

## تنظیم بهینه میراگر جرمی نیمه‌فعال با سختی متغیر

سید امیر کیوان قربانی تنها  
استادیار دانشکده مهندسی عمران  
پردیس دانشکده‌های فنی دانشگاه تهران  
ghtanha@ut.ac.ir

علی مینائی\*  
دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی سازه  
دانشکده مهندسی عمران، پردیس دانشکده‌های فنی دانشگاه تهران  
ali\_minai67@ut.ac.ir

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۳/۰۲/۲۰

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۰۱/۰۸

### چکیده

یکی از مؤثرترین و در عین حال اقتصادی‌ترین روش‌های مقابله با ارتعاشات وارد بر سازه، استفاده از میراگرهای جرمی تنظیم‌شده<sup>۱</sup> است. اما از محدودیت‌های این ابزار می‌توان به ثابت‌بودن باند فرکانسی تحت پوشش این میراگرها اشاره کرد. بنابراین بهره‌گیری از میراگرهای جرمی که قادر به تغییر فرکانس خود هستند، از راه‌های مقابله با این نقص محسوب می‌شود. از جمله روش‌های تغییر فرکانس میراگرهای جرمی تنظیم‌شده، تغییر در سختی میراگر است. در این مقاله روش تنظیم گام به گام میراگر جرمی نیمه‌فعال با سختی متغیر مطرح شده است. در این روش، سختی مورد نظر به صورت گام به گام تعیین می‌شود. بدین منظور با استفاده از فضای حالت و تقسیم تحریک وارده به گام‌های کوچک، مؤلفه‌های جابه‌جایی و سرعت سیستم اصلی و میراگر به صورت تابعی از سختی میراگر تعریف می‌شود. با حداقل کردن تغییر مکان سیستم اصلی، سختی میراگر و سایر مؤلفه‌های پاسخ سیستم در گام زمانی مورد نظر معلوم می‌گردد. با پیشروی روش مذکور و بررسی گام‌های زمانی متوالی، سختی میراگر و مؤلفه‌های پاسخ در طول مدت زمان تحریک نمایان می‌شود. برای بررسی عملکرد این روش، سیستم یک درجه آزادی شامل میراگر جرمی ارائه‌شده توسط نویسنده دوم مقاله، تحت بارگذاری با فرکانس متغیر در نظر گرفته شده است. به منظور تنظیم میراگر و تعیین سختی آن در هر زمان، روش‌های تنظیم گام به گام و برابری فرکانس تحریک و میراگر مورد ارزیابی قرار گرفت که از مقایسه نتایج حاصل، برتری روش تنظیم گام به گام در کاهش پاسخ سیستم اصلی به اثبات رسید.

**واژگان کلیدی:** کنترل ارتعاشات، میراگر جرمی نیمه‌فعال، سختی متغیر، روش تنظیم بهینه

### ۱. مقدمه

مطرح شد [۱]. همچنین اصول اولیه مربوط به کنترل تغییر مکان سیستم یک درجه آزادی به وسیله میراگرهای جرمی تنظیم‌شده با میرایی و بدون میرایی توسط دن‌هارتوخ<sup>۳</sup> پایه‌گذاری شد [۲]. با وجود مزایایی چون صرفه اقتصادی، سادگی، قابلیت اعتماد و عملکرد بالا، میراگرهای جرمی

از جمله روش‌های کنترل ارتعاشات استفاده از میراگرهای جرمی تنظیم‌شده می‌باشد. هدف از به‌کارگیری این میراگرها، کاهش تقاضای اتلاف انرژی در اعضای اصلی سازه از طریق انتقال بخشی از انرژی به میراگر است. ایده اولیه میراگر جرمی توسط هرمان فرین<sup>۲</sup> در سال ۱۹۰۹

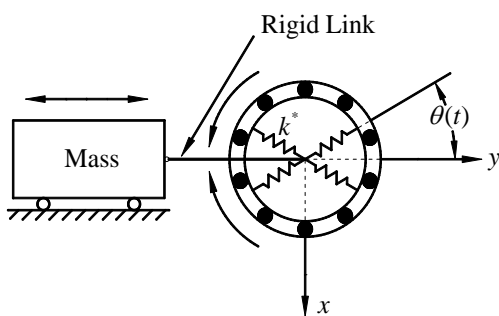
غیرفعال دارای محدودیت‌هایی چون کارابودن در یک باند فرکانسی باریک و حساسیت به تنظیم می‌باشند [۳]. به‌منظور برطرف‌کردن معایب مذکور و افزایش کارایی، استفاده از میراگرهای جرمی فعال<sup>۴</sup> گسترش یافته است [۴]. اگرچه میراگرهای جرمی فعال در مقایسه با گونه غیرفعال آن دارای کارایی بالاتری است، اما مواردی چون نیاز به منبع نیرو، هزینه بالا، پیچیدگی و نیاز به نگهداری از جمله محدودیت‌های این دسته از میراگرهای جرمی به‌شمار می‌رود. توجه به مزایا و محدودیت‌های میراگرهای جرمی غیرفعال و فعال موجب توسعه میراگرهای جرمی نیمه‌فعال<sup>۵</sup> شده است که در مقایسه با میراگرهای جرمی فعال به انرژی کمتری نیاز دارد. این نوع از میراگرها دارای سازوکاری برای تغییر میرایی [۵-۶] و یا تغییر سختی [۷-۱۰] می‌باشند. برای تنظیم میراگرهای جرمی نیمه‌فعال با سختی متغیر یا همان تعیین سختی میراگر در طول تحریک اعمال‌شده، روش‌های گوناگونی استفاده می‌شود که از جمله آنها برابری فرکانس تحریک و فرکانس میراگر است [۹-۱۰].

