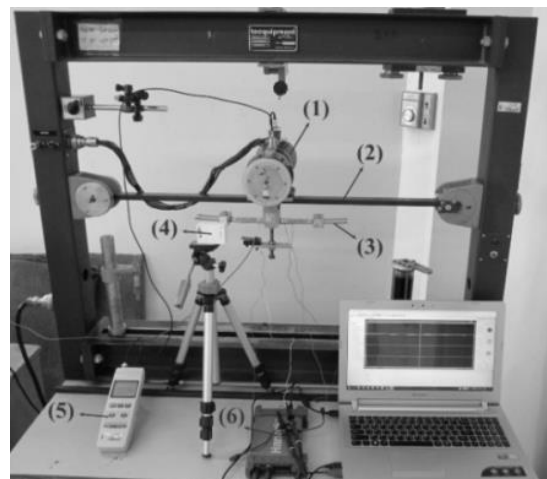


Fig. 3 Equipment and tested system
1- DC motor 4- High speed camera
2- Main vibratory system 5- Portable vibrometer
3- Vibration absorber 6- Oscilloscope

شکل 3 تجهیزات و سیستم آزمایش شده

- 1- موتور دی سی 4- دوربین سرعت بالا
2- سیستم ارتعاشی اصلی 5- ارتعاش سنج قابل حمل
3- جاذب ارتعاشات 6- کارت اسیلوسکوپ

¹ Lutron VB-8203

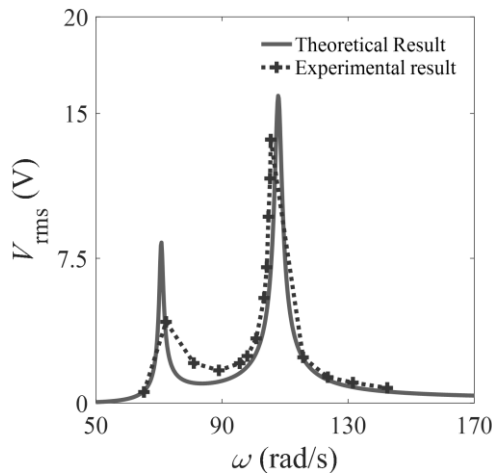


Fig. 7 Frequency response of the root mean square of the output electrical voltage

شکل 7 پاسخ فرکانسی میانگین مجذور مربعات ولتاژ خروجی

بی بعد (18) تا (20) به صورت زیر به دست می آیند:

$$\frac{d^2 Q_1}{d\tau^2} + \frac{M_3 t_b}{M_1 t_m} \frac{d^2 Q_2}{d\tau^2} + 2\zeta_1 \frac{dQ_1}{d\tau} + Q_1 = \frac{F}{M_1 t_m \omega_1^2} \quad (18)$$

$$\frac{d^2 Q_2}{d\tau^2} + \frac{M_3 t_m}{M_2 t_b} \frac{d^2 Q_1}{d\tau^2} + \frac{C_2}{M_2 \omega_1} \frac{dQ_2}{d\tau} + \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} Q_2 - \frac{\theta V_0}{M_2 t_b \omega_1^2} V^* = 0 \quad (19)$$

$$\frac{dQ_2}{d\tau} + \frac{2C_p V_0}{\theta t_b} \frac{dV^*}{d\tau} = -\frac{V^*}{R^*} \quad (20)$$

همین طور در این روابط $\omega_2^2 = K_2/M_2$ و $\omega_1^2 = K_1/M_1$ می باشند. به علاوه

بار الکتریکی مقاوم بی بعد (R^*) به صورت رابطه (21) تعریف می گردد:

$$R^* = \left| \frac{\theta t_b \omega_1}{V_0} \right| R \quad (21)$$

تأثیر نسبت جرم کمکی نوک تیر (M_{tip}/M_1) و بار الکتریکی مقاوم بی بعد بر روی جابه جایی تیر اصلی و توان خروجی بی بعد (P^*)، به ترتیب در شکل های 8 و 9 نشان داده شده است.

مطابق شکل های 8 و 9، به منظور کاهش جابه جایی تیر اصلی و افزایش توان خروجی بی بعد، نسبت جرم کمکی نوک تیر باید مقدار 0.04 و مقاومت الکتریکی بی بعد باید بین 0.5 تا 1.5 انتخاب شود.

