مجله مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1396، دوره 17، شماره 7، ص‌ص 353-362

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

طراحی جاذب مجازی ارتعاش با سختی قابل تطبیق برای کنترل ارتعاشات در اثر تحریک هارمونیک با اغتشاش در فرکانس متغیر با زمان

سهیل سلیقه[1]، حسین محمدی*[2]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز، شیراز

2- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه شیراز، شیراز

* شیراز ، صندوق پستی 7193616548، h_mohammadi@shirazu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 05 بهمن 1395

پذیرش: 13 خرداد 1396

ارائه در سایت: 13 مرداد 1396

کلید واژگان:

جاذب ارتعاش

کنترل تطبیقی

فرکانس تحریک متغیر با زمان

اغتشاش

چکیده

در این مقاله، یک سیستم جرم و فنر واقعی در نظر گرفته شده است که تحت تحریک خارجی با فرکانس متغیر با زمان قرار دارد. ارتعاش ایجادشده توسط تحریک خارجی، مانع از پیروی سیستم واقعی از مسیر دلخواه تعریف‌شده می‌گردد. دستور کنترل تطبیقی نوشته شده برای صفر کردن این نوسانات اضافی، معادل با یک جاذب ارتعاش مجازی تعریف می‌شود که سختی فنر آن بدون در نظر گرفتن نامعینی‌های سیستم واقعی و تحریک، به نحوی قابل به‌روزرسانی می‌باشد تا مطابق با تئوری جاذب‌های خطی، فرکانس جاذب با فرکانس تحریک برابر گردد تا دامنه نوسان سیستم واقعی صفر شود. تغییر فرکانس تحریک مطابق با توابع پله واحد و شیب معادل‌سازی شده است؛ به آن معنا که تابع پله همانند تغییرات ناگهانی و تابع شیب همانند تغییرات گذرای فرکانس از مقدار اولیه به ثانویه می‌باشد. همچنین تأثیر وجود اغتشاش با دامنه‌های متفاوت در تغییرات گذرای فرکانس بر به‌روزرسانی سختی فنر جاذب مجازی مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج شبیه‌سازی ارائه شده است تا نشان داده شود که دستور کنترلی محاسبه‌شده، روند تطبیق سختی جاذب مجازی را با تغییر فرکانس تحریک مطابق با پله واحد و شیب تضمین می‌کند و ارتعاشات اضافی سیستم واقعی را از بین می‌برد.

Designing virtual vibration absorber with adaptable spring stiffness for vibrations control under harmonic excitation with noise in time-varying frequency

Soheil Salighe[1], Hossein Mohammadi[2*]

Department of Mechanical Engineering, Shiraz University, Shiraz, Iran
* P.O.B. 7193616548, Shiraz, Iran, h_mohammadi@shirazu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 24 January 2017
Accepted 03 June 2017
Available Online 04 August 2017

Keywords:
Vibration Absorber
Adaptive Control
Time-varying Excitation Frequency
Noise

ABSTRACT

In the present article, a real mass-spring system under external excitation with time-varying frequency is studied. The external excitation causes additional oscillations in the real mass-spring system response which disrupt the path tracking procedure. Adaptive control law, which is considered for annihilating the additional oscillations, is equal to a virtual vibration absorber stiffness of which regardless of the real system and external excitation uncertainties, can be updated based on the linear absorber theory until the natural frequency of the absorber reaches the excitation frequency. The variation of the frequency is based on the step and ramp function which are relatively equal to the sudden and transient change from the initial value to the final value of the frequency. Besides, the effects of the noise with various amplitudes existed in the transient variation of the frequency on updating the virtual absorber stiffness is developed. Simulation results are presented to demonstrate that the determined adaptation law guarantees the adaptation of virtual absorber stiffness considering excitation frequency variation based on both step function and ramp function and eliminates additional vibrations of the real system.

1- مقدمه

به دلیل کاربرد فراوان جاذب‌های ارتعاش، همواره مورد توجه محققان بوده است. جاذب‌های ارتعاش سیستم‌های ساده و کم هزینه هستند که به سیستم واقعی متصل شده و باعث کاهش یا از بین رفتن ارتعاش سیستم واقعی می‌گردند و از صدمه خوردن به سیستم واقعی جلوگیری می‌کنند. در بسیاری از موارد عملکرد جاذب با پارامترهای ثابت نتایجی بسیار مناسب به دست می‌دهد. اما در سیستم‌هایی که عدم قطعیت وجود داشته باشد، نیازمند است از الگوریتم‌های تطبیقی استفاده گردد.

چن و همکاران [1]، با استفاده از یک موتور سیم‌پیچ صوتی، عملکرد جاذب ارتعاش متصل به یک سیستم دوار را مورد تحقیق قرار دادند. سعدآباد و همکاران [2]، با اتصال جاذب ارتعاش به دستگاه ماشینکاری، باعث افزایش دقت و میزان نرخ براده برداری دستگاه شدند. وو و همکاران [3]، با استفاده از یک الگوریتم کنترلی برگرفته از جاذب ارتعاش غیرپویا، برای حذف ارتعاش ناشی از تحریک وارده به یکی از پایه‌ها و رساندن آن به یک نقطه مورد نظر

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

S. Salighe, H. Mohammadi, Designing virtual vibration absorber with adaptable spring stiffness for vibrations control under harmonic excitation with noise in time-varying frequency, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 7, pp. 353-362, 2017 (in Persian)

استفاده کردند. وی همچنین در مقاله‌ی دیگری به همراه چو [4]، با استفاده از جاذب ارتعاش مجازی، نوسانات ناشی از تحریک خارجی بر مکانیزم رفت و برگشتی خود را از بین بردند. در مقاله‌ی دیگری وو و همکاران [5]، مدل جاذب ارتعاش ترکیبی را ارائه کردند که از اتصال یک جرم- فنر و همچنین یک اکتواتور خطی به سیستم واقعی به دست آمده است و قابلیت صفر کردن نوسانات سیستم واقعی ناشی از تحریک هارمونیک خارجی را دارا می‌باشد. فرانچک و همکاران [6]، برای کمینه کردن دامنه ولتاژ مورد نیاز گرفته‌شده از شتاب سنج، از الگوریتم جاذب ارتعاش تطبیقی برای یکسان کردن فرکانس تحریک و فرکانس طبیعی جاذب ارتعاش استفاده کرده‌اند. بونلو و همکاران [7]، با استفاده از تغییر شکل تیر خمیده به عنوان المان سختی، موفق به تنظیم ضریب سختی آن به نحوی شدند که در بازه‌ای از فرکانس‌ها توان کنترل سیستم واقعی را دارا می‌باشد. دنگ و همکاران [8]، بر پایه خاصیت گونه‌ی خاصی از الاستومرها که مودول برشی آنها قابلیت کنترل در میدان مغناطیسی را دارد، نوعی جاذب ارتعاش تطبیقی ارائه کردند. هیل و همکاران [9]، جاذب ارتعاش تطبیقی با چندین فرکانس را طراحی کردند که باعث کاهش نوسانات ساختمانی شود. با بکارگیری دستور کنترلی علاوه بر جاذب غیرپویا متصل شده به سیستم واقعی، بر پایداری نتایج به دست آمده افزودند. راستیقی و همکاران [10] با استفاده از آلیاژ حافظه دار، جاذب ارتعاش تطبیقی را طراحی کردند که با تغییرات دما، مودول آن تغییر می‌کند و باعث تغییر در سختی موثر و فرکانس آن می‌شود. ویلیامز و همکارانش [11]، تلاش خود را بر روی طراحی فیدبک کنترلر معطوف کرده تا بتوانند پارامترهای غیرخطی جاذب ساخته‌شده از آلیاژ حافظه دار خود را نیز در روند کار بگنجانند. لیو و همکاران [12]، با استفاده از خواص الکترومغناطیسی، جاذب ارتعاش را طراحی کردند که سختی آن به صورت آنلاین، قابل تنظیم است و می‌تواند دامنه نوسان سیستم تحت تحریک هارمونیک با فرکانس متغیر را جذب نماید. مرمود و همکاران [13]، با معرفی دستور کنترلی دارای ضرایب متغیر با زمان و به‌کارگیری قوانین کنترل تطبیقی توانستند نتایج بهتری در کنترل بازه گذرای سیستم نسبت به حالتی که دستور کنترلی دارای ضرایب ثابت است، به دست آورند. این دستور کنترلی به یک سیستم غیرخطی دارای عدم قطعیت در پارامترهای غیر ضمنی خطی وارد می‌شود و سیستم دارای تک ورودی و تک خروجی می‌باشد. آکار و همکارش [14]، با قرار دادن جرم در وسط یک طناب با تنش متغیر، در نظر گرفتن مکانیزم با سختی منفی برای تنظیم تنش طناب و واردکردن یک دستور مطابق قوانین کنترل تطبیقی، جاذب ارتعاش طراحی کردند. هوانگ و همکارانش [15]، بر روی کنترل سیستم تعلیق خودرو که دارای عدم قطعیت در دینامیک غیرخطی می‌باشد تحقیق کردند. کیم و همکارانش [16]، سیستم غیرخطی دارای عدم قطعیت برای پارامترهای خطی را در نظر گرفته و کنترل آن را مطابق با قوانین تطبیقی برای حالت چند ورودی و چند خروجی انجام داده‌اند. وو و همکارانش [17]، الگوریتم کنترلی مطابق با قوانین تطبیقی برای از بین بردن دامنه ارتعاش سیستم‌های انعطاف‌پذیر تحت تحریک هارمونیک با فرکانس نامعین ارائه کردند. این الگوریتم معادل یک جاذب خطی مجازی می‌باشد که سختی آن توسط دستور کنترلی به‌روزرسانی می‌گردد.