در این مقاله روش جدیدی برای تنظیم تنظیم میراگرهای جرمی نیمه‌فعال ارائه می‌شود. در این روش سختی میراگر به‌صورت گام به گام تعیین می‌گردد. بدین منظور، هر تحریک دلخواه به تعدادی گام زمانی تقسیم و در هر گام توسط فضای حالت، مؤلفه‌های پاسخ به‌صورت تابعی از سختی میراگر تعریف می‌شود، که با حداقل‌کردن تغییر مکان سیستم اصلی، مقدار سختی در آن گام تعیین می‌گردد. در پایان با ارائه مثال عددی و بررسی نتایج حاصل، کارایی بالای روش تنظیم گام به گام در مقایسه با برابری فرکانس تحریک و میراگر در کاهش پاسخ سازه مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

## ۲. کنترل ارتعاشات سیستم یک درجه آزادی

ابزار نوینی که برای تغییر سختی میراگر به‌صورت پیوسته مورد بررسی قرار می‌گیرد، برگرفته از مقاله قربانی تنها در

سال ۲۰۱۰ م می‌باشد. تغییر سختی بین دو مقدار حداقل و حداکثر از خصوصیات این وسیله محسوب می‌شود. این سختی مشتمل بر آرایشی از فنرها به‌صورت دایره‌ای بوده که با چرخش توسط یک موتور بر روی محور، سبب تغییر در سختی کل مجموعه می‌شود [۹]. همان‌طور که در شکل ۱ ملاحظه می‌شود، انتهای آزاد فنرها به دو حلقه هم‌مرکز متصل است که با چرخش غیرهم‌جهت رینگ‌ها، سختی سیستم قابل تغییر می‌باشد. اگر زاویه فنرها با راستای قائم  $\theta$  و سختی هر یک از آنها  $k^*$  در نظر گرفته شود مقدار سختی معادل برابر  $4k^* \cos^2 \theta$  به‌دست می‌آید (شکل ۱).



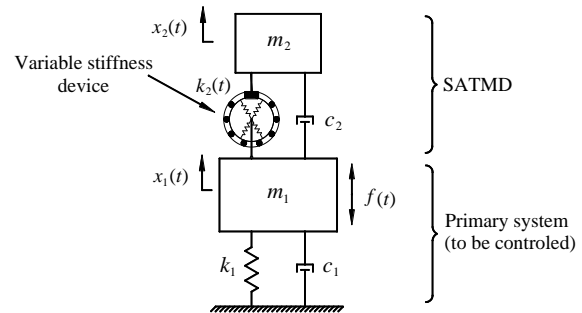
شکل ۱. وسیله‌ای با سختی متغیر؛ پیشنهادی توسط قربانی تنها [۹]

جهت بررسی تأثیر میراگر جرمی نیمه‌فعال معرفی‌شده در جذب ارتعاشات ناشی از ادوات دوار، سیستم یک درجه آزادی متشکل از این وسیله در نظر گرفته می‌شود [۷ و ۹]. با توجه به شکل ۲ معادلات حرکت به‌صورت رابطه ۱ بیان می‌شود. باید توجه داشت که در این رابطه  $m_1$ ،  $c_1$  و  $k_1$  به‌ترتیب بیانگر جرم، میرایی و سختی سیستم اصلی و  $m_2$ ،  $c_2$  و  $k_2$  به‌ترتیب جرم، میرایی و سختی وابسته به زمان میراگر جرمی نیمه‌فعال می‌باشند. همچنین  $x_1$  و  $x_2$  تغییر مکان سیستم اصلی و میراگر و  $f(t)$  نیروی وارد بر سیستم اصلی است که به‌صورت رابطه ۲ بیان می‌شود [۷]. در این رابطه  $\alpha$ ،  $r$ ،  $m$  و  $\omega_{max}$  به‌ترتیب نمایانگر جرم دوار، خروج از مرکزیت، شتاب زاویه‌ای جرم دوار و فرکانس عملکرد می‌باشد. همچنین  $t_{acc}$  زمان نهایی شتاب زاویه‌ای است.

