

طراحی میراگر جرمی بر پایه مفهوم سختی موهومی

فرید کردی^۱، جواد علامتیان^{۲*}

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۳/۰۳/۰۱ پذیرش مقاله: ۱۳۹۴/۱۱/۱۴	در این تحقیق، شیوه‌ای نو برای کنترل سازه‌ها بر اساس طراحی مناسب میراگر جرمی تنظیم شده (Tuned Mass Damper یا TMD)، ارائه می‌شود. این فرآیند در دسته‌بندی روش‌های غیرفعال جا دارد و رابطه‌سازی آن بر پایه اصول دینامیک سازه‌ها انجام می‌پذیرد. طراحی پیشنهادی برای میراگر جرمی با رابطه‌سازی پاسخ پایدار سازه و ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی آغاز می‌شود. رابطه صریح ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی به یک معادله غیرخطی منجر می‌شود که با حل آن، سه پاسخ برای سختی میراگر جرمی به دست می‌آید. با استفاده از اصول دینامیک سازه‌ها، مناسب‌ترین پاسخ برای سختی میراگر جرمی ارائه می‌شود. این پاسخ موهومی است و نشانگر وجود میرایی است. بر اساس این رابطه‌سازی، مقدارهای طراحی نوینی برای جرم، سختی و میرایی میراگر جرمی به دست می‌آید. سنجش شیوه جدید پیشنهادی در دو حالت تحلیلی و عددی انجام می‌پذیرد. نتایج تحلیلی و عددی نشان می‌دهد، طراحی میراگر جرمی بر پایه شیوه پیشنهادی کارایی الگوریتم کنترل سازه را نسبت به دیگر روش‌های متداول، افزایش می‌دهد، به گونه‌ای که نوسان‌های سازه در مدت کوتاه‌تری از بین می‌روند.
واژگان کلیدی: کنترل غیرفعال، میراگر جرمی تنظیم‌شده، سختی مختلط.	

۱- مقدمه

راهکارهای زیادی برای مهار نوسان‌های سازه توسط پژوهشگران ارائه شده است که در دو دسته جا می‌گیرد؛ نخستین شیوه ایجاد سختی مناسب برای تحمل بارهای جانبی است. در این روش، جذب انرژی توسط خود سازه انجام می‌شود، به گونه‌ای که سازه با تغییرشکل‌های ناخطی انرژی ناشی از بارهای دینامیکی را از بین می‌برد. استفاده از این روش، اقتصادی نیست.

دومین راهکار، پایش نوسان‌های سازه است، به گونه‌ای که انرژی ناشی از بارهای جانبی توسط ابزار پایشی مناسب جذب می‌شود. با این شیوه، پاسخ دینامیکی سازه کاهش می‌یابد و طراحی سازه اصلی بهینه می‌شود. این سامانه‌ها در سه دسته جا دارند: غیرفعال، فعال و نیمه‌فعال. سامانه‌های پایشی غیرفعال، ابزارهایی هستند که کارمایه را از سازه اصلی به خود (بخش غیرسازه‌ای)، منتقل می‌کنند و سبب از بین رفتن آن می‌شوند. این سامانه‌ها به کارمایه

خارجی نیاز ندارند و ویژگی‌های آن‌ها ثابت است. به همین دلیل نمی‌توان سامانه‌های غیرفعال را به صورت هوشمند، تنظیم و مشخصات آن‌ها را اصلاح کرد.

در سامانه‌های پایشی فعال، نوسان‌های سازه با نیروهای خارجی کنترل می‌شوند، به گونه‌ای که نیروهای پایشی متناسب با پاسخ سازه تغییر می‌کنند. در سامانه‌های پایشی نیمه‌فعال به سازه نیرو وارد نمی‌شود. در این حالت، با صرف کارمایه بسیار کم، ضریب میرایی یا سختی ابزار پایشی در هر لحظه تغییر می‌کند و موجب کاهش هرچه بیشتر نوسان‌های سازه می‌شود [۱]. میراگر جرمی تنظیم‌شده نمونه‌ای از شیوه‌های کنترل غیرفعال است. شکل (۱-الف) یک سازه یک درجه آزادی را نشان می‌دهد که تحت تأثیر بار دینامیکی $P(t)$ قرار دارد. برای کنترل نوسان‌های سازه، یک جرم و سختی به سامانه اضافه می‌شود (شکل (۱-ب))، به گونه‌ای که این سامانه اضافه‌شده بتواند با انتقال کارمایه از سازه اصلی به خود، نوسان‌های سازه را کاهش دهد.

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: alamatian@mshdiau.ac.ir

۱. کارشناس ارشد سازه

۲. استادیار گروه عمران، دانشگاه آزاد اسلامی واحد مشهد

سختی و میرایی در سامانه میراگر جرمی است. بر این اساس، طراحی پیشنهادی برای میراگر جرمی با معرفی مفهوم سختی مختلط و رابطه‌سازی پاسخ پایدار سازه و ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی آغاز می‌شود. رابطه صریح ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی به یک معادله غیرخطی منجر می‌شود که با حل آن، سه پاسخ برای سختی میراگر جرمی به دست می‌آید. با استفاده از اصول پایه‌ای دینامیک سازه‌ها، مناسب‌ترین پاسخ برای سختی میراگر جرمی ارائه می‌شود. این پاسخ موهومی است و نشانگر وجود میرایی. با استفاده از این رابطه‌سازی، مقدارهای طراحی جدیدی برای جرم، سختی و میرایی میراگر جرمی به دست می‌آید. سنجش شیوه پیشنهادی نیز در دو حالت تحلیلی و عددی انجام می‌پذیرد.

۲- سختی موهومی و تحلیل مودال

در این مطالعه، رابطه‌سازی پیشنهادی بر پایه مفهوم سختی مختلط استوار است. از این رو، نخست مفهوم سختی موهومی ارائه می‌شود. معادله تعادل دینامیکی سازه یک درجه آزادی با میرایی مستقل از فرکانس، تحت اثر بار هارمونیک، به صورت زیر است [۱۴]:

$$\begin{cases} m\ddot{u} + \frac{\eta k}{\omega}\dot{u} + ku = P(t) \\ P(t) = 1e^{i\omega t} = \cos \omega t + i \sin \omega t \end{cases} \quad (2)$$