با در نظر گرفتن این فرض که محل قرارگیری پیزوالکتریک بر روی تیر جاذب دینامیکی ارتعاشات ثابت می باشد و محل بسته شدن جرم کمکی

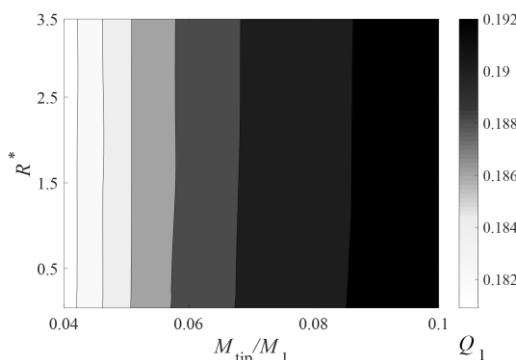


Fig. 8 Variation of the non-dimensional main mass displacement with changing the non-dimensional tip mass and load resistance

شکل 8 تغییرات جابه جایی بی بعد سیستم اصلی با تغییرات جرم کمکی بی بعد و مقاومت الکتریکی

تیرهای یکسر گیردار، دامنه نوسانات جرم کمکی تیر با استفاده از دوربین ثبت شده است. علاوه بر آن ولتاژ خروجی از لایه های پیزوالکتریک با استفاده از اسیلوسکوپ¹ اندازه گیری شده است.

مقایسه بین پاسخ های فرکانسی تجربی و تئوری سیستم اصلی و جاذب دینامیکی ارتعاشات به ترتیب در شکل های 5 و 6 نمایش داده شده است. علاوه بر آن میانگین مجذور مربعات ولتاژ خروجی از پاسخ تئوری و تجربی در شکل 7 نشان داده شده است. همان طور که مشاهده می گردد؛ نزدیکی نتایج تئوری و عملی در این سه شکل بیانگر صحت معادلات الکترومکانیکی به دست آمده در قسمت قبلی می باشد.

4- به دست آوردن پارامترهای مناسب برای سیستم ارائه شده

در این قسمت، قصد بر این است تا بهترین پارامترهای سیستم به منظور کمینه کردن ارتعاشات سیستم اصلی و بیشینه کردن انرژی استحصال شده از سیستم به دست آورده شوند. برای این منظور با در نظر گرفتن پارامترهای $Q_2 = Q_2/t_b$ ، $Q_1 = Q_1/t_m$ و $\tau = \omega_1 t$ ، $V^* = V/V_0$ که در آن V_0 برابر واحد در نظر گرفته شده است. با جایگذاری این پارامترها در روابط (12) تا (14) روابط

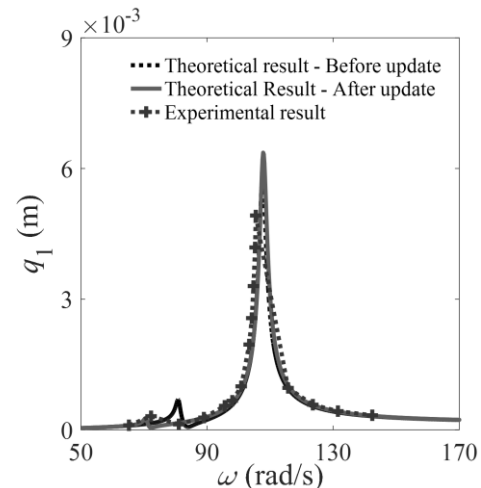


Fig. 5 Frequency response of the main system

شکل 5 پاسخ فرکانسی سیستم اصلی

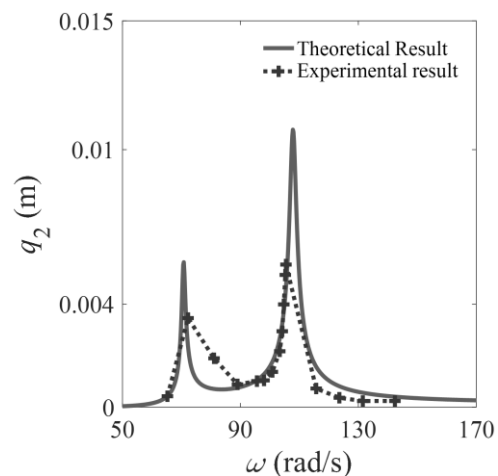


Fig. 6 Frequency response of the tip mass of dynamic vibration absorber

شکل 6 پاسخ فرکانسی جرم کمکی در نوک تیر جاذب دینامیکی ارتعاشات

¹ Hantek6022BL

مختلف l_5/l_7 بر حسب درصد نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که در این جدول مقادیر درصد وزنی برابر در نظر گرفته شده است.