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1(t) + (c_1 + c_2) \dot{x}_1(t) - c_2 \dot{x}_2(t) + (k_1 + k_2)x_1(t) - k_2 x_2(t) = f(t) \\ m_2 \ddot{x}_2(t) - c_2 \dot{x}_1(t) + c_2 \dot{x}_2(t) - k_2 x_1(t) + k_2 x_2(t) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

$$f(t) = \begin{cases} mr \left( (\alpha t)^2 \sin\left(\frac{\alpha t^2}{2}\right) - \alpha \cos\left(\frac{\alpha t^2}{2}\right) \right) & t < t_{acc} \\ mr \omega_{max}^2 \sin\left(\omega_{max}(t - t_{acc}) + \frac{\omega_{max}^2}{2\alpha}\right) & t \geq t_{acc} \end{cases} \quad (2)$$

هر لحظه و با استفاده از محیط سیمولینک<sup>۷</sup> بسته نرم‌افزاری متلب<sup>۸</sup> می‌توان پاسخ سازه را معین کرد. چوندر میراگر جرمی با سختی ثابت رفتار بهینه لزوماً با برابری فرکانس تحریک و میراگر حاصل نمی‌شود، در مورد میراگر جرمی با سختی متغیر نیز این برابری، پاسخ بهینه را به دست نمی‌دهد. لذا در ادامه روش تنظیم گام به گام ارائه می‌گردد.



شکل ۲. سیستم یک درجه آزادی همراه با میراگر جرمی نیمه‌فعال

#### ۴. روش تنظیم گام به گام<sup>۹</sup>

برای حل معادلات حرکت رابطه ۱ می‌توان از فضای حالت<sup>۱۰</sup> بهره برد. بدین طریق مطابق مجموعه روابط ۵ می‌توان پارامترهای هر سیستم چند درجه آزادی را برحسب مقادیر ورودی تعیین کرد [۱۲]. در این صورت با تقسیم تحریک اعمال شده به  $N+1$  گام زمانی مجموعه روابط ۵ را خواهیم داشت.

به طوری که در مجموعه روابط ۵ پارامترهای  $\mathbf{A}$ ،  $\mathbf{B}$ ،  $\mathbf{z}_{j+1}$ ،  $\Delta t$  و  $\mathbf{f}_j$  به ترتیب بردار حالت<sup>۱۱</sup> در مرحله  $j+1$  ام، ماتریس سیستم<sup>۱۲</sup>، گام زمانی، ماتریس کنترل<sup>۱۳</sup> (یا ماتریس ورودی) و بردار ورودی<sup>۱۴</sup> در مرحله  $j$  ام است. همچنین  $\mathbf{M}$ ،  $\mathbf{K}$ ،  $\mathbf{C}$  و  $n$  نیز به ترتیب ماتریس وزن، سختی، میرایی و تعداد جملات لازم برای تعریف ماتریس  $e^{\mathbf{A}\Delta t}$  می‌باشند. مطابق رابطه مذکور، پارامترهای هر مرحله برحسب پارامترهای مرحله قبل و مشخصات دینامیکی سیستم بیان می‌شود. بنابراین در میراگر جرمی با سختی متغیر در هر لحظه ماتریس  $\mathbf{A}$  که بیانگر مشخصات دینامیکی سیستم است، تغییر می‌کند. بدین ترتیب مجموعه روابط ۵ به صورت روابط ۶ اصلاح می‌شوند.

#### ۳. الگوریتم تنظیم میراگرهای جرمی نیمه‌فعال

با توجه به اینکه فرکانس نیروی وارد بر سیستم اصلی معین است و با این فرض که هیچ‌گونه نوسان داخلی و خارجی وجود ندارد، بر مبنای استراتژی کنترل حلقه باز<sup>۶</sup> می‌توان فرکانس میراگر جرمی را منطبق بر فرکانس نیروی خارجی در نظر گرفت [۱۱]؛ اما در عمل سختی میراگر بین دو سطح حداقل ( $k_{min}$ ) و حداکثر ( $k_{max}$ ) محدود است. لذا سختی میراگر برگرفته از مأخذ [۱۰] به صورت رابطه ۳ تعریف می‌شود:

$$k_2(t) = \max\{k_{min}, \min[k_{max}, m_2 \omega(t)^2]\} \quad (3)$$

به طوری که در این رابطه فرکانس تحریک در زمان‌های کمتر از  $t_{acc}$  به صورت خطی و در زمان‌های بیشتر از آن به صورت ثابت در نظر گرفته می‌شود (رابطه ۴).

$$\omega(t) = \begin{cases} \alpha t & t < t_{acc} \\ \omega_{max} = \alpha t_{acc} & t \geq t_{acc} \end{cases} \quad (4)$$

