

کنترل نیمه فعال فازی سیستم یک درجه آزاد تحت تحریک ماشین های دوار با استفاده از میراگر جرمی تنظیم شونده

میثم رضانی^۱، اکبر بطهای^۲، سید مهدی زهرائی^{۳*}

^۱ مهندسی زلزله، پژوهشگاه بین المللی زلزله شناسی و مهندسی زلزله

^۲ مهندسی زلزله، دانشگاه تهران، تهران، ایران

^۳ دانشکده عمران، دانشگاه تهران، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۶-۱۲-۲۵

بازنگری: ۱۳۹۷-۰۴-۲۹

پذیرش: ۱۳۹۷-۰۵-۱۸

ارائه آنلاین: ۱۳۹۷-۰۵-۲۹

کلمات کلیدی:

میراگر جرمی نیمه فعال

الگوریتم کنترلی فازی و Ground-hook

ماشین های دوار

تشدید و شبه تشدید

ضربان و شبه ضربان

خلاصه: حرکات ارتعاشی دستگاه های مکانیکی می تواند اثرات نامطلوبی در عملکرد آن ها و سازه هایی که این دستگاه ها روی آن قرار دارند، داشته باشند. با افزایش سرعت زاویه ای این دستگاه ها و نزدیک شدن آن به فرکانس طبیعی سازه، می تواند باعث بروز پدیده هایی هم چون تشدید، شبه تشدید، ضربان و شبه ضربان شود. در تحقیق حاضر برای کاهش پاسخ چنین پدیده های احتمالی، از میراگرهای جرمی به صورت غیرفعال و نیمه فعال استفاده شده است. پارامتر نسبت میرایی میراگر جرمی نیمه فعال از طریق دو استراتژی مختلف سیستم استنتاج فازی و الگوریتم ground-hook، بر اساس پاسخ سازه تخمین زده می شود. نتایج این بررسی نشان می دهد که استفاده از میراگر جرمی نیمه فعال، می تواند عملکرد سیستم غیرفعال را در کاهش جابجایی سیستم، ۲۲٪ تا ۴۷٪ تحت پدیده های مختلف، بهبود دهد. استفاده از سیستم استنتاج فازی در تعیین نسبت میرایی میراگر جرمی می تواند ۱۵٪ تا ۶۱٪ نسبت به الگوریتم ground-hook پاسخ جابجایی سیستم را کاهش دهد. تحلیل های انجام شده برای محدوده ای از فرکانس های بهینه، نشان می دهد که سیستم فازی حساست کمتری نسبت به عدم تنظیم بهینه فرکانس میراگر جرمی دارد.

۱- مقدمه

بارهای مختلف مورد توجه بسیاری از محققین بوده است. به این منظور ابزارهای کنترلی بسیاری مانند ابزارهای کنترل غیرفعال^۱، نیمه فعال^۲ و فعال^۳ توسعه یافته اند. میراگر جرمی تنظیم شونده^۴، از ساده ترین و قابل اعتمادترین ابزارهایی است که برای کنترل ارتعاشات سازه های جدید و قدیمی مورد استفاده قرار گرفته است [۴-۲]. این میراگر جزو دسته میراگرهای غیرفعال محسوب می شود. اجزای تشکیل دهنده این ابزار شامل جرم، فنر و یک میراگر ویسکوز است که به سازه متصل می شوند.

این ابزار تنها هنگامی مؤثر بود که فرکانس طبیعی جاذب ها بسیار

ماشین آلات گوناگونی در صنعت مورد استفاده قرار می گیرند که با توجه به نوع مصارف خاص خود، نیروهای دینامیکی متفاوتی را به درجات آزادی مختلف سازه ای که به آن متصل هستند، وارد می کنند. از این رو پی این گونه سازه ها، علاوه بر بارهای استاتیکی، باید در برابر بارهای دینامیکی این گونه ماشین آلات نیز مقاوم باشند. هم چنین با توجه به اثر نامناسب ارتعاشات روی سلامتی انسان، کاهش دامنه پاسخ های این سازه ها ضروری به نظر می رسد [۱]. اگر این موارد به دقت شناخته نشوند، می توانند سبب اختلال در کارکرد عادی آن ها و حتی باعث بروز خستگی و شکستن قطعات گردند.