در جدول 5 درصد میزان کمال سیستم با در نظر گرفتن نسبت جرم بی‌بعد نوک تیر 0.1 و مقاومت الکتریکی بی‌بعد 1 برای مقادیر مختلف l_5/l_7 نشان داده شده است. در این جدول مقادیر درصد وزنی برابر در نظر گرفته شده است.

در جدول‌های فوق مقدار برابر گرفتن نسبت ضریب وزنی به معنی برابر بودن اهمیت هر یک از اهداف ماکزیمم کردن استحصال انرژی و کمینه کردن مقدار ارتعاشات تیر اصلی است. زیاد یا کم بودن این نسبت به معنی اهمیت بیشتر یک هدف نسبت به هدف دیگر می‌باشد. با در نظر گرفتن درصد وزنی برابر ملاحظه می‌شود که در بیشتر نسبت‌های طولی، نتایج ارائه‌شده در جدول 4 به مقدار کمی از جدول 5 بیش‌تر خواهد بود. در حالتی که جرم بی‌بعد شده کمکی و بار الکتریکی بی‌بعد شده به ترتیب برابر 0.04 و 1 و مقدار $l_5/l_7=66.93\%$ باشد؛ مقدار درصد کاهش ارتعاشات 67.01 درصد و مقدار توان تولیدشده 0.44 میلی وات خواهد بود. این در حالی است که با مقادیر جرم بی‌بعد 0.1 و بار بی‌بعد 1 این مقادیر به ترتیب برابر 34.31 درصد و 0.34 میلی وات می‌باشد. با مقایسه نتایج جدول 3 و جدول 4 ملاحظه می‌شود که در هر دو حالت بیشترین درصد میزان کمال در نسبت فاصله $l_5/l_7=66.93\%$ دیده می‌شود. شکل 10 پاسخ فرکانسی سیستم اصلی با در نظر گرفتن مقادیر جرم کمکی بی‌بعد 0.04 و بار مقاوم الکتریکی 1 و نسبت فاصله 66.93 درصد رسم شده است. به علاوه مقایسه‌ای بین دامنه نوسانات ارتعاشات تیر اصلی با و بدون در نظر گرفتن جاذب ارتعاشی در فرکانس پایه تیر اصلی در این شکل نشان داده شده است ($\omega=104.6 \text{ rad/s}$).

شکل 11، میانگین مجذور مربعات ولتاژ الکتریکی خروجی از استحصال گر انرژی پیزوالکتریک را نشان می‌دهد. پارامترهای بی‌بعد بهینه در نظر گرفته‌شده برای این شکل به ترتیب 0.04، 1 و 50 برای جرم کمکی بی‌بعد مقاومت الکتریکی بی‌بعد و درصد نسبت فاصله بی‌بعد می‌باشند. در این جا لازم به ذکر است که در این پژوهش هدف بیشینه نمودن اندازه ولتاژ و به تبع آن اندازه توان استحصال شده از سیستم بوده است. با این وجود طراحی سیستم می‌توانست در مسیری انجام گیرد که با نزدیک شدن نخستین و دومین پیک ارتعاشی، در باند فرکانسی بزرگتری شاهد ولتاژ استحصال شده با میزان قابل توجه باشیم. هر چند که در این صورت احتمال کاهش میزان بیشینه ولتاژ به نسبت حالتی که قله‌ها از یکدیگر دور باشند؛ وجود دارد.