در اینجا، m جرم، k سختی، ω فرکانس بار و u تغییر مکان سامانه است. با توجه به تابع نیروی هارمونیک $P(t)$ ، پاسخ حالت پایدار سامانه به صورت زیر به دست می‌آید:

$$u = Ae^{i\omega t}; \rightarrow \dot{u} = i\omega u \quad (3)$$

جای‌گذاری رابطه (۳) در (۲) به معادله زیر منجر می‌شود:

$$m\dot{u} + k(1 + i\eta)u = P(t) \quad (4)$$

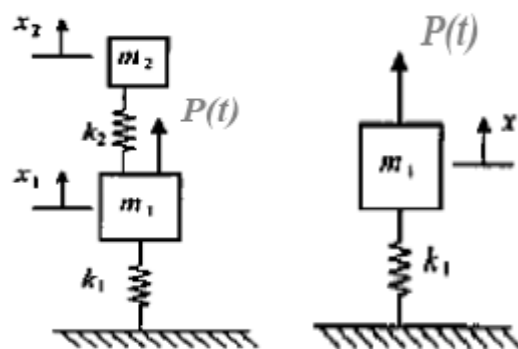
جمله $k(1 + i\eta)$ در رابطه (۴)، هر دو کمیت سختی و ضریب میرایی را سازه را در برمی‌گیرد که به‌عنوان سختی مختلط سامانه نیز شناخته می‌شود [۱۴]. به‌عبارت دیگر، بخش‌های حقیقی و موهومی این کمیت به ترتیب، سختی و میرایی سازه را نشان می‌دهند [۱۴]. باید دانست، η میرایی مستقل از فرکانس نامیده می‌شود. در ادامه، میراگر جرمی، بر پایه سختی موهومی معرفی شده، طراحی می‌شود.

برای انجام رابطه‌سازی، معادله تعادل دینامیکی سازه پایش‌شده با میراگر جرم (رابطه (۱))، در نظر گرفته

معادله نوسان دستگاه به‌دست‌آمده به صورت زیر است:

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P(t) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (1)$$

در رابطه (۱)، k_1 و k_2 ، به ترتیب، سختی سازه اصلی و سختی میراگر جرمی، کمیت‌های m_1 و m_2 به ترتیب، جرم سازه اصلی و جرم میراگر جرمی و x_1 و x_2 نیز به ترتیب، تغییر مکان‌های سازه اصلی و میراگر جرمی هستند. هدف این پژوهش، طراحی میراگر جرمی (تعیین کمیت‌های k_2 و m_2) به گونه‌ای است که نوسان‌های سازه اصلی در کوتاه‌ترین زمان از بین بروند.



الف-سازه اصلی ب-سازه اصلی با میراگر جرمی

شکل ۱: الگوی مکانیکی میراگر جرمی

طرح اولیه میراگر جرمی توسط فراهم انجام شد. در این الگو، سازه اصلی و میراگر جرمی، هر دو بدون میرایی هستند [۲]. سپس، اورموندروید و هارتوگ با اتصال میراگر لزوج به میراگر جرمی، نتایج بهتری به دست آوردند [۳]. واربرتون و همکارانش، با فرض میرایی برای سامانه اصلی مقادیر بهینه را برای مشخصات میراگر جرمی ارائه کردند [۴]. [۵]. در ادامه، واربرتون مشخصات بهینه میراگر جرمی را برای ترکیب پاسخ‌های مختلف در جداولی ارائه کرد [۶]. در پژوهش‌های بعدی میراگر جرمی سازه چند درجه آزادی با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی عددی طراحی شد [۷ و ۸]. سپس، میراگر جرمی چندگانه معرفی شد، به طوری که استفاده از آن سبب افزایش کارایی سامانه پایشی می‌شود [۹، ۱۰ و ۱۱]. هادی و ارفیادی مکان قرارگیری و مشخصات بهینه چند میراگر جرمی را با استفاده از الگوریتم ژنتیک بررسی کردند [۱۲]. در ادامه، زلیتی و همکارانش، با بیشینه‌کردن کارمایه جذب‌شده توسط میراگر جرمی و کمینه‌سازی کارمایه جنبشی سازه، مشخصات بهینه میراگر جرمی را به دست آوردند [۱۳].

هدف این پژوهش به‌دست‌آوردن مقدارهای مناسب جرم،

خودداری و تنها نتایج آن ارائه می‌شود. برای انجام این کار، نخست رابطه (۸) به صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$D_1 + D_2 - \frac{p}{k_1} D_{mf} = 0 \quad (9)$$

رابطه (۹)، یک معادله غیرخطی است که می‌توان با حل آن پاسخ‌هایی برای سختی میراگر جرمی به دست آورد. به سخن دیگر، در رابطه (۹) همه کمیت‌ها به جز سختی میراگر جرمی معلوم فرض می‌شوند. در نتیجه، سختی میراگر جرمی از حل معادله (۹)، به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\begin{cases} k_2^{(1)} = m_2 \times \omega^2 - \frac{m_2^2 \times \omega^4 \times D_{mf}}{k_1(1-D_{mf}) + \omega^2 \times D_{mf} \times (m_1 + m_2)} \\ k_2^{(2)} = \frac{\left(k_1(m_1 \times m_2 - m_2^2 + 2(-m_1 \times m_2^3)^{\frac{1}{2}}) \right)}{(m_1 + m_2)^2} \\ k_2^{(3)} = \frac{-\left(k_1(m_1 \times m_2 - m_2^2 + 2(-m_1 \times m_2^3)^{\frac{1}{2}}) \right)}{(m_1 + m_2)^2} \end{cases} \quad (10)$$

روشن است، معادله (۹)، سه ریشه برای سختی میراگر جرمی در دسترس قرار می‌دهد. اکنون، باید پاسخ مناسب برای سختی میراگر جرمی از میان این ریشه‌ها انتخاب شود. این کار با ارائه معیارهایی انجام می‌پذیرد. معیارهای پیشنهادی برای سنجش ریشه‌ها، بر پایه اصول دینامیک سازه‌ها استوارند. در ادامه این معیارها ارائه می‌شوند.

معیار اول: پاسخ مناسب برای سختی میراگر جرمی، پاسخی است که مستقل از فرکانس بار دینامیکی باشد. به سخن دیگر، طراحی میراگر جرمی برای تمام فرکانس‌های بار، به نتیجه یکسانی منجر شود. در نتیجه، ریشه $k_2^{(1)}$ که به فرکانس بار دینامیکی وابسته است، مناسب نیست.

معیار دوم: پاسخ‌های $k_2^{(2)}$ و $k_2^{(3)}$ ، مختلط هستند.

همان‌گونه که در بخش ۲ اشاره شد، سختی موهومی در دینامیک سازه‌ها پذیرفتنی است. به سخن دیگر، پاسخ‌های مختلط برای سختی میراگر جرمی نشان می‌دهند که میراگر جرمی دارای سختی و میرایی مستقل از فرکانس است. در اینجا، قسمت‌های حقیقی و موهومی ریشه‌های $k_2^{(2)}$ و $k_2^{(3)}$ ، به ترتیب، سختی و میرایی مستقل از فرکانس میراگر جرمی را ارائه می‌دهند. این پاسخ‌ها موجب کاهش ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی سامانه اصلی می‌شوند و از پدید آمدن شرایط تشدید جلوگیری می‌کنند. باید دانست، ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی به دست آمده از این دو ریشه یکسان است.