در سال های اخیر، کاهش ارتعاشات سازه های مهندسی تحت

* نویسنده عهده دار مکاتبات: mzahrai@ut.ac.ir

- 1 Passive
- 2 Semi-Active
- 3 Active
- 4 Tuned mass damper



افزایش یابد. این ابزار میراگرهای جرمی فعال^۳ نامیده می‌شوند. انرژی لازم برای ایجاد این نیرو از طریق یک منبع خارجی تأمین می‌شود. نظری مفرد و زهرائی [۱۸] از دو میراگر جرمی فعال برای کنترل ارتعاشات دو سازه ۱۰ و ۱۵ طبقه نامنظم که تحت بار زلزله قرار داشتند، استفاده کردند. بررسی‌های آن‌ها نشان داد که حتی برای سازه‌هایی که روی خاک نرم بنا شده‌اند هم استفاده از میراگرهای جرمی فعال عملکرد بهتری نسبت به میراگرهای جرمی غیرفعال دارد. به‌منظور پوشش نقاط ضعف میراگرهای فعال و غیرفعال، ابزارهای کنترل نیمه‌فعال ارائه شده‌است. این ابزار همانند سیستم‌های غیرفعال، تنها انرژی ارتعاشی سازه را جذب می‌کنند و انرژی خارجی را به سیستم وارد نمی‌کنند. بنابراین آن‌ها اثرات ناپایداری احتمالی را بر سازه وارد نمی‌کنند. از سوی دیگر در سیستم‌های کنترل نیمه‌فعال سختی و یا میرایی می‌تواند در زمان اعمال بار تغییر کند تا ضعف‌های سیستم‌های غیرفعال پوشش داده شود. نکته مثبت این ابزار این است که اگر در حین حوادثی قدرت تغییر سختی یا میرایی را از دست دهد، همانند ابزارهای غیرفعال عمل خواهند کرد لذا این ابزار قابلیت اعتماد بالایی دارند [۱۹ و ۲۰].

ژو و چن^۴ [۲۱] توسط کنترل‌کننده خودتنظیم فازی^۵ PID به کنترل ارتعاشات تیرهای انعطاف‌پذیر دورانی پرداختند. آن‌ها توانستند ارتعاشات در راستای طولی را نسبت به کنترل‌کننده‌های قدیمی PID کاهش دهند.

بورتسچر و فلسچر^۶ [۲۲] از یک میراگر جرمی نیمه‌فعال با جرم متغیر برای کنترل ارتعاشات سازه‌ها استفاده کردند. آن‌ها با تغییر جرم میراگر توانستند باند گسترده‌ای از فرکانس‌ها را برای میراگر جرمی مهیا کنند. مونا و همکاران^۷ [۲۳] از یک فنر پیچشی برای ایجاد میراگر جرمی با سختی متغیر استفاده کردند. با تغییر سختی در میراگر جرمی باند فرکانسی گسترده‌ای در حین ارتعاش می‌تواند پوشش داده شود.

بطهایی و همکاران^۸ از ترکیب یک میراگر جرمی و یک میراگر مغناطیسی برای کنترل یک سازه یازده درجه آزادی استفاده نمودند.

نزدیک به فرکانس ارتعاشات بودند، چراکه این ابزار هیچ‌گونه میرایی ذاتی نداشتند. اورماندروید و دن‌هارتوگ^۱ با اتصال میراگری ویسکوز با یک میرایی مشخص به میراگر جرمی، سعی در یافتن نتایج مفید تحت تحریک‌های مختلف با فرکانس‌های متفاوت نمودند [۵]. در استفاده از یک میراگر جرمی، محدودیت‌های ذاتی هم‌چون پوشش باند فرکانسی محدود و همچنین اختلاف میرایی و فرکانس میراگر جرمی تنظیم‌شونده از مقدار بهینه آن وجود دارد. تنظیم نادرست یا مقدار غیر بهینه فرکانس و میرایی می‌تواند به‌طور مؤثری اثربخشی میراگرهای جرمی تنظیم‌شونده را کاهش دهد [۸-۶]. به‌منظور جبران این ضعف، میراگرهای جرمی تنظیم‌شونده چندگانه، که از چندین میراگر جرمی تنظیم‌شونده منفرد تشکیل می‌شود، مورد استفاده قرار گرفت. این میراگرها می‌توانند به دو شکل موازی و سری طراحی و در سازه نصب شوند. هم‌چنین کارایی میراگرهای جرمی تنظیم‌شونده چندگانه در برابر بارهایی نظیر زلزله و عبور عابران پیاده که عدم قطعیت فراوانی دارند نسبت به یک میراگر تنها، افزایش خواهد یافت [۹-۱۱].

به‌منظور سادگی طراحی میراگرهای جرمی چندگانه، محدودیت‌هایی مانند فرض جرم و نسبت میرایی یکسان برای میراگرهای جرمی در نظر گرفته شده می‌شد. در مطالعات بعدی که با چشم‌پوشی از محدودیت‌های طراحی در مورد جرم و میرایی صورت گرفت، بیکر و جانگید^۲ روابط ریاضی صریحی از طریق تکنیک برازش منحنی برای پارامترهای بهینه میراگر جرمی تنظیم‌شونده ارائه نمودند [۱۲].