جدول 4 مقادیر میزان کمال سیستم برای نسبت طول‌های مختلف جرم کمکی به ازای جرم بی‌بعد 0.04 و مقاومت الکتریکی بی‌بعد 1

$P.R. (\%)$	$l_5/l_7(\%)$
83.51	66.93
72.94	74.93
62.75	83.26
54.20	91.58

جدول 5 مقادیر میزان کمال سیستم برای نسبت طول‌های مختلف جرم کمکی به ازای جرم بی‌بعد 0.1 و مقاومت الکتریکی بی‌بعد 1

$P.R. (\%)$	$l_5/l_7(\%)$
71.05	66.93
64.43	74.93
57.16	83.26
50.55	91.58

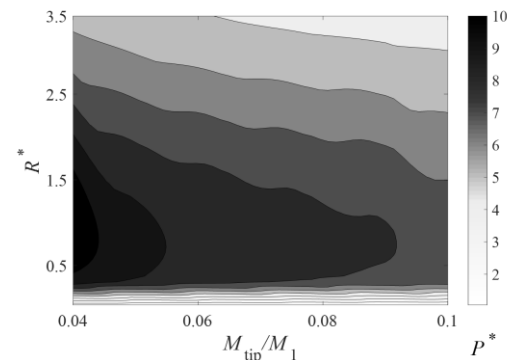


Fig. 9 Variation of the non-dimensional output electrical power with changing the non-dimensional tip mass and load resistance

شکل 9 تغییر توان خروجی بی‌بعد با تغییرات جرم کمکی بی‌بعد و مقاومت الکتریکی

می‌تواند تغییر کند، مقادیر بهینه از نسبت جرم کمکی نوک تیر و بار الکتریکی مقاوم بی‌بعد با توجه به طول‌های مختلف از محل‌های قرارگیری جرم نوک تیر و همین‌طور با در نظر گرفتن دو هدف کاهش ارتعاشات و افزایش توان خروجی پیزوالکتریک در جدول 3 ارائه شده است. با توجه به این جدول، برای سایر فواصل قرارگیری جرم نوک تیر، می‌توان نتیجه گرفت که مناسب‌ترین مقدار برای نسبت جرم کمکی نوک تیر، با در نظر گرفتن هدف به‌عنوان کاهش ارتعاشات سیستم، مقدار 0.04 می‌باشد. این در شرایطی است که بار الکتریکی مقاوم تأثیری در کاهش ارتعاشات سیستم ندارد. به‌علاوه، به‌منظور افزایش توان خروجی پیزوالکتریک می‌توان مشاهده کرد که مقادیر پارامترهای بی‌بعد مناسب برای این منظور مقادیر 0.04 و 1 به ترتیب برای جرم بی‌بعد نوک تیر و مقاومت الکتریکی بی‌بعد می‌باشد.

همان‌طور که در جدول 3 مشاهده می‌شود؛ به‌منظور کاهش ارتعاشات سیستم، مقادیر متفاوتی برای جرم بی‌بعد نوک تیر و مقاومت الکتریکی بی‌بعد، برای مقادیر مختلف $l_5/l_7(\%)$ به دست می‌آید. این در حالی است که با در نظر گرفتن افزایش توان الکتریکی خروجی از سیستم به‌عنوان هدف اصلی، مقادیر یکسانی برای این دو متغیر پیدا شد. این مطالعه به دنبال پیدا کردن مقادیر مناسبی از این دو متغیر به‌منظور ارضا هر دو هدف کاهش ارتعاشات و افزایش توان خروجی سیستم به‌صورت توأم می‌باشد. بدین منظور برای نیل به این هدف پارامتری تحت عنوان درصد میزان کمال، به‌صورت رابطه (22) تعریف می‌شود [20].

$$P.R. (\%) = \left\{ \left(WF_1 \times \frac{P}{P_{\max}} \right) + WF_2 \left(1 - \frac{q_1}{q_{1\max}} \right) \right\} \quad (22)$$

که در آن WF_1 و WF_2 به ترتیب فاکتورهای وزن برای طراحی بر مبنای انرژی و طراحی بر مبنای ارتعاشات می‌باشند و $P_{\max}$ ماکزیمم توان خروجی سیستم است. جدول 4 درصد میزان کمال سیستم را با در نظر گرفتن نسبت جرم بی‌بعد نوک تیر 0.04 و بار مقاومت الکتریکی بی‌بعد 1 و برای مقادیر