معیار سوم: سختی سازه پایدار مثبت است. به سخن دیگر،

می‌شود. پاسخ این معادله دیفرانسیل با روش تحلیل مودال به دست می‌آید. معادله‌های نوسان برای سازه یک درجه آزادی پایش شده در فضای مودال به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\begin{aligned} & \phi^{iT} \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \phi^i \begin{pmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{pmatrix} + \\ & \phi^{iT} \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \phi^i \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \end{pmatrix} = \quad (5) \\ & \phi^{iT} \begin{pmatrix} p e^{i\omega t} \\ 0 \end{pmatrix} \quad i = 1, 2 \end{aligned}$$

در این دستگاه معادلات، ϕ^i و ϕ^{iT} به ترتیب، بردار شکل نوسان i ام سامانه پایش شده و ترانزاده آن هستند. q_1 و q_2 ، نیز به ترتیب، تابع‌های جابه‌جایی مودهای اول و دوم هستند. با توجه به رابطه (۵) مقدارهای تابع‌های جابه‌جایی مودها به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$q_1 = D_1 * e^{i\omega t} \quad (6)$$

$$q_2 = D_2 * e^{i\omega t}$$

در این رابطه D_1 و D_2 ، به ترتیب، دامنه جابه‌جایی مودهای اول و دوم هستند و از تحلیل مودال به صورت رابطه‌هایی از کمیت‌های سازه و میراگر جرمی در دسترس قرار می‌گیرند. در نتیجه، تابع‌های تغییر مکان سازه اصلی (x_1) و میراگر جرمی (x_2) به دست می‌آیند:

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \Phi \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \end{pmatrix} = \Phi \begin{pmatrix} D_1 * e^{i\omega t} \\ D_2 * e^{i\omega t} \end{pmatrix} \quad (7)$$

در اینجا، Φ ماتریس شکل نوسان دستگاه دو درجه آزادی شکل (۱) - ب است. رابطه (۷) تابع پاسخ پایدار سازه اصلی و میراگر جرمی را در دسترس قرار می‌دهد. در ادامه، میراگر جرمی با شیوه پیشنهادی طراحی می‌شود.

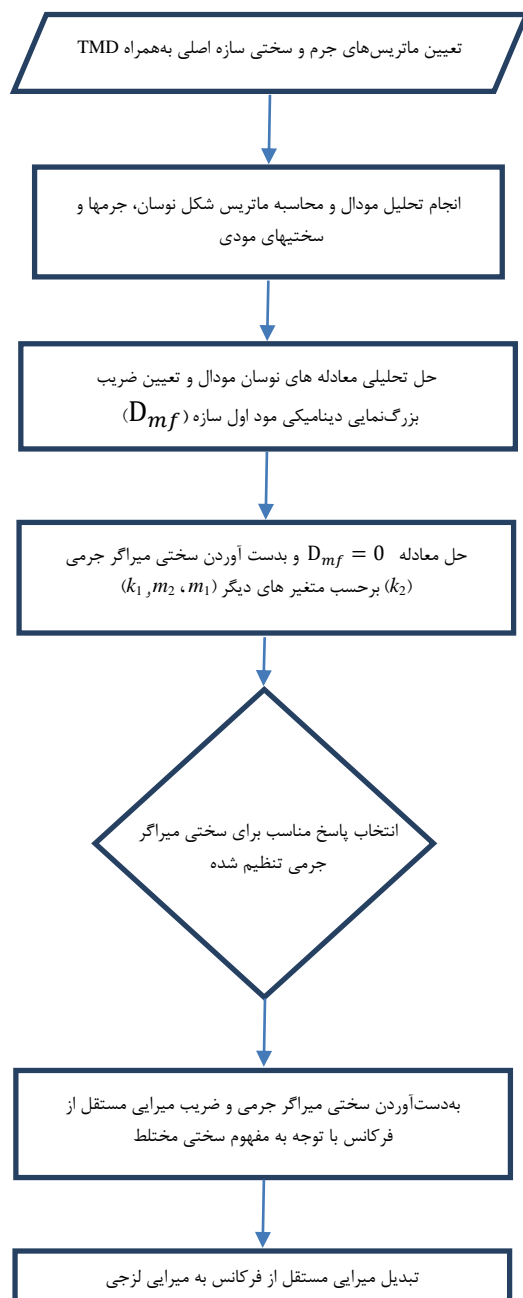
۳- روش پیشنهادی برای طراحی میراگر جرمی

اصل کلی در طراحی میراگر جرمی این است که جابه‌جایی سازه اصلی به صفر نزدیک شود ($x_1 \rightarrow 0$). این کار، با معرفی کمیت ضریب بزرگ‌نمایی (D_{mf})، دینامیکی آغاز می‌شود:

$$x_1 = (D_1 + D_2) \times e^{i\omega t} \rightarrow D_{mf} = \frac{D_1 + D_2}{p/k_1} \quad (8)$$

باید دانست، رابطه ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی (D_{mf})، با شیوه تحلیل مودال و استفاده از نرم‌افزار متلب، به صورت صریح و برحسب کمیت‌های سازه اصلی، میراگر جرمی و بار دینامیکی، در دسترس قرار می‌گیرد. پاسخ به دست آمده برای D_{mf} ، بسیار طولانی است، بنابراین از نوشتن آن

رابطه‌سازی پیشنهادی، که از تحلیل ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی به دست آمد، کمیت‌های جدیدی را برای جرم و میرایی میراگر جرمی ارائه داد. شکل (۲) نمودار جریان رابطه‌سازی پیشنهادی را برای طراحی میراگر جرمی نشان می‌دهد.