طراحی بهینه میراگر جرمی تنظیم‌شونده چندگانه عموماً با یک سری فرضیاتی هم‌چون پارامترهای میراگرهای جرمی و هم‌چنین ارتعاش ورودی به سازه همراه بوده‌است. با توجه به تعداد زیاد متغیرهای مسئله در طراحی بهینه و هم‌چنین عدم قطعیت‌های موجود در مسئله، استفاده از روش‌های معمول بهینه‌سازی نیازمند حجم بالایی از محاسبات است؛ بنابراین استفاده از روش‌های جدید بهینه‌سازی مانند الگوریتم ژنتیک، ازدحام ذرات، الگوریتم مورچگان، الگوریتم خفاش و جست‌وجوی هم‌ساز مورد استفاده قرار گرفتند [۱۳-۱۷].

عملکرد میراگر جرمی تنظیم‌شونده با اعمال یک نیروی فعال که بین سازه و میراگر جرمی تنظیم‌شونده اعمال می‌شود، می‌تواند

3 ATMD
4 Zhou and Chen
5 Fuzzy self-tuning PID
6 Hrovat et al.
7 Munoa et al.
8 Bathaei et al.

1 Ormondroyd and Den Hartog
2 Bakre and Jangid

سینوسی است که به آن بار هارمونیک ساده نیز گفته می‌شود. چنین باری در اثر وجود جرم خارج از مرکز در یک ماشین دوار به وجود می‌آید. در شکل ۱ تیر ساده‌ای که در وسط دهانه آن موتور دورانی قرار گرفته است مشاهده می‌شود.

در صورتی که موتوری به جرم m در وسط دهانه تیر ساده‌ای به طول L ، ممان اینرسی I و مدول الاستیسیته E قرار داشته باشد. با فرض جرم خارج از مرکز m' و فاصله خروج از مرکزیت e ، معادله حرکت سیستم مطابق حل زیر محاسبه می‌شود.

همان‌طور که در شکل ۲ مشاهده می‌شود، با دوران جرم m' به اندازه زاویه Ωt ، جابجایی این جرم نسبت به مرکز دوران در راستای قائم، u_1 برابر خواهد بود با:

$$u_1 = e_0 \sin(\Omega t) \quad (1)$$

در نتیجه جابجایی این جرم در راستای قائم نسبت به مبنای معرفی شده در شکل ۱ برابر خواهد بود با:

$$u_1 = u + e_0 \sin(\Omega t) \quad (2)$$

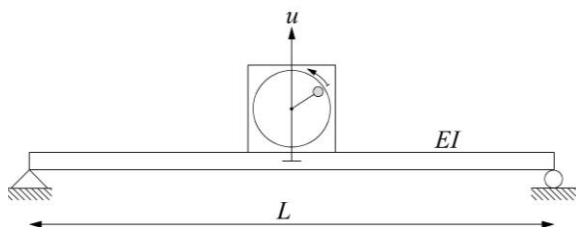
که در رابطه بالا u جابجایی مرکز ماشین دوار نسبت به مبنا می‌باشد. همان‌طور که در شکل ۲ مشاهده می‌شود می‌توان سختی و میرایی تیر ساده را معادل با k و c در نظر گرفت. در این صورت پیکره آزاد دستگاه در شکل ۳ نمایش داده می‌شود.

با توجه به پیکره آزاد رسم شده در شکل ۳ معادله حرکت آن برابر خواهد بود با:

$$(m - m')\ddot{u} + m'\ddot{u}_1 + c\dot{u} + ku = 0 \quad (3)$$

با جایگذاری رابطه ۲ در رابطه ۳ خواهیم داشت:

$$(m - m')\ddot{u} + m'(\ddot{u} - e_0\Omega^2 \sin(\Omega t)) + c\dot{u} + ku = 0 \quad (4)$$



شکل ۱. موتور دورانی در وسط دهانه تیر ساده

Fig. 1. A rotary machine in the middle of a simply supported beam

ولتاژ میراگر مغناطیسی که در هر لحظه از زمان با تصمیم‌گیری سیستم فازی تغییر می‌کند باعث تغییر میرایی و سختی میراگر جرمی می‌شود. این راهکار باعث افزایش بازدهی میراگر جرمی برای باند فرکانسی گسترده‌تری گشت [۲۴].

یکی از چالش‌های کاربرد میراگر جرمی نیمه‌فعال، استفاده از الگوریتم مناسب برای تصمیم‌گیری در مورد سختی یا میرایی آن‌ها است. الگوریتم‌های کنترل بسیاری برای ابزارهای نیمه‌فعال ارائه شده‌است. الگوریتم‌های Skyhook و Groundhook [۲۵-۲۷]، الگوریتم‌های کنترل مبتنی بر Lyapunov [۲۸] و الگوریتم Clipped-optimal [۲۹] برخی از الگوریتم‌های کنترل مورد استفاده برای دستگاه‌های کنترل نیمه‌فعال هستند. هر یک از این استراتژی‌های کنترل مزایا و محدودیت‌هایی بسته به نوع کاربرد و پاسخ مطلوب دارند.