بدین ترتیب از برابری فرکانس میراگر و فرکانس تحریک و در نتیجه معلوم‌بودن سختی میراگرهای جرمی نیمه‌فعال در

$$\mathbf{z}_{j+1} = e^{\mathbf{A}\Delta t} \mathbf{z}_j + \mathbf{A}^{-1}(e^{\mathbf{A}\Delta t} - \mathbf{I})\mathbf{B}\mathbf{f}_j, \quad j = 0 : N \quad (5\text{-الف})$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix} \quad (5\text{-ب})$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1} \end{bmatrix} \quad (5\text{-ج})$$

$$e^{\mathbf{A}\Delta t} = \mathbf{I} + (\mathbf{A}\Delta t) + \frac{1}{2!}(\mathbf{A}\Delta t)^2 + \dots + \frac{1}{n!}(\mathbf{A}\Delta t)^n \quad (5\text{-د})$$

$$\mathbf{z}_{j+1} = e^{\mathbf{A}_j\Delta t} \mathbf{z}_j + \mathbf{A}_j^{-1}(e^{\mathbf{A}_j\Delta t} - \mathbf{I})\mathbf{B}_j\mathbf{f}_j, \quad j = 0 : N \quad (6\text{-الف})$$

$$\mathbf{A}_j = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}_j & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} \end{bmatrix} \quad (6\text{-ب})$$

$$e^{\mathbf{A}_j\Delta t} = \mathbf{I} + (\mathbf{A}_j\Delta t) + \frac{1}{2!}(\mathbf{A}_j\Delta t)^2 + \dots + \frac{1}{n!}(\mathbf{A}_j\Delta t)^n \quad (6\text{-ج})$$

مطالب عنوان شده، با انتخاب جابه‌جایی سیستم اصلی به‌عنوان شاخص کنترلی و حداقل کردن آن، می‌توان سختی میراگر جرمی را در هر مرحله تعیین کرد. البته باید به این نکته اشاره کرد که در هر گام میراگر قادر به تغییر سختی در یک محدوده خاص است و بنابراین سختی هر گام نسبت به گام قبل حداکثر می‌تواند یک مقدار ثابت تغییر کند؛ بدین منظور فرض می‌شود که سختی در هر گام در بازه‌ای بین سختی مرحله قبل و جمع آن با ثابت تغییرات سختی ( $\Delta k$ ) است؛ همچنین همان‌طور که ذکر شد، سختی میراگر بین دو مقدار  $k_{\min}$  و  $k_{\max}$  قرار دارد.

$$J_{j+1} = x_1^{j+1} \quad (9\text{-الف})$$

$$k_2^j = \min J_{j+1} \quad (9\text{-ب})$$

$$\max(k_2^{j-1}, k_{\min}) \leq k_2^j \leq \min(k_2^{j-1} + \Delta k, k_{\max}, m_2 \omega_{\max}^2(t)) \quad (9\text{-ج})$$

که در این رابطه  $J_{j+1}$  شاخص کنترلی و  $x_1^{j+1}$  جابه‌جایی سیستم اصلی در گام زمانی  $j+1$  می‌باشد. بدین ترتیب با جایگذاری سختی به‌دست آمده در هر گام از مجموعه روابط ۹ در روابط ۶، ۷ و ۸، مؤلفه‌های پاسخ سیستم اصلی و میراگر شامل جابه‌جایی، سرعت و شتاب تعیین می‌گردد و مقدار به‌دست آمده به‌عنوان بردار ورودی برای گام بعد

بدین منظور برای سیستم یک درجه آزادی نمایش داده‌شده در شکل ۲ ماتریس سختی در گام  $j$  ام به‌صورت رابطه ۷ می‌باشد:

$$\mathbf{K}_j = \begin{bmatrix} k_1 + k_2^j & -k_2^j \\ -k_2^j & k_2^j \end{bmatrix} \quad (7)$$

به‌طوری‌که در این رابطه  $k_2^j$  سختی میراگر جرمی در مرحله  $j$  ام است. بنابراین طبق روابط ۶-ب و ۶-ج در هر مرحله با توجه به معلوم‌بودن سایر پارامترها، ماتریس  $\mathbf{A}_j$  به‌صورت تابعی چندجمله‌ای از متغیر  $k_2^j$  می‌باشد. لذا براساس رابطه ۶-الف تمامی مؤلفه‌های پاسخ اعم از جابه‌جایی و سرعت به‌صورت تابع چندجمله‌ای از  $k_2^j$  بیان می‌گردد. این امر در رابطه ۸ به‌وضوح ملاحظه می‌گردد:

$$\mathbf{z}_{j+1} = \{g_i(k_2^j)\}, \quad i = 1 : 4, \quad j = 0 : N \quad (8)$$

با توجه به رابطه ۸، جابه‌جایی و سرعت سیستم اصلی و میراگر جرمی به‌صورت تابعی از سختی میراگر در هر مرحله می‌باشد. لذا با تعریف یک شاخص برحسب پارامترهای مذکور و حداقل کردن آن، می‌توان سختی در هر مرحله را تعیین و پارامترهای جابه‌جایی و سرعت را در همان مرحله بیان نمود. به‌عنوان مثال می‌توان جابه‌جایی سیستم اصلی را به‌عنوان شاخصی جهت تعیین سختی به‌کار برد. براساس

عمل می‌کند. با ادامه این روند سختی بهینه و مؤلفه‌های پاسخ در هر گام محاسبه می‌گردد.