شکل ۲: نمودار جریان رابطه‌سازی پیشنهادی

نتیجه رابطه‌سازی پیشنهادی به‌همراه دیگر روش‌های متداول طراحی میراگر جرمی در جدول ۱ درج شده است. باید دانست، مقدارهای سختی و میرایی جدول ۱ بر پایه سازه یک درجه آزادی نامیرا به دست آمده است [۱۳]. چنانچه، سازه دارای چندین درجه آزادی باشد، می‌توان از

سختی منفی سبب ناپایداری سازه می‌شود. این معیار برای انتخاب پاسخ مناسب از میان ریشه‌های $k_2^{(2)}$ و $k_2^{(3)}$ ، مورد استفاده قرار می‌گیرد. برای انجام این کار، ریشه‌های مختلط $k_2^{(2)}$ و $k_2^{(3)}$ ، به بخش‌های حقیقی و موهومی جدا می‌شوند:

$$\begin{cases} k_2^{(2)} = \frac{k_1 \times m_2 (m_1 - m_2)}{(m_1 + m_2)^2} + \frac{2k_1 (m_1 \times m_2^3)^{\frac{1}{2}}}{(m_1 + m_2)^2} i \\ k_2^{(3)} = \frac{-k_1 \times m_2 (m_1 - m_2)}{(m_1 + m_2)^2} - \frac{2k_1 (m_1 \times m_2^3)^{\frac{1}{2}}}{(m_1 + m_2)^2} i \end{cases} \quad (11)$$

با بررسی ریشه‌های $k_2^{(2)}$ و $k_2^{(3)}$ در رابطه (۱۱) می‌توان دریافت، سختی و میرایی، میراگر جرمی در ریشه $k_2^{(3)}$ منفی است، پس این پاسخ نیز مناسب نیست. با فرض $(m_1 > m_2)$ ، ریشه $k_2^{(2)}$ ، شرایط همه معیارهای بالا را برآورده می‌سازد و به‌عنوان پاسخ رابطه‌سازی پیشنهادی برای طراحی میراگر جرمی به کار می‌رود. به سخن دیگر، استفاده از ریشه $k_2^{(2)}$ ، به طرح پیشنهادی برای میراگر جرمی می‌انجامد. با توجه به مفهوم سختی مختلط، ریشه مناسب به‌صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$k_2^{(2)} = k_2(1 + i\eta) \quad (12)$$

بنابراین، می‌توان نوشت:

$$\begin{cases} k_2 = \frac{k_1 \times m_2 (m_1 - m_2)}{(m_1 + m_2)^2} \\ k_2 \eta = \frac{2k_1 (m_1 \times m_2^3)^{\frac{1}{2}}}{(m_1 + m_2)^2} \end{cases} \quad (13)$$

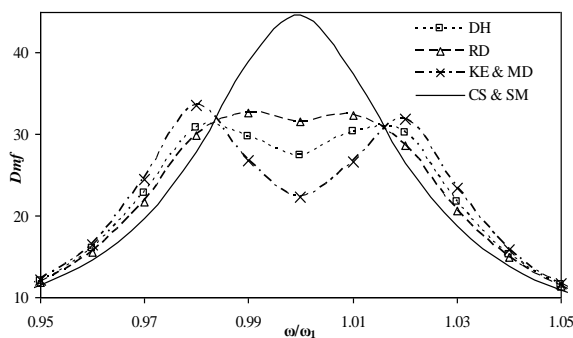
با معرفی کمیت نسبت جرمی μ ، به‌صورت $\mu = \frac{m_2}{m_1}$ در رابطه (۱۳)، مقدارهای سختی و ضریب میرایی مستقل از فرکانس میراگر جرمی به دست می‌آید:

$$\begin{cases} \eta = \frac{2\mu^{3/2}}{\mu(1-\mu)} \\ k_2 = \frac{k_1 \mu(1-\mu)}{(1+\mu)^2} \end{cases} \quad (14)$$

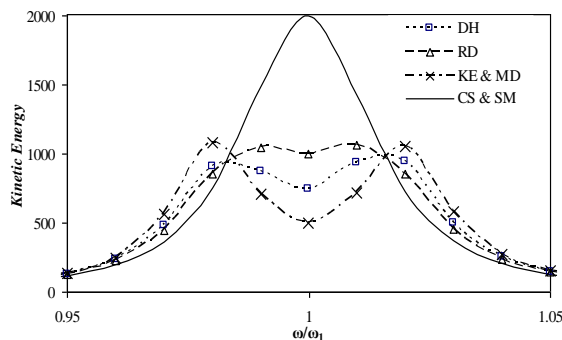
روشن است، برای هر مقدار جرم میراگر جرمی m_2 ، می‌توان از رابطه (۱۴)، کمیت‌های ضریب میرایی مستقل از فرکانس (η)، و سختی (k_2)، را برای میراگر جرمی به دست آورد. ضریب میرایی به‌دست‌آمده از این رابطه‌سازی مستقل از فرکانس است. برای معادل‌سازی این ضریب با نسبت میرایی لزجی (ξ)، از رابطه زیر استفاده می‌شود [۱۴].

$$\xi \simeq \frac{\eta}{2} \rightarrow \xi \simeq \frac{\mu^{3/2}}{\mu(1-\mu)} \quad (15)$$

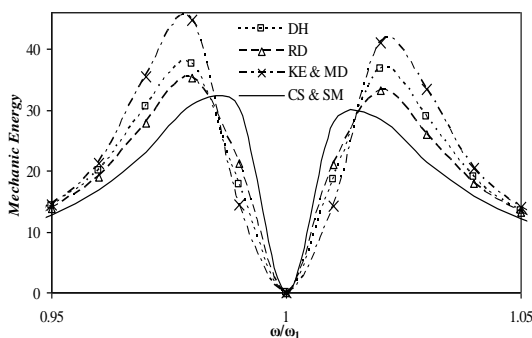
کمتر از دیگر روش‌های موجود است. این شکل‌ها نشان می‌دهند، روش پیشنهادی (CS)، بیشترین کاهش را در این کارمایه‌های جنبشی و مکانیکی سامانه ایجاد می‌کند. شایان توجه است، هدف فرآیندهای کنترل سازه، کاهش کارمایه‌های جنبشی و مکانیکی سامانه اصلی است، به‌گونه‌ای که سبب نزدیکی سازه به وضعیت تعادل استاتیکی خواهد شد. از این رو، کارایی شیوه پیشنهادی بیشتر از دیگر روش‌های موجود است و توانایی مناسبی در نزدیک کردن سازه اصلی به حالت تعادل استاتیکی آن دارد. باید دانست، تنها برای ناحیه بسیار کوچکی در همسایگی فرکانس تشدید ($1.020 < \frac{\omega}{\omega_1} < 0.99$)، کارایی روش پیشنهادی کاهش می‌یابد.