یکی از چالش‌های مهم طراحی میراگرهای جرمی، تنظیم بهینه پارامترهای سختی و میرایی آن‌ها است. با توجه به عدم قطعیت‌های موجود در بارگذاری، این پارامترها می‌توانند از حالت بهینه فاصله گرفته و باعث کاهش عملکرد میراگرها شوند. در این مطالعه به منظور کاستن حساسیت تنظیم پارامترهای میراگر جرمی تنظیم‌شونده در حالت غیرفعال، از میراگر جرمی نیمه‌فعال توسط الگوریتم‌های کنترل Groundhook و فازی برای کنترل ارتعاشات سیستم یک درجه آزادی تحت پدیده‌های شدید، شبه‌شدید، ضربه‌ای و شبه‌ضربه‌ای استفاده شده‌است. در این مطالعه با استفاده از تحقیقات انجام گرفته بر روی کنترل ارتعاشات سازه‌ها سعی در کاهش ارتعاشات ماشین‌آلات صنعتی با موتورهای دوار که نیروهای دینامیکی و پدیده‌های شدید، شبه‌شدید، ضربه‌ای و شبه‌ضربه‌ای را ایجاد می‌کنند شده‌است. با روشن شدن و کاربردی کردن این سیستم‌ها در مقیاس‌های کوچک‌تر همچون ماشین‌های لباس‌شویی که حرکت دورانی آنها باعث ایجاد ارتعاشات در بدنه و سیستم محرک میل‌گردان می‌شود، می‌توان تا حد زیادی از ارتعاشات نامطلوب و مخرب آن‌ها جلوگیری نمود و هم‌چنین عمر مفید آن‌ها را نیز افزایش داد.

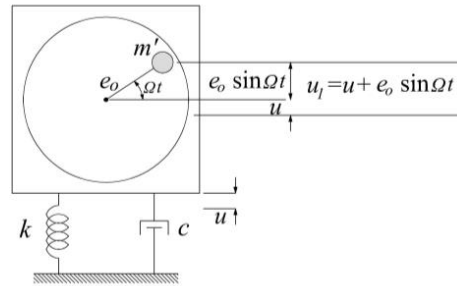
۲- پاسخ سیستم یک درجه آزاد به تحریک ناشی از ماشین‌های دوار

یکی از ساده‌ترین بارگذاری‌های تناوبی، بارگذاری به صورت

که در این رابطه، $\dot{x}_c(t)$ تاریخچه زمانی سرعت افقی سیستم، در حالت کنترل شده و $\dot{x}_u(t)$ تاریخچه زمانی سرعت افقی سیستم، در حالت کنترل نشده می‌باشند.

$$J_3 = \frac{\max |\ddot{x}_c(t)|}{\max |\ddot{x}_u(t)|} \quad (9)$$

که در این رابطه، $\ddot{x}_c(t)$ تاریخچه زمانی شتاب افقی سیستم، در حالت کنترل شده و $\ddot{x}_u(t)$ تاریخچه زمانی شتاب افقی سیستم، در حالت کنترل نشده می‌باشند.



شکل ۲. جابجایی جرم دورانی نسبت به سطح مبنا
Fig. 2. Displacement of rotational mass relative to the reference level

۳-۱- معیارهای مربوط به نرم پاسخها

این دسته، شامل سه معیار J_4 ، J_5 و J_6 می‌باشد که طبق روابط زیر تعریف می‌شوند.

$$J_4 = \frac{\max \|x_c(t)\|}{\max \|x_u(t)\|} \quad (10)$$

$$J_5 = \frac{\max \|\dot{x}_c(t)\|}{\max \|\dot{x}_u(t)\|} \quad (11)$$

$$J_6 = \frac{\max \|\ddot{x}_c(t)\|}{\max \|\ddot{x}_u(t)\|} \quad (12)$$

که در روابط بالا، علامت $\|\cdot\|$ بیان کننده نرم پاسخها است که به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$\|\cdot\| = \sqrt{\frac{1}{t_f} \int_0^{t_f} (\cdot)^2 dt} \quad (13)$$

که در آن t_f مدت زمان انجام تحلیل است.

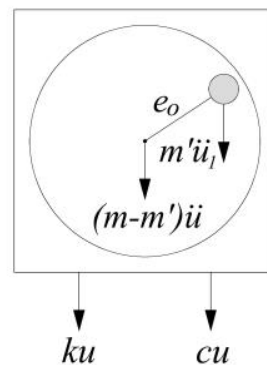
۴- پارامترهای بهینه بر اساس روش دن هارتوگ