در این مقاله با استفاده از دستور کنترلی واردشده به سیستم واقعی، سعی شده است تا ارتعاشات ناشی از تحریک خارجی واردشده به سیستم جذب گردد؛ همچنین با انتخاب مسیر دلخواه توسط دستور کنترلی، سیستم واقعی مسیر تعیین‌شده را طی نماید. در بخش 2، ابتدا معادلات دستور کنترلی و سیستم واقعی ارائه شده است. اختلاف فاز جاذب و سیستم واقعی با اندازه‌گیری جابه‌جایی جرم جاذب و شتاب سیستم واقعی محاسبه شده است و با توجه به آن، قوانین کنترل تطبیقی اعمال شده است. تحریک واردشده به صورت هارمونیک می‌باشد و فرکانس آن مطابق با تابع پله واحد یا شیب با زمان تغییر می‌کند (بخش‌های 3-1 و 3-2). در بخش 3-3، فرکانس تحریک، مقادیر تصادفی در بازه‌های مشخص اختیار نموده و عملکرد دستور کنترلی در تطبیق با تغییرات فرکانس بررسی شده است. همچنین در بخش 3-4 اغتشاش افزوده‌شده به فرکانس تحریک به فرم یک تابع سینوسی با فرکانس ثابت در نظر گرفته شده است و تأثیر دامنه‌ی این اغتشاشات بر به‌روزرسانی سختی فنر جاذب مجازی و پاسخ سیستم واقعی مورد مطالعه قرار گرفته است و در بخش 4 نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی ارائه شده‌اند.

2- معادلات دستور کنترلی

مطابق با شکل 1 دستور کنترلی واردشده به سیستم واقعی تحت تحریک هارمونیک خارجی، معادل جاذب ارتعاش غیرپویا متصل شده به سیستم واقعی می‌باشد.

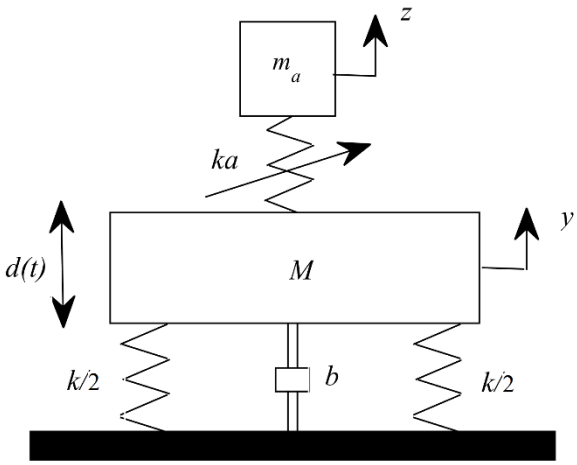

Fig. 1 Real system model with virtual absorber

شکل 1 مدل سیستم واقعی به همراه جاذب مجازی

برای معادلات حاکم بر سیستم داریم:

$$m\ddot{y} + ky = u + d \tag{1}$$

$$u = k_a(z - y) - b\dot{y} + q_{\text{desired}} \tag{2}$$

$$\ddot{z} = \frac{k_a}{m_a}(y - z) \tag{3}$$

مطابق با تئوری جاذب ارتعاش خطی، دامنه نوسان سیستم واقعی زمانی صفر می‌گردد که فرکانس تحریک واردشده به سیستم و فرکانس طبیعی جاذب ارتعاش متصل شده به آن برابر گردند. اما در سیستم‌هایی که فرکانس تحریک آنها نامعین یا با گذر زمان در حال تغییر است، وجود دستور کنترلی تطبیقی جهت تطابق با شرایط در حال تغییر نیاز است. قوانین کنترلی به دست آمده مطابق معادلات (4) تا (6) می‌باشند:

$$\dot{k_a} = \gamma\psi \tag{4}$$

$$\dot{\psi} = -\alpha\psi + \alpha\phi_d \tag{5}$$

$$\dot{\phi_d} = \frac{\ddot{y}}{\ddot{y}_{\text{rms}}}\frac{z}{z_{\text{rms}}} \tag{6}$$

محاسبه مقادیر $\ddot{y}_{\text{rms}}$ و z_{rms} مطابق با معادلات (7) تا (10) می‌باشد:

$$z_{\text{rms}} = \sqrt{w} \tag{7}$$

$$\frac{dw}{dt} = -\alpha_1 w + \alpha_1 z^2 \tag{8}$$

$$\ddot{y}_{\mathrm{rms}} = \sqrt{q} \tag{9}$$

$$\frac{dq}{dt} = -\alpha_1 q + \alpha_1 \ddot{y}^2 \tag{10}$$

با توجه به معادله (3)، برای تابع تبدیل z به $\ddot{y}$ داریم:

$$z = \frac{k_a}{s^2(m_a s^2 + k_a)}\ddot{y} \tag{11}$$

در فرکانس تحریک $\omega_{(t)}$، از معادله (11) داریم:

$$z = \frac{k_a}{{\omega_{(t)}}^2(k_a - m_a{\omega_{(t)}}^2)}\ddot{y} \tag{12}$$

با فرض اینکه تحریک هارمونیک واردشده به سیستم واقعی، در آن شتابی هارمونیک ایجاد می‌کند، می‌توان شتاب سیستم واقعی را مطابق معادله (13) در نظر گرفت:

$$\ddot{y} = a_y \sin(\omega_{(t)} t) \tag{13}$$

با استفاده از معادله (13) و قرار دادن آن در معادله (12)، جابه‌جایی جرم جاذب مجازی را نیز می‌توان به فرم معادله (14) نوشت:

$$z = -a_z \sin(\omega_{(t)} t - \theta) \tag{14}$$

برای دامنه و فاز تابع تبدیل به دست آمده از معادله (12) داریم:

$$a_z = \frac{k_a}{{\omega_{(t)}}^2|k_a - m_a{\omega_{(t)}}^2|}a_y \tag{15}$$

$$\theta = \begin{cases} 0 & \text{اگر } {k_a}/{m_a} > {\omega_{(t)}}^2 \\ \pi & \text{اگر } {k_a}/{m_a} < {\omega_{(t)}}^2 \\ \frac{1}{2}\pi & \text{اگر } {k_a}/{m_a} = {\omega_{(t)}}^2 \end{cases} \tag{16}$$

با در نظر گرفتن اینکه ریشه میانگین مربعات، $\sqrt{2}/2$ دامنه می‌باشد، می‌توان با استفاده از معادله (17)، با حذف دامنه‌ها، سیگنال‌های نرمالیزه شده مورد نیاز را به دست آورد:

$$\begin{aligned} \frac{\ddot{y}}{\ddot{y}_{\mathrm{rms}}}\frac{z}{z_{\mathrm{rms}}} &= -2\sin(\omega_{(t)} t)\sin(\omega_{(t)} t - \theta) \\ &= 2\sin(\omega_{(t)} t)\cos(\omega_{(t)} t - \Phi) \end{aligned} \tag{17}$$

که در معادله (17) داریم:

$$\Phi = \theta - \frac{\pi}{2} \tag{18}$$

$$\phi = \begin{cases} -\frac{1}{2}\pi & \text{اگر } {k_a}/{m_a} > {\omega_{(t)}}^2 \\ +\frac{1}{2}\pi & \text{اگر } {k_a}/{m_a} < {\omega_{(t)}}^2 \\ 0 & \text{اگر } {k_a}/{m_a} = {\omega_{(t)}}^2 \end{cases} \tag{19}$$