شکل ۳: تغییرات ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی سامانه اصلی



شکل ۴: تغییرات کارمایه جنبشی سامانه اصلی



شکل ۵: تغییرات کارمایه مکانیکی سامانه اصلی

داده‌های مود اول برای طراحی میراگر جرمی استفاده کرد؛ زیرا سهم مود اول در پاسخ دینامیکی سازه‌ها بیشتر از دیگر مودهای نوسان است (مودهای بالا). بنابراین، طراحی میراگر جرمی، بر اساس پاسخ دینامیکی مود اول انجام می‌پذیرد. به سخن دیگر، ویژگی‌های میراگر جرمی (میرایی و سختی) به‌گونه‌ای تعیین می‌شوند که سامانه کنترلی بتواند پاسخ مود اول را کاهش دهد. باید دانست، برای در نظر گرفتن اثر مودهای بالاتر (دوم، سوم، ...) لازم است از سامانه چند میراگر جرمی استفاده شود. شایان توجه است، اساس طراحی سامانه‌ها با یک میراگر جرمی، استفاده از مود اول نوسان‌ها است. در جدول ۱ برای هر روش، یک نام اختصاری انتخاب شده است. در ادامه، این شیوه‌ها با معیارهای تحلیلی و عددی با یکدیگر مقایسه می‌شوند.

۴- سنجش تحلیلی

برای سنجش تحلیلی روش‌های موجود با شیوه طراحی پیشنهادی (CS)، از سه معیار ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی، کارمایه جنبشی و کارمایه مکانیکی استفاده می‌شود. برای انجام این کار، کمیت‌های نسبت جرمی و سختی سازه نخستین، به صورت زیر فرض می‌شوند:

$$\begin{cases} \mu = 0.002 \\ k_1 = 25000 \text{ N/m} \end{cases} \quad (16)$$

نمودارهای ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی، کارمایه جنبشی و کارمایه مکانیکی (مجموع کارمایه‌های جنبشی و پتانسیل سازه) سامانه اصلی، برای محدوده فرکانسی پیرامون حالت تشدید ($0.95 \leq \omega/\omega_1 \leq 1.05$)، به ترتیب، در شکل‌های (۳)، (۴) و (۵) رسم شده‌اند.

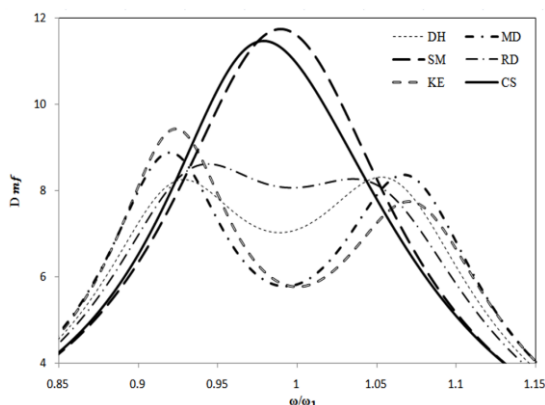
شکل (۵) نشان می‌دهد، در محدوده نسبت فرکانسی $\omega/\omega_1 \leq 0.99$ و $\omega/\omega_1 \geq 1.02$ ، ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی شیوه پیشنهادی (CS)، کمتر از دیگر روش‌های موجود است که کارایی بالای آن را در این محدوده نشان می‌دهد. در محدوده نزدیک حالت تشدید، روش پیشنهادی و شیوه SM، به نتیجه یکسانی منجر می‌شوند. همچنین، با توجه به کم‌تر بودن شیب نمودار در روش پیشنهادی، می‌توان دریافت، پاسخ سازه در این روش حساسیت کمتری نسبت به فرکانس بار دارد.

از سوی دیگر، شکل‌های (۴) و (۵) نشان می‌دهند، برای محدوده نسبت فرکانسی $\omega/\omega_1 \leq 0.99$ و $\omega/\omega_1 \geq 1.02$ ، کارمایه‌های جنبشی و مکانیکی شیوه پیشنهادی

جدول ۱: روش‌های طراحی میراگر جرمی بر پایه الگوهای طراحی گوناگون

نام	مرجع	الگوی طراحی	سختی و میرایی TMD
DH	۱۵، ۳	کمینه جابه‌جایی	$k_2 = \frac{k_1 \mu}{(1+\mu)^2}$ $\xi = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}}$
MD	۱۶، ۶	کمینه مجموع جابه‌جایی فرکانس‌ها	$k_2 = \frac{k_1 \mu}{(1+\mu)^2} \left(\frac{2+\mu}{2} \right)$ $\xi = \sqrt{\frac{\mu(4+3\mu)}{8(1+\mu)(2+\mu)}}$
SM	۱۸، ۱۷	بیشینه پایداری	$k_2 = \frac{k_1 \mu}{(1+\mu)^2}$ $\xi = \sqrt{\frac{\mu}{1+\mu}}$
RD	۱۹	کمینه جابه‌جایی و تغییر مکان نسبی	$k_2 = \frac{k_1 \mu}{(1+\mu)^2}$ $\xi = \sqrt{\frac{\mu}{2(1+\mu)}}$
KE	۶	کمینه کارمایه جنبشی	$k_2 = \frac{k_1 \mu}{(1+\mu)}$ $\xi = \frac{\sqrt{\mu}}{2}$
CS	-	ارزیابی ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی	$k_2 = \frac{k_1 \mu (1-\mu)}{(1+\mu)^2}$ $\xi \approx \frac{\sqrt{\mu}}{1-\mu}$

از روش SM می‌شود. به‌عنوان نمونه، تغییرات ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی برای نسبت جرمی ۰،۳ در شکل (۶) رسم شده است. شکل (۶) نشان می‌دهد، با افزایش نسبت جرمی، کارایی روش پیشنهادی (CS) بیشتر از شیوه SM می‌شود.



شکل ۶: تغییرات ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی با نسبت جرمی ۰،۳

به طور کلی، در نسبت‌های جرمی کوچک، نتایج عددی روش پیشنهادی مشابه شیوه SM خواهد بود. با افزایش نسبت جرمی، کارایی روش CS بیشتر از فن SM می‌شود. در ادامه، کارایی عددی شیوه پیشنهادی، با دیگر فرآیندها مقایسه می‌شود.