## ۵. مدل‌سازی و نتایج عددی

براساس مطالب عنوان‌شده در قسمت‌های قبل، نتایج حاصل از تساوی فرکانس میراگر جرمی نیمه‌فعال و فرکانس تحریک با روش تنظیم گام به گام مورد محاسبه و ارزیابی قرار گرفتند. مقادیر پارامترهای به‌کار رفته در مدل‌سازی و ارزیابی در جدول ۱ قابل مشاهده است [۹]. در این جدول براساس مطالب ذکرشده  $k_{\min}$  و  $k_{\max}$  به ترتیب بیانگر  $\theta_{\max} = 82.3^\circ$  و  $\theta_{\min} = 20.4^\circ$  می‌باشد که وسیله تغییر سختی به‌کار رفته قادر به تغییر زاویه در این دو محدوده است. در شکل ۳، جابه‌جایی سیستم اصلی و میراگر جرمی نیمه‌فعال در حالات استفاده از روش برابری فرکانس تحریک و میراگر و روش تنظیم گام به گام با در نظر گرفتن مقادیر  $\Delta t = 0.001s$  و  $\Delta k = 123 N/m$  نشان داده می‌شود. همچنین در شکل‌های ۴ و ۵ سرعت و شتاب سیستم اصلی و میراگر جرمی ملاحظه می‌گردد. همان‌طور که در شکل‌های ۳، ۴ و ۵ مشاهده می‌شود، روش تنظیم گام به گام سبب کاهش چشمگیر بیشینه پاسخ در برابر تحریک انتخابی شده است. اما انتخاب بیشینه پاسخ سیستم اصلی به‌عنوان معیاری برای مقایسه دو روش تنظیم میراگر، ملاک مناسبی نمی‌باشد. از این‌رو جذر میانگین مربعات<sup>۱۵</sup> پاسخ تغییر مکان، سرعت و شتاب سیستم اصلی برای ارزیابی کارایی روش تنظیم گام به گام در مقایسه با روش برابری فرکانس تحریک و میراگر مورد

توجه قرار می‌گیرد. این معیار به‌صورت رابطه ۱۰ بیان می‌شود:

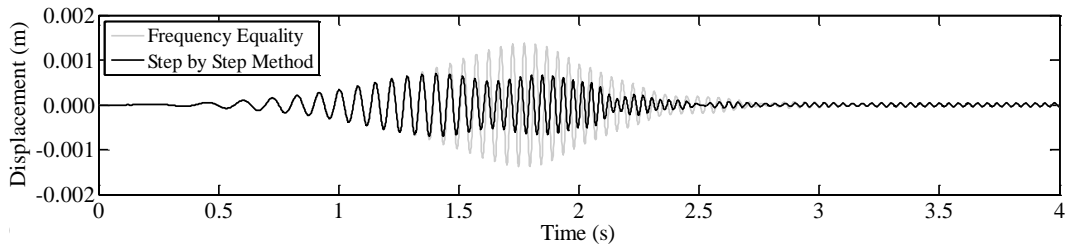
$$RMS(\cdot) = \sqrt{\frac{1}{t_f} \int_0^{t_f} [\cdot]^2 dt} \quad (10)$$

به‌طوری‌که در این رابطه  $t_f$  بیانگر زمان اتمام بارگذاری (۴ ثانیه) می‌باشد. خلاصه نتایج به‌دست آمده در جدول‌های ۲ و ۳ ملاحظه می‌شود. براساس جدول ۲ بیشینه جابه‌جایی سیستم اصلی در روش تنظیم گام به گام حدود ۴۹ درصد نسبت به برابری فرکانسی کاهش می‌یابد. همچنین کاهش در بیشینه سرعت و شتاب سیستم اصلی توسط این روش ۴۹ و ۴۲ درصد می‌باشد. به‌علاوه، استفاده از روش تنظیم گام به گام در مقایسه با روش برابری فرکانس تحریک و میراگر به ترتیب کاهشی به میزان ۳۹، ۴۰ و ۳۹ درصد در RMS جابه‌جایی، سرعت و شتاب سیستم اصلی نشان می‌دهد.