در صورتی که حداقل کردن جابجایی به عنوان هدف مورد نظر باشد و سازه بدون میرایی تحت تحریک سینوسی با فرکانس Ω قرار گیرد، پارامترهای بهینه TMD، برای سیستم یک درجه آزاد مطابق روابط زیر بیان می‌گردد [۳۰]:

$$\alpha_{opt} = \frac{1}{1 + \bar{m}} \quad (14)$$

$$\xi_{opt} = \sqrt{\frac{3\bar{m}}{8(1 + \bar{m})}} \quad (15)$$

که α_{opt} بیان گر نسبت فرکانس میراگر جرمی تنظیم شونده در



شکل ۳. نمودار پیکره آزاد ماشین دوار
Fig. 3. The free-body diagram of rotary machine

در نتیجه با تفکیک رابطه ۴ بر حسب جابجایی u خواهیم داشت:

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = m'e_0\Omega^2 \sin(\Omega t) \quad (5)$$

بنابراین نیروی هارمونیک وارد بر دستگاه برابر است با:

$$P(t) = P_0 \sin(\Omega t), \quad P_0 = m'e_0\Omega^2 \quad (6)$$

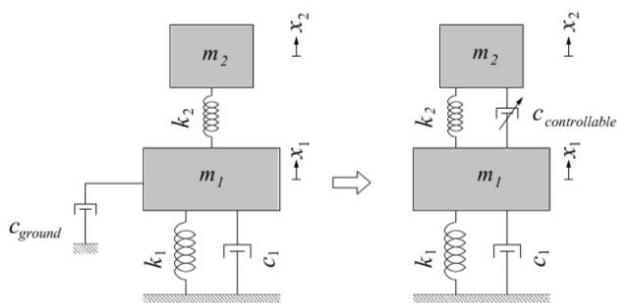
۳- معیارهای مربوط به پیشینه‌ی پاسخها

این دسته، شامل سه معیار J_1 ، J_2 و J_3 می‌باشد که طبق روابط زیر تعریف می‌شوند.

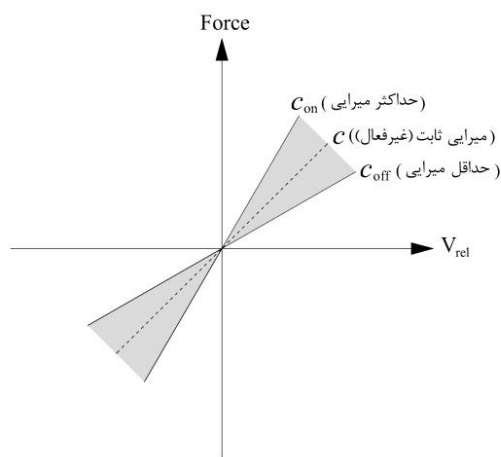
$$J_1 = \frac{\max |x_c(t)|}{\max |x_u(t)|} \quad (7)$$

که در این رابطه، $x_c(t)$ تاریخچه زمانی تغییر مکان افقی سیستم، در حالت کنترل شده و $x_u(t)$ تاریخچه زمانی تغییر مکان افقی سیستم، در حالت کنترل نشده می‌باشند.

$$J_2 = \frac{\max |\dot{x}_c(t)|}{\max |\dot{x}_u(t)|} \quad (8)$$



شکل ۴. مدل ایده آل و معادل کنترل گر groundhook
Fig. 4. Ideal model and equivalent ground hook controller



شکل ۵. منحنی نیرو در برابر سرعت نسبی برای میرایی نیمه فعال
Fig. 5. Force versus velocity curve for semi-active damping

groundhook بر مبنای جابجایی مطابق رابطه زیر صورت می گیرد.

$$\begin{aligned} \text{If } x_1(v_1 - v_2) \geq 0 \quad \text{Then } c_{controllable} &= c_{on} \\ \text{If } x_1(v_1 - v_2) < 0 \quad \text{Then } c_{controllable} &= c_{off} \end{aligned} \quad (18)$$

که در آن v_1 و x_1 به ترتیب سرعت سازه در نقطه ای است که میراگر در آن مکان قرار دارد و v_2 سرعت انتهایی میراگر که به جرم میراگر جرمی متصل شده است. همان طور که در شکل ۶ مشاهده می گردد، چهار موقعیت مختلف برای سازه ممکن است رخ دهد. بخش (الف و ب) این شکل مربوط به حالتی است که سازه و میراگر در حال نزدیک شدن به یکدیگر و بازگشت به حالت تعادل می باشند، در این حالت افزایش نیرو موجب تأخیر در بازگشت به حالت تعادل می شود، بنابراین در این حالت نیرو به کمترین مقدار خود کاهش می یابد. بخش (ج و د) در این شکل مربوط به حالتی است که سازه

حالت بهینه به فرکانس طبیعی سیستم یک درجه آزاد است که بهتر است کمی کوچک تر از یک اختیار شود و ξ_{opt} نسبت میرایی میراگر جرمی در حالت بهینه است. برای سازه هایی که دارای میرایی می باشند، این مقادیر اصلاح می شوند که روابط تجربی آن به صورت زیر می باشد [۳۱]:

$$\bar{\alpha}_{opt} = \alpha_{opt} - (0.241 + 1.7\bar{m} - 2.6\bar{m}^2)\xi_s - (1 - 1.9\bar{m} + \bar{m}^2)\xi_s^2 \quad (16)$$

$$\bar{\xi}_{opt} = \xi_{opt} + (0.13 + 0.12\bar{m} + 0.4\bar{m}^2)\xi_s - (0.01 + 0.9\bar{m} + 3\bar{m}^2)\xi_s^2 \quad (17)$$

که ξ_s نسبت میرایی سیستم چند درجه آزاد است.