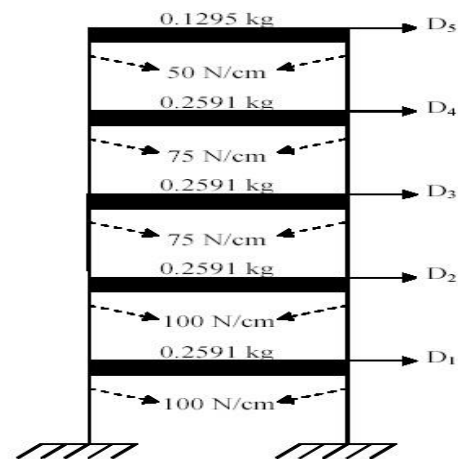
جدول ۲: میرایی و سختی میراگر جرمی برای ساختمان برشی پنج‌طبقه در روش‌های مختلف

نام روش طراحی	میرایی و سختی میراگر جرمی
DH	$k_2 = 0.585701 \text{ N/cm}$ $\xi = 0.0274$
MD	$k_2 = 0.586287 \text{ N/cm}$ $\xi = 0.0223$
SM	$k_2 = 0.585701 \text{ N/cm}$ $\xi = 0.044$
RD	$k_2 = 0.585701 \text{ N/cm}$ $\xi = 0.0316$
KE	$k_2 = 0.586873 \text{ N/cm}$ $\xi = 0.0224$
CS	$k_2 = 0.584530 \text{ N/cm}$ $\xi \approx 0.0448$

نکته دیگری که از این شکل‌ها نمایان می‌شود این است که نتایج روش پیشنهادی (طراحی میراگر جرمی بر پایه ارزیابی ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی)، مشابه الگوی بیشینه پایداری (SM) است. این در حالی است که رابطه سختی و میرایی فرآیند پیشنهادی با شیوه SM متفاوت است (جدول (۱)). دلیل این موضوع را می‌توان در کوچک بودن نسبت جرمی (μ) جست‌وجو کرد. می‌توان نشان داد، با افزایش نسبت جرمی، کارایی فرآیند پیشنهادی CS بیشتر

۵- نمونه عددی

در این بخش، عملکرد روش پیشنهادی با حل نمونه عددی بررسی شده، به گونه‌ای که، کارایی روش پیشنهادی با دیگر فرآیندهای طراحی میراگر جرمی سنجیده می‌شود. برای انجام این کار، نوسان‌های نامیرایی ساختمان برشی پنج طبقه شکل (۷)، که تحت اثر شتاب نگاشت زلزله السنترو قرار دارد، با روش پیشنهادی و دیگر الگوهای موجود کنترل می‌شوند [۲۰].



شکل ۷: ساختمان برشی ۵ طبقه تحت شتاب پایه السنترو

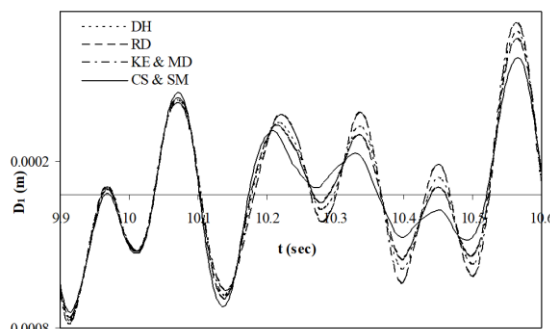
نخست، لازم است میراگر جرمی استفاده شده در این سازه، با روش پیشنهادی و دیگر شیوه‌های جدول ۱، طراحی شود. در اینجا، میرایی و سختی میراگر جرمی با در نظر گرفتن نخستین مود نوسان ساختمان برشی به دست می‌آید. سختی و جرم نخستین مود نوسان این سازه به صورت زیر است:

$$\begin{cases} m_1 = 8.6153 \text{ kg} \\ k_1 = 294.0233 \text{ N/cm} \end{cases} \quad (17)$$

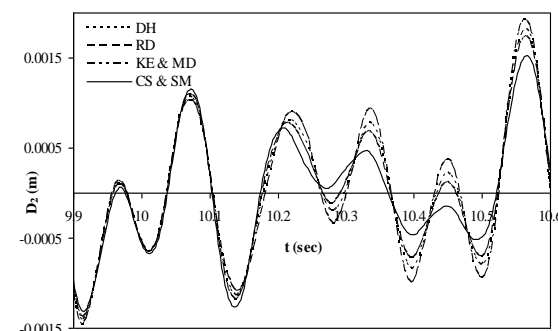
از این مقادیر عددی برای طراحی میراگر جرمی استفاده می‌شود. با فرض نسبت جرمی $\mu = 0.002$ ، میرایی و سختی میراگر جرمی، برای الگوهای طراحی جدول ۱، محاسبه می‌شوند. نتیجه این محاسبات در جدول ۲ درج شده است.

جدول ۲ نشان می‌دهد، سختی محاسبه شده در روش پیشنهادی CS کمتر از دیگر شیوه‌ها است. فلسفه اصلی استفاده از میراگر جرمی، جذب انرژی جنبشی و تبدیل آن به انرژی پتانسیل است. این انرژی پتانسیل توسط میراگر جرمی جذب می‌شود. انرژی پتانسیل جذب شده با توان دوم جابه‌جایی میراگر جرمی رابطه دارد. بنابراین، هر چه سختی

میراگر جرمی کمتر باشد، تغییر مکان آن بیشتر می‌شود. در نتیجه، انرژی جذب شده در میراگر جرمی با نرخ توان دوم افزایش می‌یابد. این موضوع نشان می‌دهد، در روش پیشنهادی که سختی آن کمتر است، انرژی پتانسیل بیشتری توسط میراگر جرمی جذب می‌شود. بنابراین، کارایی روش پیشنهادی بیشتر از دیگر روش‌های موجود خواهد بود. پس از نصب میراگر جرمی بر روی سازه شکل (۷)، یک ساختمان برشی شش طبقه به دست می‌آید که دارای میرایی است. میرایی این سازه از الگوی ریلی پیروی نمی‌کند. در نتیجه، نمی‌توان ساختمان شش طبقه حاصل شده را با شیوه مودال تحلیل کرد. برای حل معادله‌های تعادل دینامیکی سازه شش طبقه، از شیوه‌های عددی استفاده می‌شود. در اینجا، روش نیومارک با شتاب خطی به کار می‌رود [۱۴]. گام زمانی تحلیل 0.005 ثانیه است. شکل‌های (۸)، (۹)، (۱۰)، (۱۱) و (۱۲) به ترتیب، تاریخچه زمانی تغییر مکان طبقه‌های اول، دوم، سوم، چهارم و پنجم را در فاصله زمانی $9/9$ تا $10/6$ ثانیه نشان می‌دهند.