جدول 3 مقادیر مناسب جرم نوک بدون بعد و مقاومت الکتریکی بدون بعد

Table 3 Suitable values of the non-dimensional tip mass and load resistance

هدف: افزایش برداشت انرژی		هدف: کاهش ارتعاشات		$l_5/l_7(\%)$
M_{tip}/M_1	R^*	M_{tip}/M_1	R^*	
0.04	1	0.04	بدون تأثیر	66.93
0.04	1	0.04	بدون تأثیر	74.93
0.04	1	0.04	بدون تأثیر	83.26
0.04	1	0.1	بدون تأثیر	91.58

انتخاب کرد. با در نظر گرفتن هدف به عنوان کاهش ارتعاشات سیستم اصلی، به ازای مقادیر مختلف طول بی‌بعد شده، جرم کمکی می‌تواند یکی از دو مقدار 0.04 و 0.1 را اتخاذ نماید.

- با در نظر گرفتن پارامتر درصد میزان کمال و با فرض درصد وزنی برابر برای دو هدف کاهش ارتعاشات سیستم اصلی و افزایش توان الکتریکی استخراج‌شده از سیستم جاذب دینامیک ارتعاشات، مقدار طول بی‌بعد شده (l_5/l_7) برابر با 66.93 درصد انتخاب گردید. در این حالت درصد میزان کمال بیش از 70 درصد به دست می‌آید که بیانگر ارضا هر دو هدف کاهش ارتعاشات سیستم اصلی و افزایش توان استخراج‌شده به صورت قابل قبول می‌باشد.

6- پیوست

ضرایب ارائه شده در روابط (12) تا (14) با استفاده از روابط زیر قابل محاسبه می‌باشند:

$$M_1 = M_{\text{motor}} + 2M_{\text{tip}} + \rho_m A_m \int_0^L \psi_1^2(x) dx + 2\rho_b A_b l_5 + 2\rho_{sp} A_{sp} (l_4 - l_1) + 2\rho_p A_p (l_3 - l_2) \quad (1-\text{پ})$$

$$M_2 = 2M_{\text{tip}} + 2\rho_b A_b \int_0^{l_5} \psi_2^2(x) dx + 2\rho_{sp} A_{sp} \int_{l_1}^{l_4} \psi_2^2(x) dx + 2\rho_p A_p \int_{l_2}^{l_3} \psi_2^2(x) dx + 2J_{\text{tip}} (\psi_2'(l_6))^2 \quad (2-\text{پ})$$

$$M_3 = 2M_{\text{tip}} + 2\rho_b A_b \int_0^{l_5} \psi_2(x) dx + 2\rho_{sp} A_{sp} \int_{l_1}^{l_4} \psi_2(x) dx + 2\rho_p A_p \int_{l_2}^{l_3} \psi_2(x) dx \quad (3-\text{پ})$$

$$C_1 = 2\zeta_1 \sqrt{K_1 M_1} \quad (4-\text{پ})$$

$$K_1 = \int_0^L E_m I_m \psi_1''(x) dx \quad (5-\text{پ})$$

$$K_2 = 2EI_{\text{Tot}} \left\{ \int_0^{l_1} \psi_2''(x) dx + \int_{l_1}^{l_2} \psi_2''(x) dx + \int_{l_2}^{l_3} \psi_2''(x) dx + \int_{l_3}^{l_4} \psi_2''(x) dx + \int_{l_4}^{l_5} \psi_2''(x) dx \right\} \quad (6-\text{پ})$$

$$F = 2m_{\text{unbalance}} r \omega^2 \sin(\omega t) \quad (7-\text{پ})$$

$$C_2 = 2\zeta_2 \sqrt{K_2 M_2} \quad (8-\text{پ})$$

$$\theta = 2 \int_{l_2}^{l_3} w_p E_p d_{31} z \psi_2''(x) dx \quad (9-\text{پ})$$

$$C_p = \int_{l_2}^{l_3} \frac{w_p e_{33}}{t_p} dx \quad (10-\text{پ})$$

که ζ_1 و ζ_2 به ترتیب ضریب میرایی تیر اصلی و ضریب میرایی تیر جاذب دینامیکی ارتعاشات می‌باشند. همین‌طور θ ضریب کوپل الکترومکانیکی و C_p ظرفیت خازنی لایه پیزوالکتریک هستند.