۵- الگوریتم کنترل تطبیقی

کنترل گر skyhook می تواند به طور مؤثری ارتعاشات جرم کمکی (TMD) را در کاربردهای سازه های مهندسی کاهش دهد. از سوی دیگر کنترل گر groundhook عملکرد کنترلی مناسبی، در کاهش پاسخ سازه نشان می دهد. اما در عمل میراگر نمی تواند به صورت گیردار به آسمان یا یک قاب غیر متحرک متصل شود. همان طور که در شکل ۴ مشاهده می شود، هدف کنترل گر نیمه فعال groundhook پیروی از حالت ایده آل با استفاده از میراگر STMD واقعی می باشد [۲۷].

در الگوریتم ground-hook نسبت میرایی به دو روش «روشن-خاموش^۱» و «پیوسته^۲» می تواند تعیین شود. همان طور که در شکل ۵ مشاهده می شود، در الگوریتم on-off ground-hook میراگر در دو حد بالا و پایین از نسبت میرایی به صورت گسسته تغییر می کند. تصمیم گیری برای حد بالا یا پایین، بر اساس حاصل ضرب سرعت نسبی دو سر میراگر، در سرعت مطلق یا جابجایی سازه اصلی صورت می پذیرد. در کنترل بر مبنای روش continuous groundhook عملکرد میراگر تنها به مقدار ثابت حد بالا و پایین محدود نمی شود؛ به عبارت دیگر مطابق ناحیه خاکستری در شکل ۵، میراگر می تواند به طور پیوسته در هر حالتی بین این دو مقدار عمل کند.

تصمیم گیری برای تعیین میرایی در الگوریتم on-off

-
- 1 on-off groundhook
 - 2 continuous groundhook

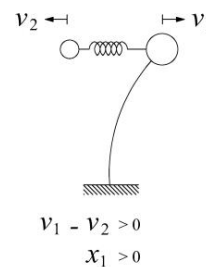
۶- الگوریتم کنترل فازی

کنترل به روش منطق فازی یک روش مؤثر برای تصمیم‌گیری با وجود عدم قطعیت‌ها در سیستم‌های غیرخطی پیچیده است. کنترل فازی می‌تواند به‌جای استفاده از روابط ریاضی پیچیده، با استفاده از متغیرهای زبانی مقادیر ورودی را به مقادیر خروجی ارتباط دهد. تصمیم‌گیری در سیستم استنتاج فازی^۲ در چند مرحله انجام می‌شود. در ابتدا طی فرآیند فازی سازی^۳، مقادیر ورودی که به‌صورت کمی هستند، به مقادیر زبانی تبدیل می‌شوند. این مرحله به کمک توابع عضویت^۴ انجام می‌شود. هر سیستم فازی از مجموعه‌ای از قواعد^۵ اگر-آنگاه تشکیل شده‌است که امکان ایجاد ارتباط بین مقادیر ورودی و خروجی را فراهم می‌کند. در این گام با استفاده از مجموعه قواعد، مقادیر مناسب خروجی با توجه به مقادیر ورودی به‌صورت زبان فازی ارائه می‌شود. در گام آخر به‌منظور کاربردی بودن خروجی‌ها، طی فرآیند فازی زدایی^۶ مقادیر فازی خروجی به مقادیر کمی تبدیل می‌شوند. زمانی در طول ثبت نتایج، ارسال آن به سیستم استنتاج، دستور تغییر میرایی و درنهایت اعمال تغییرات توسط عملگرها اتلاف می‌شود تأخیر زمانی^۷ گفته می‌شود. در این مطالعه مدت‌زمان تأخیر ۰/۰۲ ثانیه در نظر گرفته شده‌است. توابع عضویت و بازه انتخاب این توابع بر اساس آنالیزهای مختلف انجام شده‌است. بدین صورت که با مجموعه‌ای از توابع عضویت، تحلیل اولیه انجام شده و سپس با استفاده از بررسی نتایج، سعی در بهبود بازه انتخاب این توابع شده‌است. علاوه بر این سعی و خطا، تقسیم بازه‌های اختصاصی به توابع عضویت به پاسخ سازه تحت ارتعاشات ورودی نیز وابسته می‌باشد. به عنوان مثال زمانی که بازه پاسخ تغییرمکان بین حداکثر ۲۰- تا ۲۰ سانتی‌متر باشد با در نظر گرفتن توزیع وقوع جابجایی‌ها و سرعت‌ها، بازه‌هایی که تعداد تکرار بیشتری داشته‌باشند، به صورت دقیق‌تر و با فاصله کمتر تقسیم‌بندی می‌شوند. از سوی دیگر جابجایی‌ها و سرعت‌هایی که به ندرت در سازه رخ می‌دهند، نیازی به جزئیات نداشته و تنها با یک تابع عضویت قابل توصیف می‌باشند. با تقسیم فضای ورودی و خروجی، توابع عضویت مطابق شکل‌های ۷ و ۸ تعریف می‌شوند.