معادله (17) را می‌توان به فرم معادله (20) بسط داد:

$$\begin{aligned} &2\sin(\omega_{(t)} t)\cos(\omega_{(t)} t - \Phi) = \\ &\quad 2\sin(\omega_{(t)} t)\cos(\omega_{(t)} t)\cos(\phi) + \\ &\quad 2\sin^2(\omega_{(t)} t)\sin(\phi) = \\ &\quad \sin(2\omega_{(t)} t)\cos(\phi) - \\ &\quad \cos(2\omega_{(t)} t)\sin(\phi) + \sin(\phi) \end{aligned} \tag{20}$$

با استفاده از فیلتر پایدار در معادله (5)، می‌توان با حذف ترم‌های هارمونیک با فرکانس بالا، $\sin(\phi)$ را به صورت مجزا به دست آورد. به شرط آنکه مقدار α، 5 تا 10 برابر کوچک تر از $\omega_{(t)}$ باشد. در نتیجه معادله (5) مطابق با معادله (21) خواهد بود:

$$\dot{\psi} = -\alpha\psi + \alpha\sin(\phi) \tag{21}$$

با تعریف معادله 22:

$$\delta k_a = k_a - k_a^* \tag{22}$$

که در آن k_a^*، مقدار نهایی سختی فنر جاذب مجازی است به نحوی که ${k_a^*}/{m_a} = {\omega_{(t)}}^2$شود. سپس با گرفتن مشتق از دو طرف تساوی معادله (22) داریم:

$$\frac{d}{dt}\delta k_a = \gamma\psi \tag{23}$$

بار دیگر از دو طرف تساوی معادله (23) مشتق می‌گیریم و پس از قرار دادن معادله (21) در آن داریم:

$$\frac{d^2}{dt^2}\delta k_a = -\alpha\gamma\psi + \gamma\alpha\sin(\phi) \tag{24}$$

با توجه به مقدارϕ در معادله (19)، می‌توان معادله (24) را مطابق معادله (25) به دست آورد:

$$\frac{d^2}{dt^2}\delta k_a + \frac{d}{dt}\delta k_a + \gamma\alpha\mathrm{sgn}(\delta k_a) = 0 \tag{25}$$

می‌توان نشان داد که با انتخاب تابع لیاپانوف زیر، δk_a به صورت مجانبی به سمت صفر میل می‌کند.

$$V = \frac{1}{2}\left(\frac{d}{dt}\delta k_a\right)^2 + \gamma\alpha\delta k_a\mathrm{sgn}(\delta k_a) \tag{26}$$

با گرفتن مشتق از معادله (26)، داریم:

$$\dot{V} = -\alpha\left(\frac{d}{dt}\delta k_a\right)^2 \tag{27}$$

از آنجایی که V مثبت موکد است و $\dot{V} \le 0$، نتیجه می‌دهد که $\dot{V}$ باید به سمت صفر میل کند و هنگامی که $d/dt\,\delta k_a$ به سمت صفر میل کند، آنگاه داریم $\delta k_a \to 0$.

3- شبیه‌سازی

3-1- تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع پله واحد

در شبیه‌سازی انجام‌شده، مقادیر در نظرگرفته شده برای پارامترهای سیستم مطابق با جدول 1 می‌باشد. برای مقدار اولیه k_a که با استفاده از الگوریتم تطبیقی به‌روزرسانی می‌شود، مقدار 45 (N/m) در نظر گرفته شده است.

فرکانس تحریک واردشده به سیستم مطابق با شکل 2 با زمان تغییر می‌کند. به نحوی که تحریک با مقدار اولیه $\omega_{(0)} = 24.82$ (rad/s) آغازشده و مطابق با معادله پله واحد در $t = 100$s به مقدار نهایی $\omega_{(100)} =$ 27 (rad/s) می‌رسد. همچنین مسیر دلخواه هارمونیک که در دستور کنترلی گنجانده شده است، تابع سیسنوسی مطابق شکل 3 می‌باشد که دارای دامنه‌ی 0.5 (m) و فرکانس 0.1 (rad/s) می‌باشد. در شکل 4 پاسخ به دست آمده از سیستم واقعی هنگامی که دستور کنترلی بدون به‌روزرسانی k_a به آن وارد می‌شود نمایش داده شده است و نوسانات بزرگ حول مسیر دلخواه هم در ابتدا و هم بعد از تغییر فرکانس تحریک در ثانیه 100ام وجود دارد.

با توجه به تابع فرکانس تحریک شکل 2، انتظار می‌رود که الگوریتم تطبیقی نوشته شده برای به‌روزرسانی k_a، برای صفر کردن دامنه سیستم واقعی به نحوی عمل کند که فرکانس طبیعی جاذب مجازی برابر فرکانس تحریک گردد ($\omega_{(t)} = \sqrt{k_a/m_a}$) و این بدان منظور است که تا قبل از $t = 100$s مقدار k_a به سمت 49.3 (N/m) و بعد از $t = 100$s به واسطه‌ی تغییر در فرکانس تحریک به سمت مقدار 58.32 (N/m) میل کند. مطابق با شکل 5 که نتایج به دست آمده برای k_a می‌باشد، فرایند تطبیق k_a برای رسیدن از مقدار اولیه به شرایط جدید حدود 20 (s) به

جدول 1 پارامترهای در نظر گرفته‌شده برای شبیه‌سازی

Table 1 Presupposed parameters for simulation

پارامترهای سیستم	γ	α_1	α	m_a(kg)	$b\,(\frac{\mathrm{Ns}}{\mathrm{m}})$	m (kg)	$k(\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}})$
	0.3	4	2.5	0.08	2	0.6	296

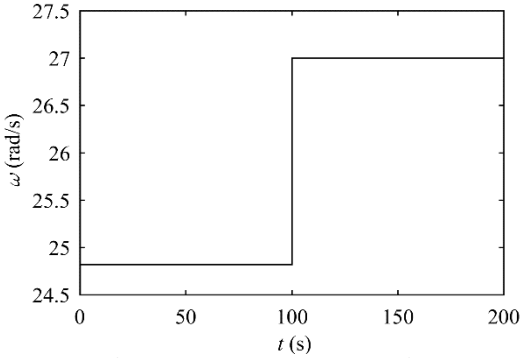

Fig. 2 Excitation frequency variation based on step function

شکل 2 تغییرات فرکانس تحریک مطابق با تابع پله واحد

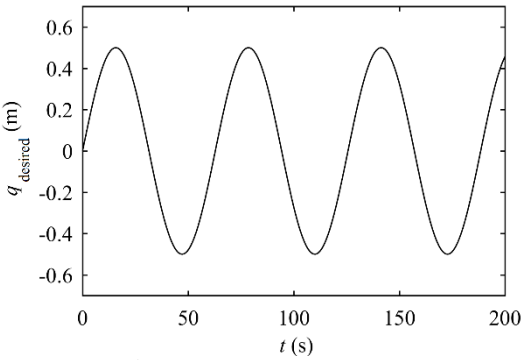

Fig. 3 Desired path followed by real system

شکل 3 مسیر دلخواه که توسط سیستم واقعی دنبال می‌شود

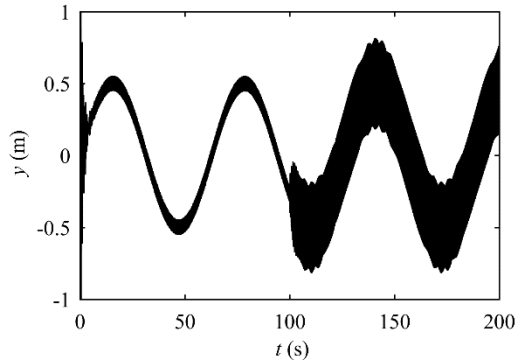

Fig. 4 Comparing the real system response with the desired path without updating k_a related to the excitation frequency variation based on step function

شکل 4 مقایسه پاسخ سیستم واقعی و مسیر دلخواه بدون به‌روزرسانی k_a بر اساس تغییرات فرکانس تحریک مطابق با تابع پله واحد

طول انجامیده است و تا قبل از ثانیه‌ی 100ام، توانسته به مقدار مورد نظر یعنی (N/m) 49.3 برسد. همچنین مطابق با انتظار بعد از ثانیه‌ی 100ام که در آن فرکانس تحریک تغییر می‌کند، فرایند تطبیق k_a را در مدت حدود(s) 20 تا مقدار (N/m) 58.32 تغییر می‌دهد.