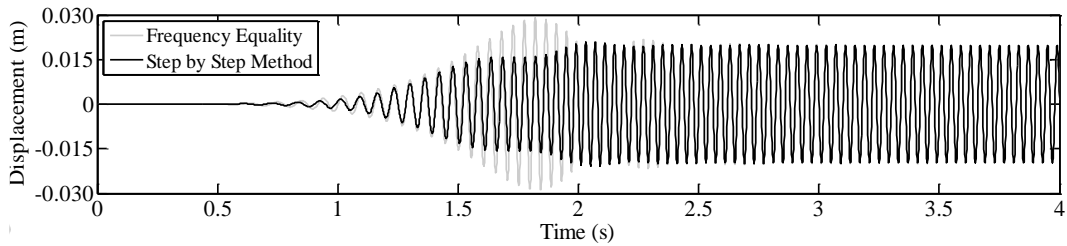
در شکل‌های ۶ و ۷ سختی و میزان دوران ابزار تغییر سختی، به‌دست آمده از روش‌های تنظیم گام به گام و برابری فرکانس تحریک و میراگر نشان داده می‌شود. همان‌طور که در شکل ۶ ملاحظه می‌گردد، سختی محاسبه‌شده توسط روش تنظیم گام به گام روندی مشابه روش برابری فرکانس تحریک و میراگر دارد و در نقاطی بیشتر از سختی حالت برابری فرکانسی است و در نقاطی کمتر از آن می‌باشد و به عبارتی در نقاطی سخت‌تر و در نقاطی نرم‌تر عمل می‌کند؛ با این‌وجود سبب کاهش پاسخ سیستم اصلی در مقایسه با روش برابری فرکانس تحریک و میراگر شده است.

جدول ۱. پارامترهای به‌کار برده شده برای جرم اصلی، میراگر جرمی و تحریک وارد شده [۹]

جرم اصلی	میراگر جرمی با سختی متغیر (SATMD)	تحریک
$m_1 = 100 \text{ kg}$ $k_1 = 2.5 \times 10^4 \pi^2 \text{ N/m}$ $c_1 = 500\pi \text{ N.s/m}$	$m_2 = 5 \text{ kg}$ $k_{\min} = 28672 \text{ N/m}$ $k_{\max} = 140493 \text{ N/m}$ $k^* = 40 \text{ kN/m}$ $c_2 = 0.5\pi \text{ N.s/m}$	$m = 1 \text{ kg}$ $r = 0.1 \text{ m}$ $\alpha = 25\pi \text{ rad/s}^2$ $\omega_{\max} = 50\pi$ $t_{\max} = 2.0 \text{ s}$

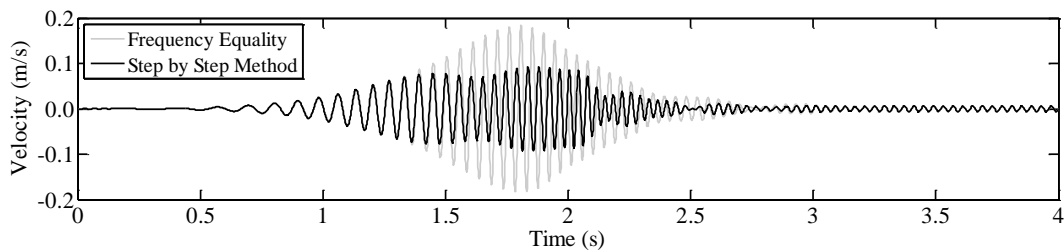


(الف)

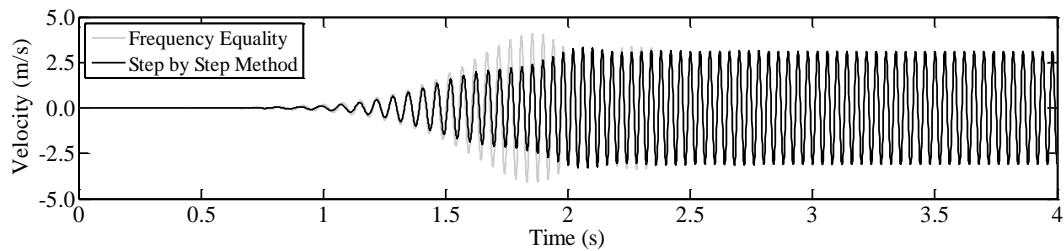


(ب)

شکل ۳. مقایسه روش های تنظیم گام به گام و برابری فرکانس تحریک و میراگر برای جابه‌جایی  
الف) سیستم اصلی، ب) میراگر

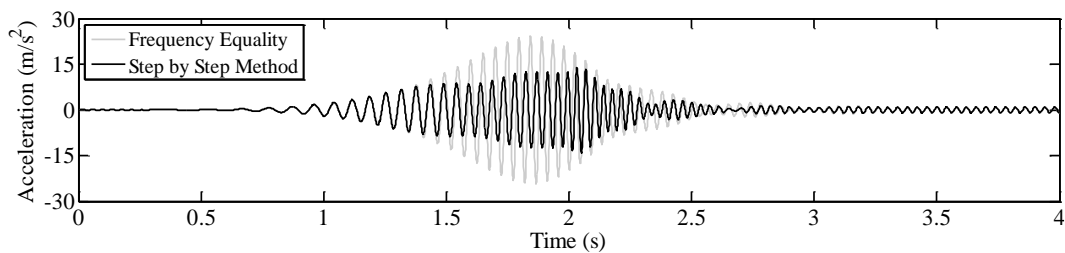


(الف)