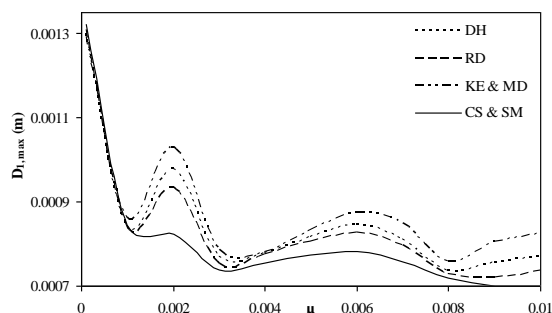
شکل ۸: پاسخ زمانی جابه‌جایی طبقه اول در طرح‌های مختلف



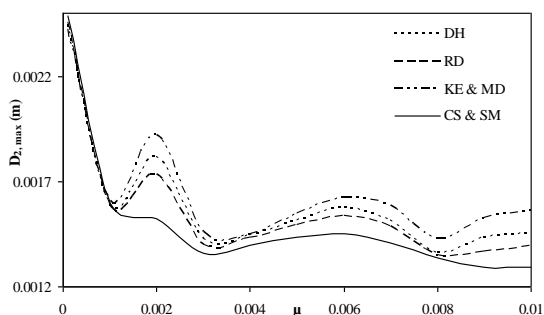
شکل ۹: پاسخ زمانی جابه‌جایی طبقه دوم در طرح‌های مختلف

شکل‌های (۸) تا (۱۲) نشان می‌دهند، طراحی میراگر جرمی با روش پیشنهادی (CS)، سبب کاهش بیشتر نوسان‌های سازه، در مقایسه با دیگر فرآیندها می‌شود. باید دانست، در این نمودارهای تاریخچه زمانی، نسبت جرمی ثابت فرض شده است ($\mu = 0.002$). برای سنجش اثر

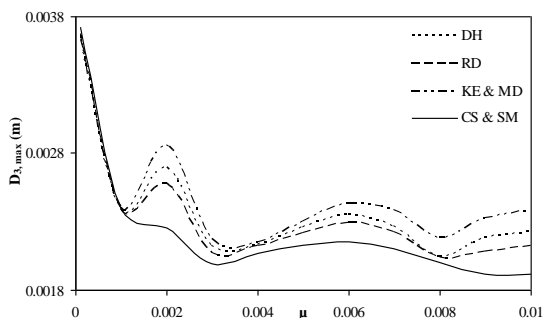
بیشینه طبقات در فرآیندهای پیشینیان (DH, RD, KE) و (MD) با نسبت جرمی، تغییر می‌کند. مقدار این تغییر زیاد است (شکل‌های (۱۳) تا (۱۷))، به‌گونه‌ای که کارایی این شیوه‌ها را به مقدار نسبت جرمی وابسته می‌سازد. در روش پیشنهادی (CS)، این کاستی برطرف شده است و در دامنه وسیعی از نسبت جرمی ($\mu > 0.002$)، تغییر جابه‌جایی بیشینه طبقات اندک است. از این رو، طراحی میراگر جرمی با شیوه پیشنهادی، کارایی میراگر جرمی را افزایش می‌دهد.



شکل ۱۳: جابه‌جایی بیشینه طبقه اول در نسبت‌های جرمی مختلف



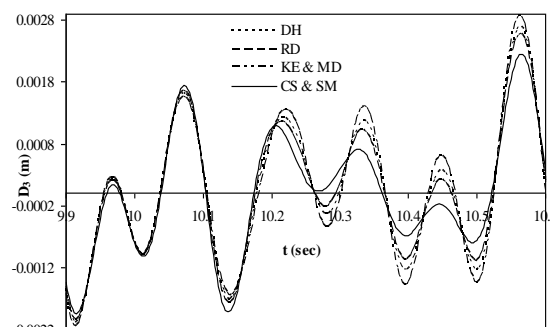
شکل ۱۴: جابه‌جایی بیشینه طبقه دوم در نسبت‌های جرمی مختلف



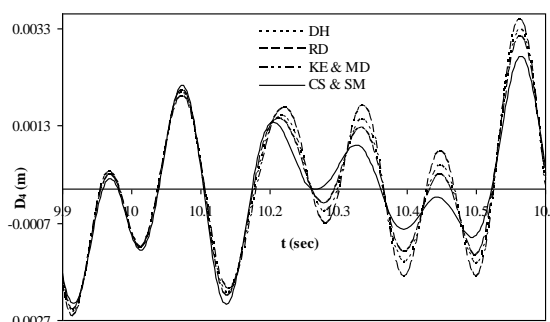
شکل ۱۵: جابه‌جایی بیشینه طبقه سوم در نسبت‌های جرمی مختلف

باید دانست، از آنجا که تحلیل عددی در نسبت‌های جرمی بسیار کوچک انجام شده است ($\mu < 0.01$)، روش پیشنهادی تفاوت اندکی با شیوه SM دارد (شکل‌های (۸) -

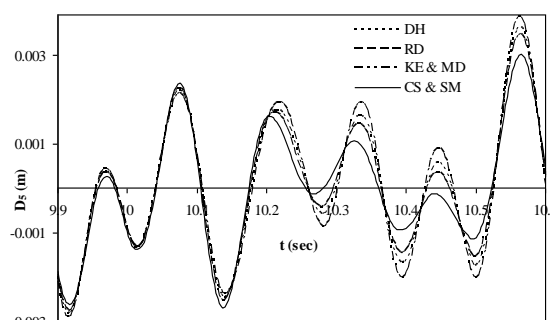
نسبت جرمی در کارایی روش پیشنهادی، نمودارهای جابه‌جایی بیشینه طبقات برای نسبت‌های جرمی مختلف، در شکل‌های (۱۳) تا (۱۷) رسم شده‌اند. جابه‌جایی‌های بیشینه طبقات در محدوده زمانی ۰ تا ۴۵ ثانیه تحلیل دینامیکی به دست آمده‌اند. در این تحلیل‌ها، کمیت نمودار نسبت جرمی، ۰/۰۰۰۰۱ است.



شکل ۱۰: پاسخ زمانی جابه‌جایی طبقه سوم در طرح‌های مختلف



شکل ۱۱: پاسخ زمانی جابه‌جایی طبقه چهارم در طرح‌های مختلف

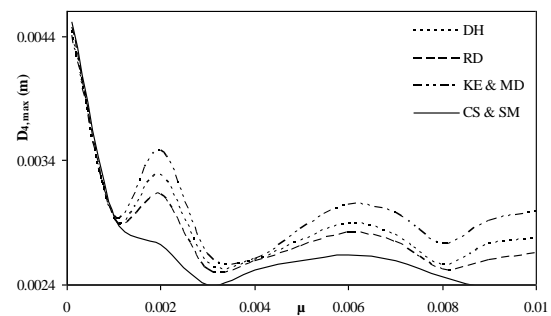


شکل ۱۲: پاسخ زمانی جابه‌جایی طبقه پنجم در طرح‌های مختلف

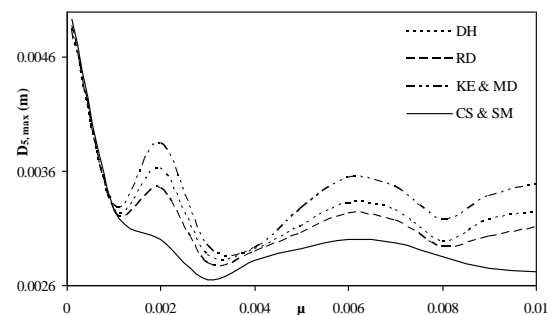
شکل‌های (۱۳) تا (۱۷)، نشان می‌دهند، حساسیت روش پیشنهادی برای طراحی میراگر جرمی (CS)، به کمیت نسبت جرمی (μ)، کمتر از دیگر فرآیندها است. دلیل این موضوع، تغییرات اندک جابه‌جایی بیشینه طبقات سازه در نسبت‌های جرمی مختلف است. به سخن دیگر، جابه‌جایی