با مقایسه مسیر دلخواه انتخابی و پاسخ به دست آمده از سیستم واقعی نشان داده‌شده در شکل 6، می‌توان دریافت که فرایند تعقیب به صورت کامل صورت گرفته است و پاسخ سیستم واقعی از مسیر دلخواه در نظر گرفته‌شده در دستور کنترلی پیروی می‌کند. خطای حاصل از اختلاف پاسخ سیستم واقعی و مسیر دلخواه مطابق شکل 7 می‌باشد.

با در نظر گرفتن تحریک با فرکانس متغیر با زمان بر اساس پله واحد، احتمال میرود که نتیجه مشابه برای نوعی فرکانس تصادفی حاصل گردد

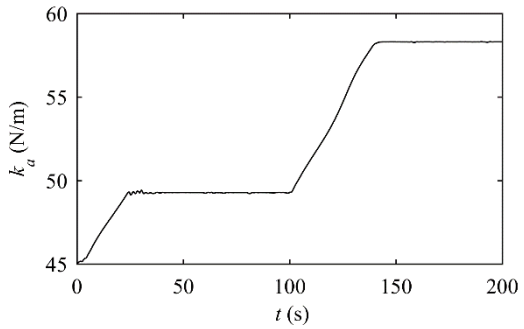

Fig. 5 Updating the stiffness of the virtual absorber (k_a) related to the excitation frequency variation based on step function

شکل 5 به‌روزرسانی سختی فنر جاذب مجازی (k_a) بر اساس تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع پله واحد

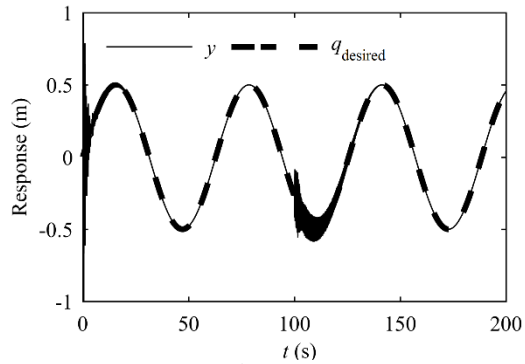

Fig. 6 Comparing the response of real system with the desired path

شکل 6 مقایسه پاسخ سیستم واقعی دارای جاذب مجازی و مسیر دلخواه

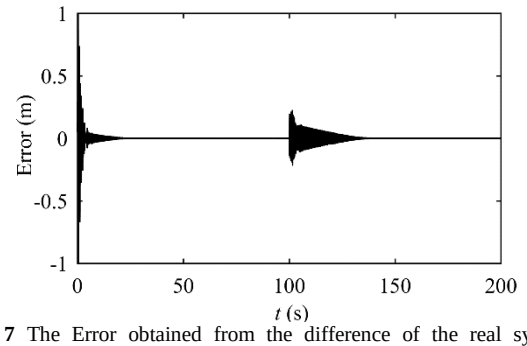

Fig. 7 The Error obtained from the difference of the real system response with virtual absorber and the desired path

شکل 7 خطای حاصل از پاسخ سیستم واقعی به همراه جاذب با مسیر دلخواه

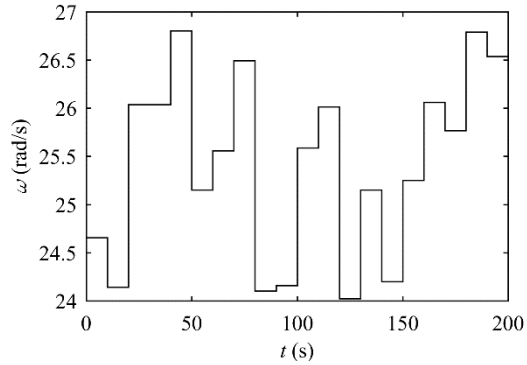

Fig. 8 Random variations of excitation frequency between $24 \leq \omega_{(t)}(\mathrm{rad/s}) \leq 27$

شکل 8 تغییرات فرکانس تحریک به صورت تصادفی بین بازه $24 \leq \omega_{(t)}(\mathrm{rad/s}) \leq 27$

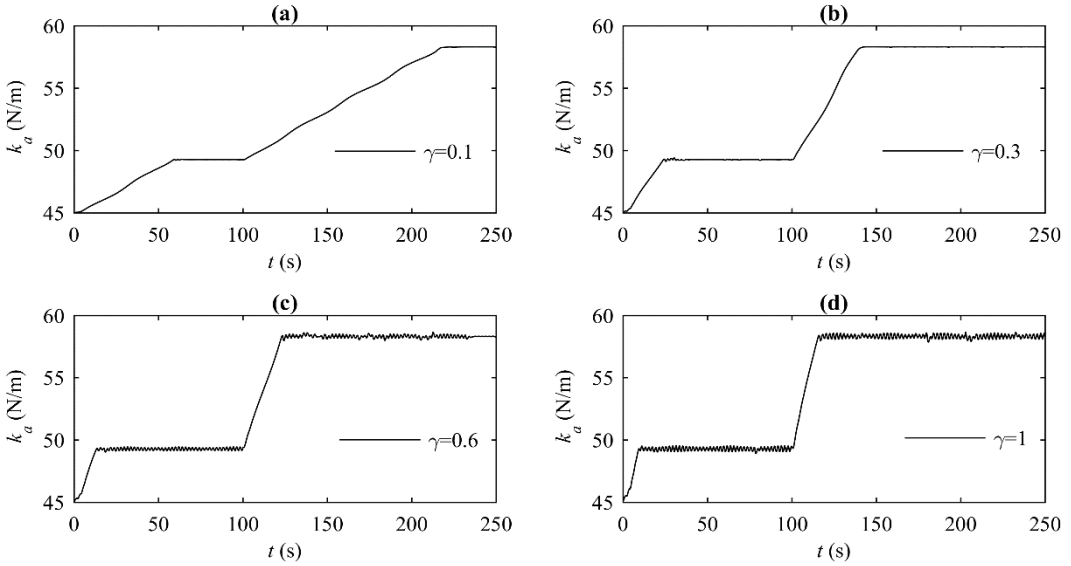

Fig. 9 comparing the effect of γ on updating k_a. (a) $\gamma = 0.1$ ،(b) $\gamma = 0.3$،(c) $\gamma = 0.6$ and (d) $\gamma = 1$.

شکل 9 مقایسه تأثیر ضریب γ در به‌روزرسانی k_a. (a) $\gamma = 0.1$ ،(b) $\gamma = 0.3$،(c) $\gamma = 0.6$ و (d) $\gamma = 1$.

(شکل 8). با توجه به اینکه پارامتر موثر در سرعت فرایند تطبیق، γ می‌باشد، در شکل 9، روند تطبیق k_a را به ازای مقادیر مختلف γ نشان می‌دهد که در آن به ازای افزایش γ، افزایش در سرعت تطبیق را به همراه داشته است. اما به ازای مقادیر بزرگ γ، شاهد افزایش نوسانات حول مقدار نهایی خواهیم بود.

3-2- تغییرات دلخواه فرکانس تحریک

در این قسمت از شبیه‌سازی، مقادیر پارامترهای سیستم واقعی برابر جدول 1 می‌باشد. اما بر خلاف شبیه‌سازی قبل، پارامتر γ مقدار در نظر گرفته‌شده 0.6 می‌باشد. همچنین مقادیر فرکانس تحریک به طور تصادفی بعد از گذشت هر 10 ثانیه در بازه $24 \leq \omega_{(t)}(\mathrm{rad/s}) \leq 27$ تغییر می‌کند (شکل 8). مطابق معادله (25)، دستور تطبیقی سعی بر آن دارد که به ازای هر تغییر در پارامترهای سیستم، پارامتر در حال به‌روزرسانی k_a را به نحوی تغییر دهد تا متناسب با شرایط جدید، دامنه نوسان سیستم واقعی صفر گردد. نتایج به دست آمده برای روند تطبیقی k_a مطابق با شکل 10 می‌باشد.