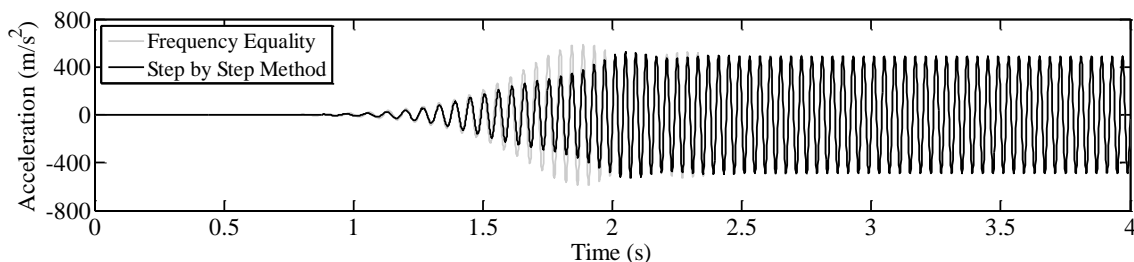


(ب)

شکل ۴. مقایسه روش های تنظیم گام به گام و برابری فرکانس تحریک و میراگر برای سرعت  
الف) سیستم اصلی، ب) میراگر



(الف)



(ب)

شکل ۵ مقایسه روش‌های تنظیم گام به گام و برابری فرکانس تحریک و میراگر برای شتاب  
الف) سیستم اصلی، ب) میراگر

جدول ۲. مقادیر بیشینه و RMS پاسخ سیستم اصلی به دست آمده از روش‌های تنظیم گام به گام و برابری فرکانس تحریک و میراگر

روش تنظیم	مقادیر بیشینه پاسخ			مقادیر RMS پاسخ		
	$\max(x_i)$	$\max(\dot{x}_i)$	$\max(\ddot{x}_i)$	$\text{RMS}(x_i)$	$\text{RMS}(\dot{x}_i)$	$\text{RMS}(\ddot{x}_i)$
	(m)	(m/s)	(m/s <sup>2</sup> )	(m)	(m/s)	(m/s <sup>2</sup> )
برابری فرکانس	0.00138	0.1834	24.161	0.00037	0.0472	6.024
گام به گام	0.00071	0.0934	14.114	0.00023	0.0281	3.677

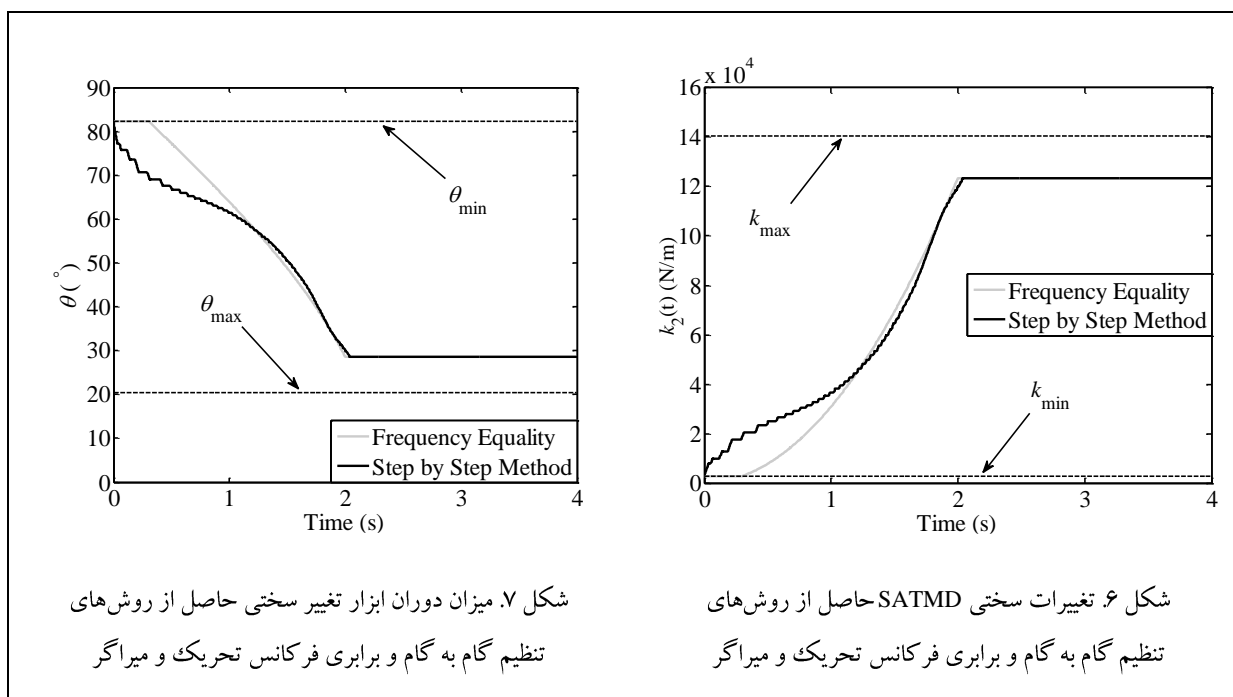
جدول ۳. مقادیر بیشینه و RMS پاسخ میراگر به دست آمده از روش‌های تنظیم گام به گام و برابری فرکانس تحریک و میراگر