7- مراجع

- [1] H. Frahm, *Device for Damping Vibrations of Bodies*, US Patent No. 989958 A, 1911.
- [2] F. Wang, O. Hansen, Electrostatic energy harvesting device with out-of-the-plane gap closing scheme, *Sensors and Actuators A: Physical*, Vol. 211, No. Supplement C, pp. 131-137, 2014/05/01, 2014.
- [3] Y. Zhang, T. Wang, A. Zhang, Z. Peng, D. Luo, R. Chen, F. Wang, Electrostatic energy harvesting device with dual resonant structure for wideband random vibration sources at low frequency, *Review of Scientific Instruments*, Vol. 87, No. 12, pp. 125001, 2016/12/01, 2016.
- [4] X. Tang, L. Zuo, Simultaneous energy harvesting and vibration control of structures with tuned mass dampers, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 23, No. 18, pp. 2117-2127, 2012.

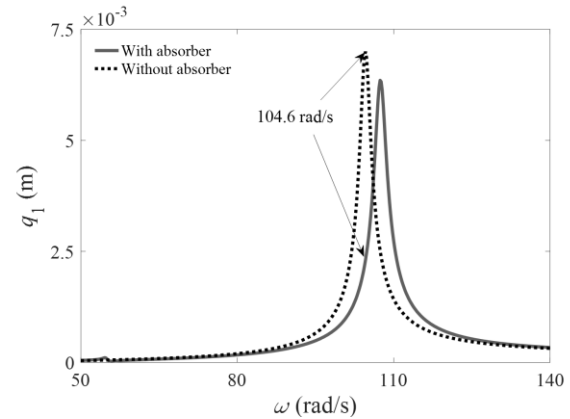


Fig. 10 Frequency response of the main system considering optimum parameters

شکل 10 پاسخ فرکانسی سیستم اصلی با در نظر گرفتن پارامترهای بهینه

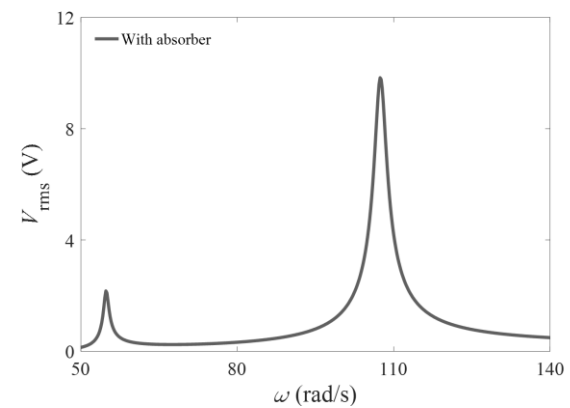


Fig. 11 Frequency response of the output electrical voltage considering optimum parameters

شکل 11 پاسخ فرکانسی ولتاژ الکتریکی خروجی با در نظر گرفتن پارامترهای بهینه

5- جمع بندی

در این پژوهش، استحصال انرژی از جاذب دینامیکی ارتعاشات با استفاده از مواد پیزوالکتریک مورد بررسی قرار گرفته است. برای این منظور ابتدا معادلات الکترومکانیکی برای سیستم اصلی متشکل از تیر دوسر مفصل و جاذب دینامیکی ارتعاشات مجهز به لایه‌های پیزوالکتریک استخراج گردیده است. سپس این معادلات به صورت تجربی صحت‌گذاری شدند. در ادامه با بی‌بعد سازی معادلات به دست آمده، تأثیر تغییر پارامترهای بی‌بعد مختلف نظیر جرم کمکی جاذب، بار مقاوم الکتریکی و تغییر طول جرم کمکی جاذب بررسی گردید. در انتها نیز با استفاده از پارامتری تحت عنوان درصد میزان کمال، مناسب‌ترین پارامترهای سیستم با هدف کاهش ارتعاشات سیستم اصلی و افزایش توان خروجی بی‌بعد، به دست آمدند. به طور کلی با توجه به مطالب ارائه شده، نتایج زیر به دست آمده است:

- با بررسی تأثیر مقاومت الکتریکی بر انرژی استحصال شده مشاهده می‌شود که مقدار بیشینه توان استحصال شده توسط سیستم، با در نظر گرفتن فرکانس 104.6 rad/s به عنوان فرکانس طبیعی سیستم اصلی، به ازای مقدار مقاومت بی‌بعد 1 حاصل می‌شود. همچنین مشاهده گردیده است که تغییر مقاومت الکتریکی تأثیری بر پاسخ ارتعاشی سیستم نخواهد داشت.