نتایج به دست آمده برای پاسخ سیستم واقعی در مقایسه با مسیر دلخواه مطابق شکل 11 می‌باشد. همانطور که در شکل 11 می‌توان دید حضور جاذب

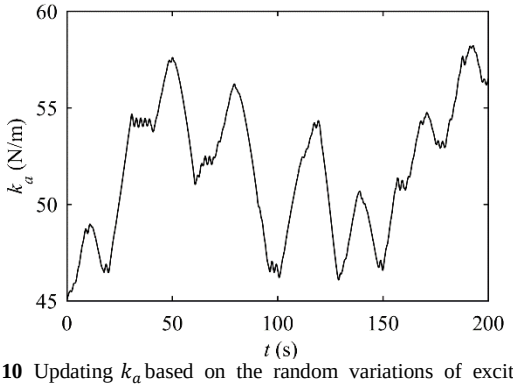

Fig. 10 Updating k_a based on the random variations of excitation frequency

شکل 10 به‌روزرسانی k_a بر اساس تغییر فرکانس تحریک به طور تصادفی

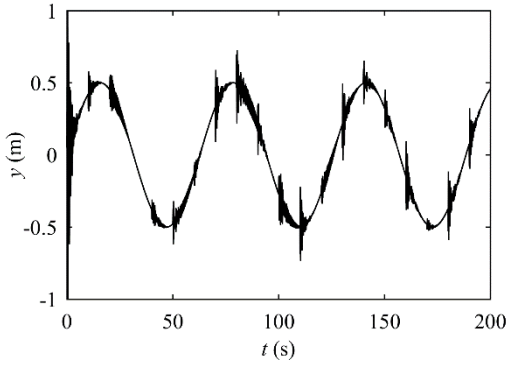

Fig. 11 Real system response based on the random excitation frequency variations

شکل 11 پاسخ سیستم واقعی منطبق با تغییرات فرکانس تحریک به طور تصادفی

مجازی باعث شده تا سیستم واقعی به ازای تغییر در فرکانس تحریک، بدون نوسان باقی بماند و در هر مرحله تغییر فرکانس، با شرایط جدید منطبق شده و مسیر دلخواه هارمونیک را دنبال کند.

3-3-تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع شیب

نحوه‌ی تغییر فرکانس از مقدار اولیه به مقدار ثانویه می‌تواند در رفتار دستور کنترلی و پاسخ به دست آمده تأثیرگذار باشد. شکل 12 تغییرات فرکانس تحریک خارجی را از مقدار اولیه $\omega_{(0)} = 23\ (\mathrm{rad/s})$ تا مقدار نهایی $\omega_{(\mathrm{final})} = 27\ (\mathrm{rad/s})$ نشان می‌دهد. با توجه به متفاوت بودن شیب هنگام تغییر فرکانس، فرکانس ثانویه در زمان‌های متفاوت حاصل می‌گردد. حضور تابع شیب در فرکانس متغیر با زمان تحریک خارجی، به‌روزرسانی k_a را مطابق شکل 13 متفاوت می‌کند. در شکل 14 پاسخ سیستم واقعی با مسیر دلخواه بدون به‌روزرسانی k_a با ازای تغییر فرکانس تحریک بر اساس تابع شیب با slope=0.015 بررسی شده است و وجود نوسانات بزرگ مانع دنبال کردن پاسخ سیستم اصلی از مسیر دلخواه می‌گردد. شکل 15 و شکل 16 به ترتیب پاسخ سیستم واقعی و خطا می‌باشد.

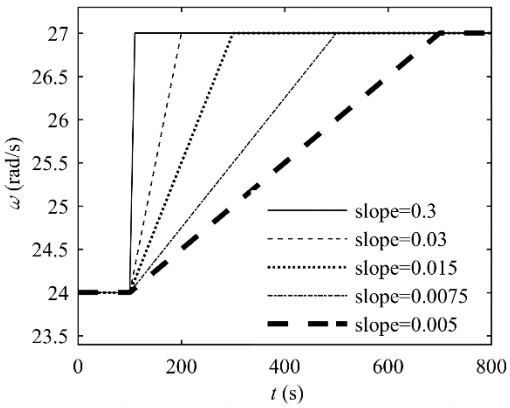

Fig. 12 Variation of excitation frequency based on ramp function with various slopes

شکل 12 تغییر فرکانس تحریک بر اساس تابع شیب به ازای شیب‌های مختلف برای حالت گذرا

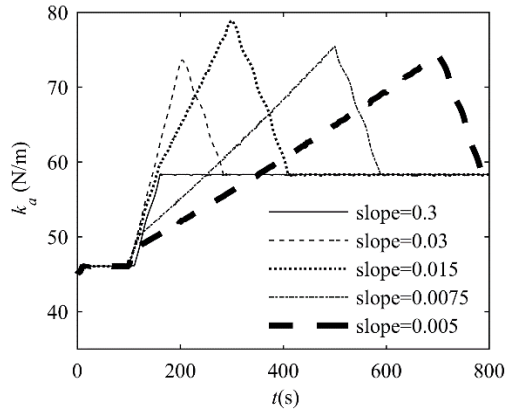

Fig. 13 Updating k_a related to the excitation frequency variation based on ramp function

شکل 13 به‌روزرسانی k_a بر اساس تغییر فرکانس تحریک منطبق با تابع شیب

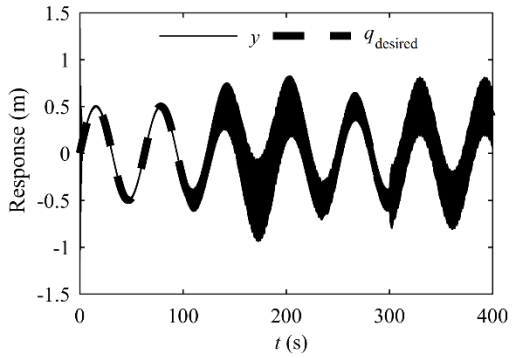

Fig. 14 Comparing the real system response with the desired path without updating k_a related to the excitation frequency variation based on ramp function with slope=0.015

شکل 14 مقایسه پاسخ سیستم واقعی با مسیر دلخواه بدون به‌روزرسانی k_a منطبق با تغییرات فرکانس تحریک بر اساس تابع شیب با slope=0.015

3-4- تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع شیب همراه با اغتشاش

در شبیه‌سازی‌های انجام‌شده در قسمت‌های 3-1، 3-2 و 3-3، تغییرات فرکانس بدون هیچ‌گونه اغتشاش صورت گرفته است. وجود اغتشاش می‌تواند عملکرد دستور کنترلی را تحت تأثیر قرار دهد و پاسخ مطلوب را به دست ندهد. در این قسمت، اغتشاش واردشده به فرکانس تحریک خارجی در هنگام تغییر از مقدار اولیه به ثانویه، به فرم تابع هارمونیک در نظر گرفته شده است و تأثیر افزایش دامنه اغتشاش بر روی به‌روزرسانی k_a و همچنین خطای به دست آمده از پاسخ سیستم واقعی و مسیر دلخواه مورد تحقیق قرار گرفته است. مقادیر در نظر گرفته‌شده برای سیستم واقعی مطابق با شبیه‌سازی‌های قبل می‌باشد. اغتشاش به فرم تابع سینوسی با فرکانس $0.5\ (\mathrm{rad/s})$ در نظر گرفته‌شده که از زمان شروع تغییر فرکانس یعنی $t = 100\mathrm{s}$ به سیستم اضافه شده است و تا انتهای حالت گذرا باقی مانده است. به ازای دامنه‌های متفاوت در نظر گرفته‌شده برای اغتشاش، به‌روزرسانی k_a و همچنین خطای

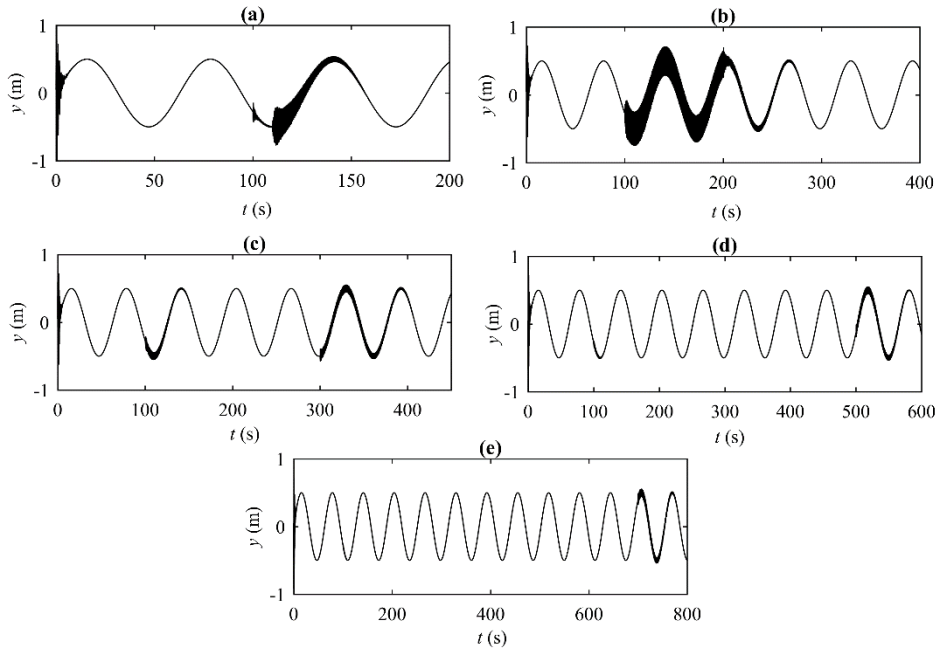

Fig. 15 Real system response with virtual absorber to the excitation with varying frequency. (a) Slope =0.3، (b) Slope =0.03،(c) Slope =0.015،(d) Slope =0.0075 and (e) Slope =0.005.