روش تنظیم	مقادیر بیشینه پاسخ			مقادیر RMS پاسخ		
	$\max(x_i)$	$\max(\dot{x}_i)$	$\max(\ddot{x}_i)$	$\text{RMS}(x_i)$	$\text{RMS}(\dot{x}_i)$	$\text{RMS}(\ddot{x}_i)$
	(m)	(m/s)	(m/s <sup>2</sup> )	(m)	(m/s)	(m/s <sup>2</sup> )
برابری فرکانس	0.0289	4.087	588.77	0.0118	1.783	272.04
گام به گام	0.0208	3.312	526.31	0.0109	1.678	259.71

## ۶. نتیجه‌گیری

بهره‌گیری از میراگرهای جرمی نیمه‌فعال با سختی متغیر تاثیر چشمگیری در کاهش ارتعاشات وارد بر سازه دارد. برای تنظیم این نوع از میراگرها می‌توان از برابری فرکانس تحریک وارده و فرکانس میراگر استفاده نمود. اما از این برابری، الزاماً جواب بهینه حاصل نمی‌شود. در این مقاله روش تنظیم گام به گام به‌عنوان روشی جدید برای تنظیم میراگرهای جرمی نیمه‌فعال با سختی متغیر مورد بررسی قرار گرفت. در روش ارائه‌شده با استفاده از فضای حالت در هر گام، مؤلفه‌های پاسخ به‌صورت تابعی از سختی بیان شده و با حداقل کردن تغییر مکان سیستم اصلی، سختی

میراگر تعیین گردید. با انجام روند پیشنهادی، برتری روش گام به گام در کاهش ارتعاشات سیستم اصلی نسبت به روش برابری فرکانس‌ها به اثبات رسید. نتایج حاکی از آن است که در برخی لحظات سختی میراگر می‌تواند از سختی به‌دست آمده از روش برابری فرکانس‌ها کمتر باشد و در عین حال برای سیستم اصلی و میراگر تغییر مکان کمتری به‌دست آید. این کاهش در بیشینه تغییر مکان، سرعت و شتاب سیستم اصلی به ترتیب برابر ۴۹، ۴۹ و ۴۲ درصد می‌باشد. به‌علاوه، RMS جابه‌جایی، سرعت و شتاب سیستم اصلی با کاهش ۳۹، ۴۰ و ۳۹ درصد روبرو شدند.



## ۷. مأخذ

- [1] Frahm, H. "Device for damping vibrations of bodies." US patent No. 989958, October 30, 1909.
- [2] Den Hartog, J.P. *Mechanical Vibrations*, New York: McGraw Hill Inc., 1956.
- [3] Nagarajaiah, S. "Adaptive passive, semiactive, smart tuned mass dampers: Identification and control using empirical mode decomposition, Hilbert transform, and short-term Fourier transform." *Structural Control and Health Monitoring* 16, (2009):800-841.



- [4] Chang, J.C. H., T.T. Soong. "Structural control using active tuned mass dampers." *Journal of the Engineering Mechanics Division* 106, (1980):1091-1098.
- [5] Hrovat, D., M. Rabins. "Semi-active versus passive or active tuned mass dampers for structural control." *Journal of Engineering Mechanics* 109, (1983):691-705.
- [6] Pinkaew, T., Y. Fujino. "Effectiveness of semi-active tuned mass dampers under harmonic excitation." *Engineering Structures* 23, (2001):850-856.
- [7] Walsh, P. L., J.S. Lamancusa. "A variable stiffness vibration absorber for minimization of transient vibrations." *Journal of Sound and Vibration* 158, (1992):195-211.
- [8] Nagarajaiah, S. "Structural vibration damper with continuously variable stiffness." US patent No. 6,098,969, August 8, 2000.
- [9] Ghorbani-Tanha, A.K. "Development of a novel semi-active tuned mass damper for vibration control of structures." *5<sup>th</sup> World Conference on Structural Control and Monitoring*, Tokyo, Japan, July 12-14 (2010).
- [10] Ghorbani-Tanha, A.K., M. Rahimian, A. Noorzad. "A novel semiactive variable stiffness device and its application in a new semiactive tuned vibration absorber." *Journal of Engineering Mechanics* 137, (2011):390-399.
- [11] Ogata, K. *Modern control engineering*, New Jersey: Academic Press, Prentice Hall, 2010.
- [12] Connor, J.J. *Introduction to Structural Motion Control*, Prentice Hall, 2002.

پی نوشت

- 
1. tuned mass damper (TMD)
  2. Herman Frahm
  3. Jacob Pieter Den Hartog (1901 – 1989)
  4. active tuned mass damper
  5. semi-active tuned mass damper
  6. open loop control
  7. SIMULINK<sup>®</sup>
  8. MATLAB<sup>®</sup>
  9. step by step tuning method
  10. state space
  11. state vector
  12. system matrix
  13. control matrix
  14. input vector
  15. root- mean- Square