- با بررسی تأثیر جرم بی‌بعد شده جاذب دینامیکی ارتعاشات مشخص شد که به منظور افزایش استحصال انرژی می‌توان این مقدار را 0.04

- absorbers and piezoelectric devices, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 329, No. 3, pp. 261-276, 2010/02/01/, 2010.
- [13] X. D. Xie, N. Wu, K. V. Yuen, Q. Wang, Energy harvesting from high-rise buildings by a piezoelectric coupled cantilever with a proof mass, *International Journal of Engineering Science*, Vol. 72, No. Supplement C, pp. 98-106, 2013/11/01/, 2013.
- [14] X. D. Xie, Q. Wang, N. Wu, A ring piezoelectric energy harvester excited by magnetic forces, *International Journal of Engineering Science*, Vol. 77, No. Supplement C, pp. 71-78, 2014/04/01/, 2014.
- [15] X. D. Xie, Q. Wang, S. J. Wang, Energy harvesting from high-rise buildings by a piezoelectric harvester device, *Energy*, Vol. 93, No. Part 2, pp. 1345-1352, 2015/12/15/, 2015.
- [16] X. D. Xie, Q. Wang, Design of a piezoelectric harvester fixed under the roof of a high-rise building, *Engineering Structures*, Vol. 117, No. Supplement C, pp. 1-9, 2016/06/15/, 2016.
- [17] P. Pan, D. Zhang, X. Nie, H. Chen, Development of piezoelectric energy-harvesting tuned mass damper, *Science China Technological Sciences*, Vol. 60, No. 3, pp. 467-478, 2017/03/01, 2017.
- [18] H. Abdelmoula, H. L. Dai, A. Abdelkefi, L. Wang, Control of base-excited dynamical systems through piezoelectric energy harvesting absorber, *Smart Materials and Structures*, Vol. 26, No. 9, pp. 095013, 2017.
- [19] D. J. Ewins, *Modal Testing: Theory and Practice*, 2nd Eddition, pp. 453-456, Hertfordshire, UK., Research Studies Press, 2000.
- [20] A. Afsharfard, A. Farshidianfar, Application of single unit impact dampers to harvest energy and suppress vibrations, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 25, No. 14, pp. 1850-1860, 2014/09/01, 2014.
- [5] A. Afsharfard, Application of nonlinear magnetic vibro-impact vibration suppressor and energy harvester, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 98, No. Supplement C, pp. 371-381, 2018/01/01/, 2018.
- [6] M. Jabbari, The Effect of Strain Nodes on the Energy Harvesting of the Cantilever Piezoelectric Beam with the Vibration Mode Excitation, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 65-72, 2017. (in Persian فارسی)
- [7] S. Sobhanirad, A. Afsharfard, Experimental study of galloping-based energy harvesting system using piezoelectric materials, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 233-241, 2017. (in Persian فارسی)
- [8] S. Priya, Advances in energy harvesting using low profile piezoelectric transducers, *Journal of Electroceramics*, Vol. 19, No. 1, pp. 167-184, 2007/09/01, 2007.
- [9] M. Karimi, A. H. Karimi, R. Tikani, S. Ziaei-Rad, Experimental and theoretical investigations on piezoelectric-based energy harvesting from bridge vibrations under travelling vehicles, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 119, No. Supplement C, pp. 1-11, 2016/12/01/, 2016.
- [10] R. L. Harne, Theoretical investigations of energy harvesting efficiency from structural vibrations using piezoelectric and electromagnetic oscillators, *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 132, No. 1, pp. 162-172, 2012/07/01, 2012.
- [11] S. F. Ali, S. Adhikari, Energy harvesting dynamic vibration absorbers, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 80, No. 4, pp. 041004, 2013.
- [12] M. Ouled Chtiba, S. Choura, A. H. Nayfeh, S. El-Borgi, Vibration confinement and energy harvesting in flexible structures using collocated