شکل 15 پاسخ سیستم واقعی همراه با جاذب مجازی به تحریک با فرکانس متغیر. (a) Slope =0.3، (b) Slope =0.03، (c) Slope =0.015، (d) Slope =0.0075 و (e) Slope =0.005.

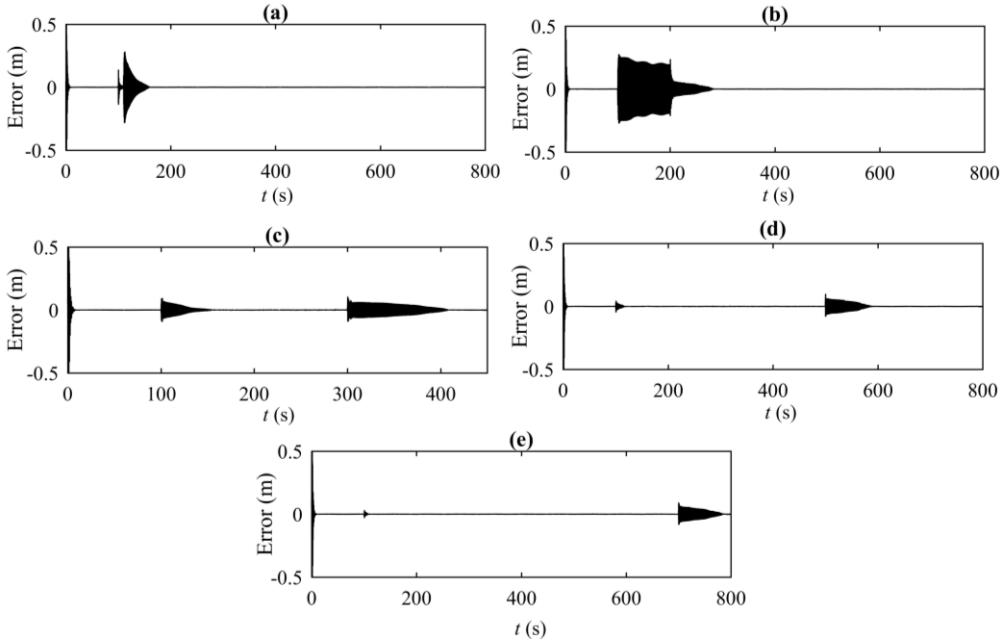

Fig. 16 The error related to excitation frequency variation based on ramp function. (a) Slope =0.3 ،(b) Slope =0.03،(c) Slope =0.015،(d) Slope =0.0075 and (e) Slope =0.005

شکل 16 خطا بر اساس تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع شیب. (a) Slope =0.3، (b) Slope =0.03، (c)Slope =0.015، (d)Slope =0.0075 و (e) Slope =0.005

حاصل از اختلاف پاسخ سیستم واقعی و مسیر دلخواه مورد بررسی قرار گرفته است.

شکل 17 تا شکل 22، تأثیر وجود اغتشاش در به‌روزرسانی k_a و خطای به دست آمده را به ازای وجود دامنه‌های متفاوت اغتشاش نشان می‌دهند. در شکل 17، تغییر فرکانس از مقدار اولیه به ثانویه با شیب $0.03(\mathrm{rad/s^2})$ انجام گرفته است و اغتشاش واردشده با دامنه‌های متفاوت نمایش داده شده‌اند.

شکل 18 به‌روزرسانی k_a برای شیب $0.03(\mathrm{rad/s^2})$ را نشان می‌دهد. همانطور که از شکل 18 مشخص است، افزایش دامنه اغتشاش به‌روزرسانی را برهم می‌زند و باعث ناپایداری دستور کنترلی می‌شود. این ناپایداری به نحوی است که دیگر k_a در بازه زمانی گذرا، افزایش ناگهانی مورد نیاز جهت صفر شدن دامنه نوسان سیستم واقعی را نداشته و حتی به ازای دامنه‌های بزرگ اغتشاش روند کاهشی را نیز طی می‌کند.

با بررسی خطای به دست آمده در شکل 19 می‌توان مشاهده کرد که به دلیل وجود اغتشاش دستور کنترلی قابلیت صفر نگه‌داشتن دامنه نوسان را از دست می‌دهد و در آن بازه، خطای قابل ملاحظه‌ای به وجود می‌آید.

در شکل 20، تغییرات فرکانس تحریک با شیب $0.015(\mathrm{rad/s^2})$ در بازه 200 s نشان داده شده است و اغتشاش با فرکانس $0.5(\mathrm{rad/s})$ با دامنه‌های متفاوت به فرکانس تحریک اضافه شده است. در شکل 21 که بروز رسانی k_a مطابق با تغییر فرکانس با شیب $0.015(\mathrm{rad/s^2})$ را نشان می‌دهد، می‌توان ناپایدار شدن دستور کنترلی را حتی به ازای دامنه‌های کوچک اغتشاش مشاهده نمود. در ناحیه‌ی گذرا در بازه زمانی

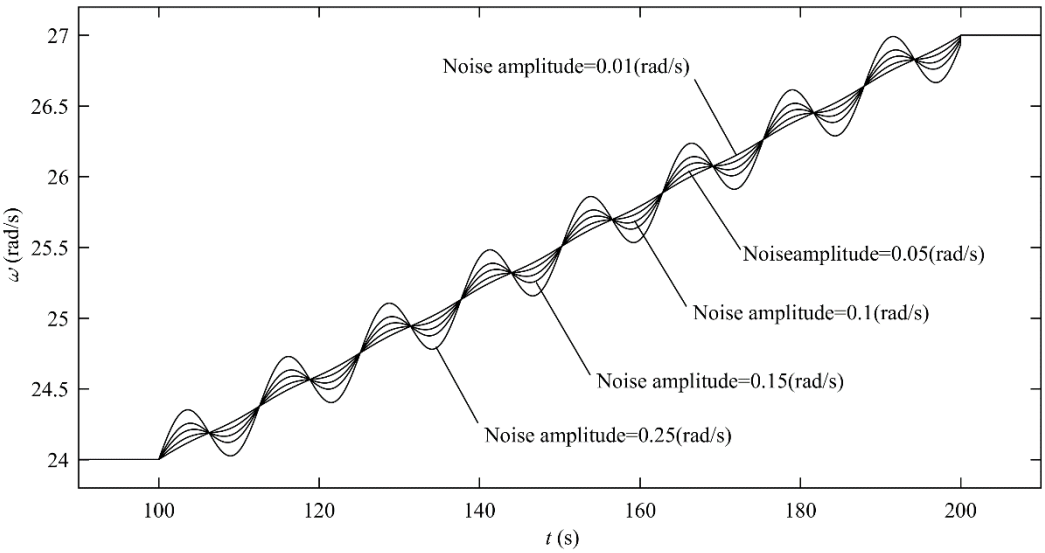

Fig 17 Excitation frequency variation based on ramp function Slope =0.03 with various noise amplitude

شکل 17 تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع شیب با Slope =0.03 به همراه اغتشاش با دامنه‌های متفاوت