وارد شده می‌شود. همچنین، روش پیشنهادی کارایی بسیار مناسبی در همه نسبت‌های جرمی دارد. از سوی دیگر، کنترل نوسان‌های یک سازه نمونه که تحت اثر شتاب پایه زلزله السنترو قرار دارد، نشان می‌دهد کارایی الگوریتم طراحی پیشنهادی (CS)، در کاهش نوسان‌های سازه‌ها بیشتر از دیگر روش‌های متداول است، به گونه‌ای که نوسان‌های سازه نمونه در مدت کوتاه‌تری از بین می‌روند. همچنین، حساسیت شیوه پیشنهادی به عامل نسبت جرمی کمتر از دیگر الگوهای طراحی است. به سخن دیگر، با تغییر نسبت جرمی در روش پیشنهادی CS، کارایی مناسب آن باقی می‌ماند.

(۱۷). همانند بررسی تحلیلی، می‌توان انتظار داشت با افزایش نسبت جرمی، کارایی فرایند پیشنهادی CS بیشتر از فرایند SM شود.



شکل ۱۶: جابه‌جایی بیشینه طبقه چهارم در نسبت‌های جرمی مختلف



شکل ۱۷: جابه‌جایی بیشینه طبقه پنجم در نسبت‌های جرمی مختلف

۶- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، شیوه‌ای نو برای طراحی مناسب میراگر جرمی تنظیم شده ارائه شد. در فرآیند پیشنهادی از اصول پایه‌ای دینامیک سازه‌ها استفاده می‌شود و رابطه‌های پاسخ پایدار سازه و ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی آن، به دست می‌آید. رابطه صریح ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی به یک معادله غیرخطی منجر شد که با حل آن، سه پاسخ برای سختی میراگر جرمی به دست آمد. استفاده از اصول دینامیک سازه‌ها، مناسب‌ترین پاسخ را برای سختی میراگر جرمی ارائه کرد. این پاسخ موهومی، نشانگر وجود میرایی است. بر اساس این رابطه‌سازی، مقدارهای طراحی نوینی برای جرم، سختی و میرایی میراگر جرمی به دست آمد. سنجش شیوه جدید پیشنهادی در دو حالت تحلیلی و عددی انجام گرفت. نتایج تحلیلی نشان می‌دهند، طراحی میراگر جرمی بر پایه شیوه پیشنهادی، سبب کاهش ضریب بزرگ‌نمایی دینامیکی، کارمایه جنبشی و کارمایه مکانیکی سازه در محدوده گسترده‌ای از نسبت‌های فرکانسی بارهای

۷- مراجع

- [1] Connor JJ., "Introduction to Structural Motion Control. Prentice-Hall", Englewood Cliffs, NJ, 2003.
- [2] Frahm H., "Device for damping of bodies", US Patent No: 989,958. 1911.
- [3] Ormondroyd J, Den Hartog JP., "The theory of dynamic vibration absorber", Trans Am Soc Mech Eng, No. 50, 1928, PP. 9-22.
- [4] Warburton GB, Ayorinde EO, "Optimum absorber parameters for simple systems", Earthq Eng and Structl Dyn, No. 8, 1980, PP. 197-217.
- [5] Thompson AG, "Optimum tuning and damping of a dynamic vibration absorber applied to a force excited and damped primary system", J Sound and Vibr, No. 11, 1981, 403-15.
- [6] Warburton GB, "Optimal absorber parameters for various combinations of response and excitation parameters", Earthq Eng and Structl Dyn, No. 10, 1982, pp. 381-401.
- [7] Hadi MNS, Arfiadi Y, "Optimum design of absorber for MDOF structures", J Structl Eng, ASCE, 124(11): 1998, 1272-80.
- [8] Lee CL, Chen YT, Chung LL, Wang YP., "Optimal design theories and applications of tuned mass dampers", Eng Struct, 28(1), 2006, pp. 43-53
- [9] Rana R, Soong TT, 'Parametric study and simplified design of tuned mass dampers', Eng Struct, Yau J-D, 20, 1998, pp.193-204.
- [10] Yang Y-B, "A wideband MTMD system for reducing the dynamic response of continuous truss bridges to moving train loads", Eng Struct, 26, 2004, 1795-807.
- [11] Li C, Qu W, "Optimum properties of multiple tuned mass dampers for reduction of translational and torsional response of structures subject to ground acceleration", Eng Struct, 28, 2006, 472-94.
- [12] Y. Arfiadi a, and M.N.S. Hadi, "Optimum placement and properties of tuned mass dampers using hybrid genetic algorithms ", Int. J. Optim. Civil Eng., 1, 2011, pp.167-187.
- [13] Michele Zilletti, Stephen J. Elliott, Emiliano Rustighi, "Optimization of dynamic vibration absorbers to minimize kinetic energy and maximize internal power dissipation", Journal of Sound and Vibration, 331, 2012, pp. 4093-4100.
- [14] Chopra, A.K., " Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering", Prentice-Hall. 1995.
- [15] O. Nishihara, T. Asami, "Closed-form solutions to the exact optimizations of dynamic vibration absorbers (minimizations of the maximum amplitude magnification factors)", Journal of Vibration and Acoustics, 124, 2002, pp. 576-582.
- [16] Y. Iwata, "On the construction of the dynamic vibration absorber", Japanese Society of Mechanical Engineering 820, 1982, pp.150-152.
- [17] H. Yamaguchi, "Damping of transient vibration by a dynamic absorber", Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Ser. C 54, 1988, pp. 561-568.
- [18] D.W. Miller, E.F. Crawley, B.A. Wards, "Inertial Actuator Design for Maximum Passive and Active Energy Dissipation in Flexible Space Structures", in: Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference American Institute of Aeronautics and Astronautics, Orlando FL, April 1985, pp. 536-544.
- [19] S. Krenk, "Frequency analysis of the tuned mass damper", Journal of Applied Mechanics, 72, 2005, pp. 936-942.
- [20] Alamatian, J., Rezaeepazhand, J., "A simple approach for determination of actuator and sensor locations in smart structures subjected to the dynamic loads", International Journal of Engineering (IJE), 24, 2011, pp. 341-349.