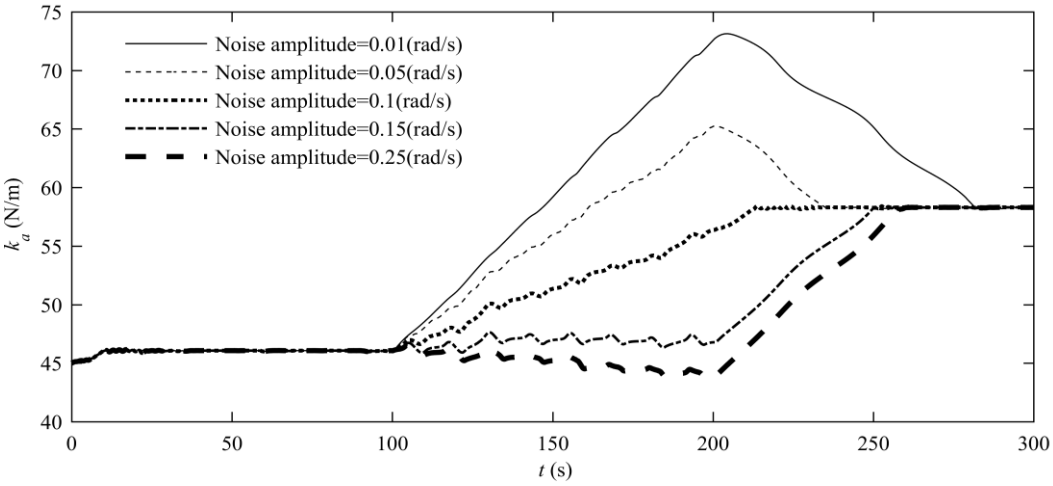

Fig. 18 Updating k_a related to excitation frequency variations based on ramp function Slope =0.03 with various noise amplitude

شکل 18 به‌روزرسانی k_a بر اساس تغییرات فرکانس تحریک منطبق با تابع شیب با Slope =0.03 به همراه اغتشاش با دامنه‌های متفاوت

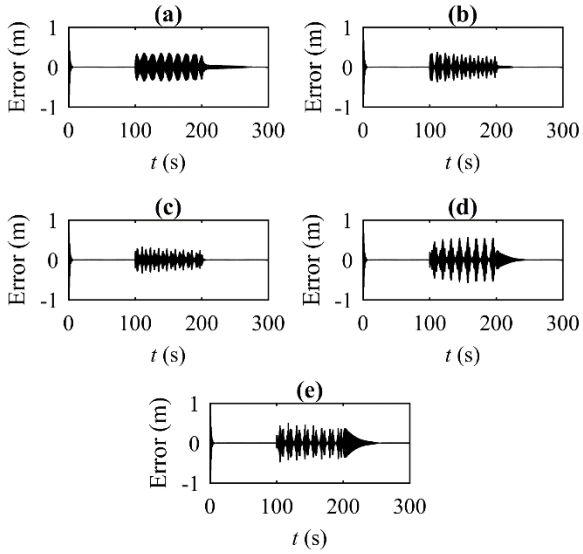

Fig 19 The error related to the frequency variation based on ramp function Slope =0.03 with noise. (a) Noise Amplitude =0.01(rad/s) ،(b) Noise Amplitude =0.05(rad/s)،(c) Noise Amplitude =0.1 (rad/s)،(d) Noise Amplitude =0.15(rad/s) and (e) Noise Amplitude =0.25(rad/s)

شکل 19 خطا بر اساس تغییر فرکانس مطابق با تابع شیب با Slope =0.03 به همراه اغتشاش در حالت گذرا. (a) Noise Amplitude =0.01(rad/s)، (b) Noise Amplitude =0.05(rad/s)، (c) Noise Amplitude =0.1 (rad/s)، (d) Noise Amplitude =0.15(rad/s) و (e) Noise Amplitude =0.25(rad/s)

200(s) به‌روزرسانی مختل شده و پس از اتمام حالت گذرا و از بین رفتن اغتشاش، دستور کنترلی دوباره سعی در تنظیم k_a برای رسیدن به مقدار نهایی جهت صفر شدن دامنه نوسان سیستم واقعی داشته است. شکل 22 نیز بیانگر خطا می‌باشد.

4- نتیجه‌گیری

در این مقاله، جاذب مجازی ارتعاشات برای سیستم با تحریک هارمونیک که فرکانس آن با زمان تغییر می‌کند، طراحی گردیده است. قانون به‌روزرسانی جاذب بر اساس قوانین کنترل تطبیقی بررسی‌شده و عملکرد آن بر روی سیستم جرم و فنر واقعی شبیه‌سازی شده است. مسیر دلخواه سینوسی در دستور کنترلی در نظر گرفته شده است به نحوی که سیستم از آن پیروی کند و ارتعاشات اضافی ایجادشده حول این مسیر توسط جاذب مجازی از بین برود.

در شبیه‌سازی انجام‌شده مشاهده شد که دستور کنترلی اعمال‌شده بر سیستم واقعی برای تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع پله واحد، با به روز رسانی سختی فنر جاذب مجازی توانسته دامنه نوسانات اضافی موجود را از بین ببرد و مسیر سیستم واقعی را بر مسیر دلخواه منطبق سازد. پارامتر γ در فرمول به روز رسانی k_a تعیین‌کننده‌ی سرعت فرایند تطبیق می‌باشد و افزایش آن، موجب کاهش سریع‌تر دامنه نوسانات اضافی می‌گردد. اما از طرف دیگر میزان نوسان منحنی به روز رسانی حول مقدار نهایی k_a افزایش پیدا می‌کند که البته دامنه این نوسانات زیاد نمی‌باشد و می‌توان از آنها صرف‌نظر کرد. می‌توان نشان داد که اگر تعداد محدود از توابع پله واحد (که مقادیر آنها به صورت تصادفی انتخاب شده است) در یک بازه زمانی در کنار یکدیگر قرار بگیرند، دستور کنترلی هرچند با صرف محاسبات بیشتر می‌تواند روند تطبیق k_a را حفظ نموده و در طی این بازه مسیر سیستم واقعی را بر مسیر دلخواه منطبق سازد.

می‌توان فرکانس تحریک را به گونه‌ای در نظر گرفت که تغییر آن از مقدار اولیه به ثانویه در بازه زمانی معینی قرار بگیرد. در واقع تغییر فرکانس در بازه‌های زمانی متفاوت بررسی شده و هرچه این بازه زمانی بزرگتر باشد به معنای آن است که تغییرات فرکانس به آرامی انجام گرفته است. این بازه که حالت گذرای تغییر می‌باشد مطابق با تابع شیب و به صورت خطی در نظر گرفته شده است و شبیه‌سازی انجام‌شده نشان‌دهنده‌ی آن است که دستور کنترلی با به روز رسانی k_a توانسته نوسانات اضافی موجود در پاسخ سیستم واقعی را از بین ببرد و سیستم مسیر دلخواه را بدون ارتعاش طی کند. با اینکه در منحنی به روز رسانی شاهد افزایش بیش از حد k_a در ناحیه گذرای تغییر می‌باشیم، اما خطای به دست آمده از اختلاف پاسخ سیستم واقعی و مسیر دلخواه نشان می‌دهد که نوسانات اضافی از بین رفته‌اند.

وجود اغتشاش در حالت گذرای تغییر فرکانس و تأثیر آن بر روی نحوه‌ی به روز رسانی k_a مورد تحقیق قرار گرفته است. در شبیه‌سازی، اغتشاش در نظر گرفته شده به فرم تابع سینوسی بوده که به منحنی تغییر فرکانس با زمان اضافه گردیده است. شبیه‌سازی نشان می‌دهد که وجود اغتشاش حتی با دامنه اندک در بازه گذرای تغییر فرکانس، باعث ناپایداری دستور کنترلی شده و خطای حاصل از اختلاف مسیر دلخواه و پاسخ سیستم واقعی در آن بازه

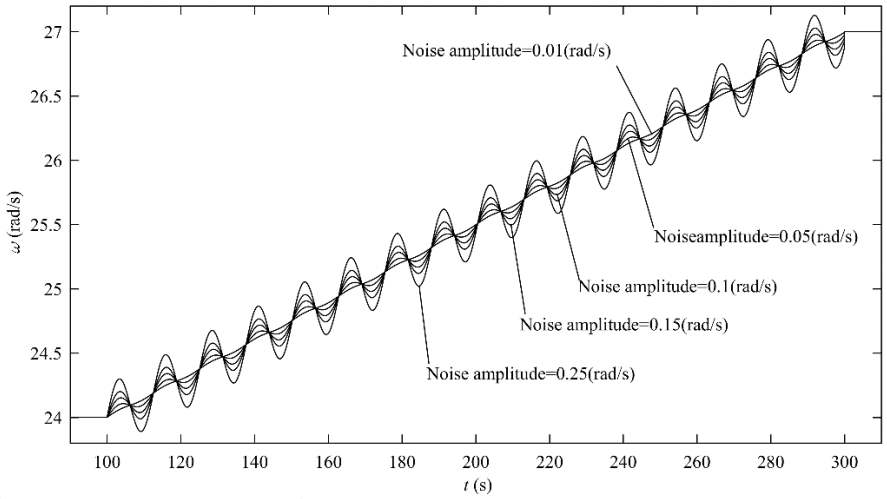

Fig 20 Excitation frequency variation based on ramp function Slope =0.015 with various noise amplitude

شکل 20 تغییر فرکانس تحریک مطابق با تابع شیب با Slope =0.015 به همراه اغتشاش با دامنه‌های متفاوت

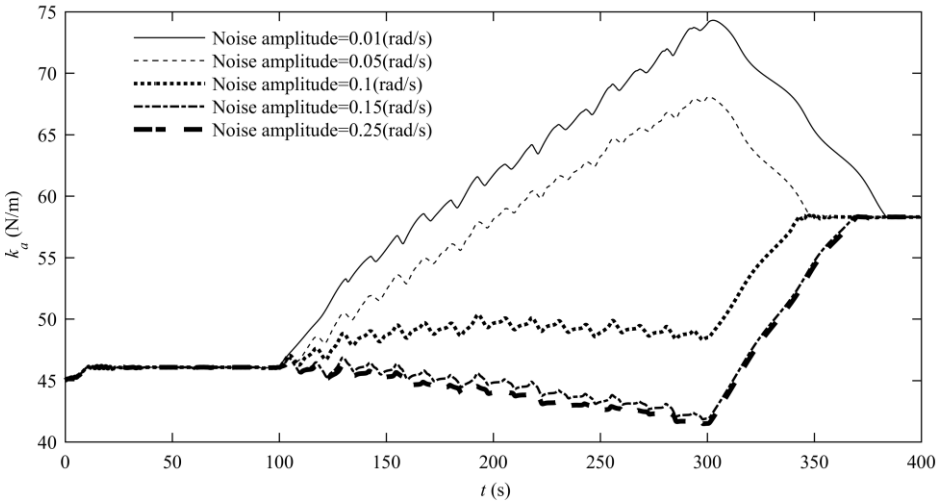

Fig 21 Updating k_a related to the excitation frequency variation based on ramp function Slope =0.015 with various noise amplitude

شکل 21 به روز رسانی k_a بر اساس تغییرات فرکانس تحریک منطبق با تابع شیب با Slope =0.03 به همراه اغتشاش با دامنه‌های متفاوت

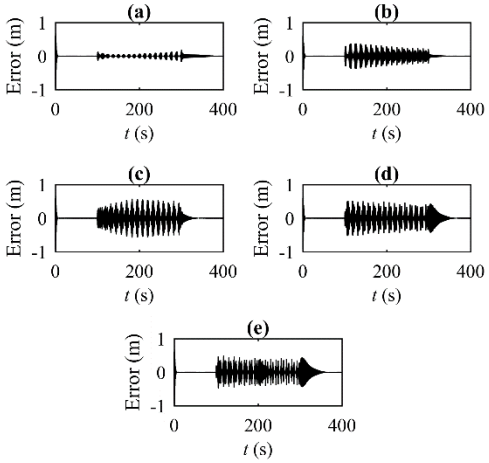

Fig 22 The error related to the excitation frequency variation based on ramp function Slope =0.03 with noise. (a) Noise Amplitude =0.01(rad/s) ،(b) Noise Amplitude =0.05(rad/s)،(c) Noise Amplitude =0.1 (rad/s)،(d) Noise Amplitude =0.15(rad/s) and (e) Noise Amplitude =0.25(rad/s)

شکل 22 خطا بر اساس تغییر فرکانس مطابق با تابع شیب با Slope =0.03 به همراه اغتشاش در حالت گذرا. (a) Noise Amplitude =0.01(rad/s)، (b) Noise Amplitude =0.05(rad/s). (c) Noise Amplitude =0.1 (rad/s)، (d) Noise Amplitude =0.15(rad/s) و (e) Noise Amplitude =0.25(rad/s)

افزایش می‌یابد و سیستم واقعی مسیر دلخواه را با دامنه‌ی بزرگی از نوسانات اضافی طی می‌کند. بعد از سپری شدن بازه گذرای دارای اغتشاش، دستور کنترلی به حالت پایدار بازگشته و سعی در بازگرداندن k_a به مقدار نهایی دارد. هرچه اختلاف مقدار k_a تا قبل از پایدار شدن سیستم با مقدار نهایی بیشتر باشد، دستور کنترلی به زمان بیشتری جهت تطبیق سختی جاذب مجازی احتیاج دارد.

5- مراجع

[1] Y. D. Chen, C. C. Fuh, P. C. Tung, Application of voice coil motors in active dynamic vibration absorbers, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 41, No. 3, pp. 1149-1154, 2005.

[2] N. A. Saadabad, H. Moradi, G. Vossoughi, Global optimization and design of dynamic absorbers for chatter suppression in milling process with tool wear and process damping, Procedia CIRP, Vol. 21, pp. 360-366, 2014.

[3] S. T. Wu, Y. C. Chuang, Output regulation of robot manipulators with a constantly revolving arm, IEEE Transactions on Robotics and Automation, Vol. 19, No. 6, pp. 1002-1006, 2003.

[4] S. T. Wu, B. Y. Chou, Speed control of a 2-dof reciprocating machine using a virtual-vibration-absorber algorithm, JSME International Journal Series C, Vol. 48, No. 4, pp. 674-680, 2005.

[5] S. T. Wu, Y. Y. Chiu, Y. C. Yeh, Hybrid vibration absorber with virtual passive devices, Journal of Sound and Vibration, Vol. 299, No. 1, pp. 247-260, 2007.
[6] M. A. Franchek, M. W. Ryan, R. J. Bernhard, adaptive passive vibration control, Journal of Sound and Vibration, Vol. 189, No. 5, pp. 565-585, 2/8/1996.
[7] P. Bonello, M. J. Brennan, S. J. Elliott, Vibration control using an adaptive tuned vibration absorber with a variable curvature stiffness element, Smart Materials and Structures, Vol. 14, No. 5, pp. 1055, 2005.
[8] H. X. Deng, X. l. Gong, L. H. Wang, Development of an adaptive tuned vibration absorber with magnetorheological elastomer, Smart Materials and Structures, Vol. 15, No. 5, pp. N111, 2006.
[9] S. G. Hill, S. D. Snyder, Design of an adaptive vibration absorber to reduce electrical transformer structural vibration, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 124, No. 4, pp. 606-611, 2002.
[10] E. Rustighi, M. Brennan, B. Mace, Real-time control of a shape memory alloy adaptive tuned vibration absorber, Smart Materials and Structures, Vol. 14, No. 6, pp. 1184, 2005.
[11] K. A. Williams, G. T. C. Chiu, R. J. Bernhard, Nonlinear control of a shape memory alloy adaptive tuned vibration absorber, Journal of Sound and Vibration, Vol. 288, No. 4, pp. 1131-1155, 2005.
[12] J. Liu, K. Liu, A tunable electromagnetic vibration absorber: Characterization and application, Journal of Sound and Vibration, Vol. 295, No. 3, pp. 708-724, 2006.
[13] M. Duarte-Mermoud, R. Castro-Linares, A. Castillo-Facuse, Adaptive passivity of nonlinear systems using time-varying gains, Dynamics and Control, Vol. 11, No. 4, pp. 333-351, 2001.
[14] M. Acar, C. Yilmaz, Design of an adaptive–passive dynamic vibration absorber composed of a string–mass system equipped with negative stiffness tension adjusting mechanism, Journal of Sound and Vibration, Vol. 332, No. 2, pp. 231-245, 2013.
[15] Y. Huang, J. Na, X. Wu, X. Liu, Y. Guo, Adaptive control of nonlinear uncertain active suspension systems with prescribed performance, ISA Transactions, Vol. 54, pp. 145-155, 2015.
[16] M. Kim, T. Y. Kuc, H. Kim, S. M. Wi, J. S. Lee, An adaptive learning controller for MIMO uncertain feedback linearizable nonlinear systems, Nonlinear Dynamics, Vol. 80, No. 1-2, pp. 999-1016, 2015.
[17] S. T. Wu, Y. J. Shao, Adaptive vibration control using a virtual-vibration-absorber controller, Journal of Sound and Vibration, Vol. 305, No. 4, pp. 891-903, 2007.