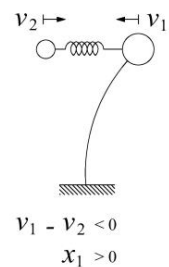
و میراگر در جهات مختلف در حال دور شدن از یکدیگر می‌باشند، در این موقعیت برای جلوگیری از افزایش فاصله سازه و میراگر و هم‌چنین دور شدن از حالت تعادل، بیشترین نیروی میراگر فعال می‌شود. با توجه به رابطه ۱۸ مشاهده می‌گردد که تمام چهار حالت ذکرشده از طریق یک قانون ساده قابل بیان است.

کو و همکاران^۱ با مطالعه بر روی سازه معیار نشان دادند که الگوریتم کنترلی بر مبنای جابجایی نسبت به سایر روش‌های الگوریتم groundhook، بهترین عملکرد را دارد، به همین دلیل در این مطالعه از این روش استفاده شده‌است [۲۷]. مزیت اصلی الگوریتم groundhook نسبت به سایر الگوریتم‌های رایج در کنترل نیمه‌فعال سازه‌ها، این است که پارامترهای کنترل در این الگوریتم به‌صورت مستقیم و با استفاده از قوانین شرطی بسیار ساده تعیین می‌شوند و برای به دست آوردن آن‌ها نیازی به فرآیند سعی و خطا نمی‌باشد. هم‌چنین این الگوریتم توانایی بالایی در کنترل جابجایی و سرعت دارد.

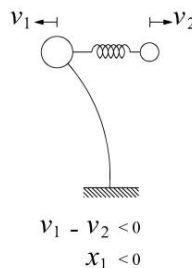
1 Koo et al.



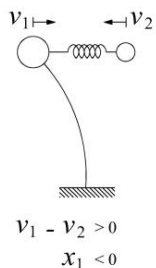
(ج) حداکثر نیروی میراگر



(الف) حداقل نیروی میراگر



(د) حداکثر نیروی میراگر



(ب) حداقل نیروی میراگر

شکل ۶. موقعیت‌های مختلف قرارگیری سازه نسبت به میراگر جرمی
Fig. 6. Different positions of the structure relative to the TMD

- 2 Fuzzy inference system
- 3 Fuzzification
- 4 Membership function
- 5 Rule base
- 6 Defuzzification
- 7 Time delay

درجه آزادی، از حاصل ضرب جرم میراگر در شتاب مطلق آن به دست خواهد آمد. بنابراین برای یک سازه n درجه آزادی خواهیم داشت:

$$[M]_{n \times n} \{\ddot{u}\} + [C]_{n \times n} \{\dot{u}\} + [K]_{n \times n} \{u\} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix}_{n \times 1} \quad (19)$$

که در آن F نیروی ناشی از زلزله است که به هر طبقه وارد می‌شود. به این ترتیب شتاب در نقطه‌ای که میراگر جرمی تنظیم‌شونده قرار داده شده (معمولاً بالاترین تراز سازه) به دست خواهد آمد. بنابراین میراگر جرمی تنظیم‌شونده به‌عنوان یک سیستم یک درجه آزادی با شتاب مطلق که از حاصل جمع شتاب زلزله، شتاب تراز می‌راگر جرمی تنظیم‌شونده در آن قرار دارد و شتاب نسبی میراگر جرمی تنظیم‌شونده تحلیل می‌شود. با وارد کردن نیروی متناظر با میراگر جرمی تنظیم‌شونده به تراز می‌راگر جرمی تنظیم‌شونده، در رابطه ۲۰ ترم نیرو به‌صورت زیر تغییر می‌کند:

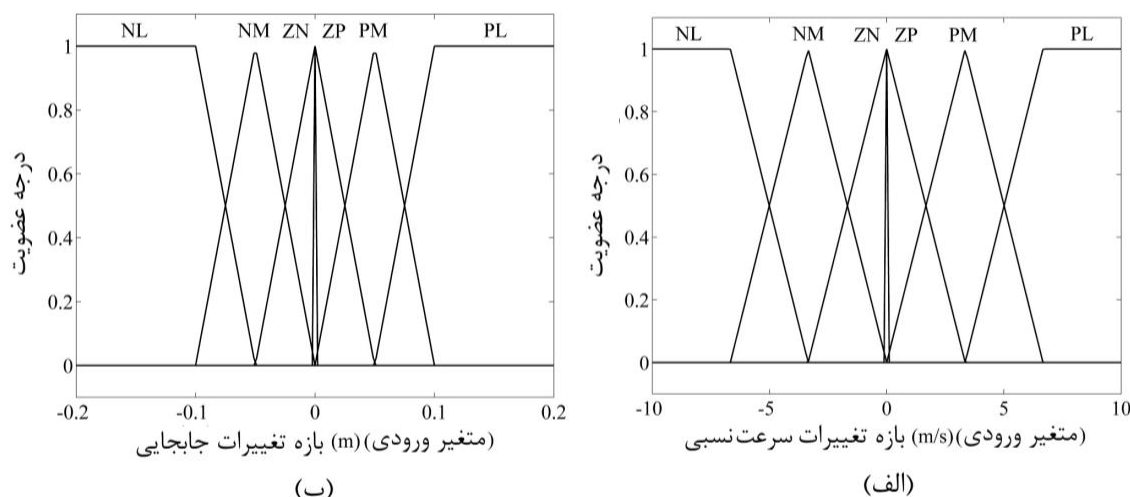
$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n + F_{TMD} \end{Bmatrix}_{n \times 1} \quad (20)$$

در شکل ۹ مدل طراحی شده برای سیستم مجهز به میراگر جرمی

همان‌طور که در شکل‌های ۷ و ۸ مشاهده می‌شود، متغیرهای سرعت نسبی (دو سر میراگر جرمی تنظیم‌شونده) و جابجایی (مکان قرارگیری میراگر جرمی تنظیم‌شونده) به‌عنوان ورودی سیستم فازی و متغیر نسبت میرایی میراگر جرمی تنظیم‌شونده نیمه‌فعال به‌عنوان خروجی سیستم فازی تعریف شده‌اند. هر یک از متغیرهای ورودی از دو تابع عضویت ذوزنقه‌ای و چهار تابع عضویت مثلثی و متغیر خروجی از شش تابع عضویت مثلثی تشکیل شده‌است. بازه مناسب برای متغیرهای ورودی بر اساس پاسخ سیستم مطابق شکل ۷ انتخاب شده‌است؛ همچنین بازه تغییرات نسبت میرایی به‌عنوان پارامتر خروجی بین ۰٪ تا ۲۰٪ در نظر گرفته شده‌است. متغیرهای زبانی اختصاص داده شده به مقادیر ورودی و خروجی به ترتیب در جدول‌های ۱ و ۲ نمایش داده شده‌است.

با توجه به جدول ۳ استنتاج سیستم فازی بر اساس مجموعه‌ای از قواعد که ارتباط بین متغیرهای ورودی و خروجی را بیان می‌کند، انجام می‌شود. منطق به‌کاررفته برای ارائه این قواعد بازگرداندن سیستم اصلی به حالت تعادل است. به عبارتی اگر سیستم اصلی در حال دور شدن از موقعیت تعادل باشد، با افزایش نسبت میرایی، جابجایی سیستم اصلی کاهش خواهد یافت؛ از طرفی اگر سیستم اصلی در حال بازگشت به موقعیت تعادل باشد با کاهش نسبت میرایی، سیستم اصلی با کمترین نیروی مقاوم به موقعیت تعادل بازخواهد گشت.

نیروی متناظر با میراگر جرمی تنظیم‌شونده، برای هر سیستم n

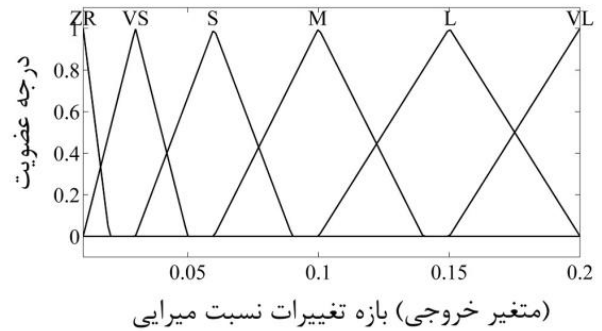


شکل ۷. توابع عضویت متغیرهای سیستم استنتاج فازی. (الف) توابع عضویت متغیر سرعت نسبی دو سر میراگر جرمی (ب) توابع عضویت متغیر جابجایی نام

Fig. 7. Membership functions of the fuzzy logic variables: (a) membership function for relative velocity between two ends of TMD and (b) membership function of the roof displacement

جدول ۲. متغیرهای زبانی اختصاص داده شده به مقادیر خروجی
Table 2. The linguistic variables assigned to output.

متغیر زبانی	نسبت میرایی
ZR	نزدیک صفر
VS	خیلی کوچک
S	کوچک
M	متوسط
L	بزرگ
VL	خیلی بزرگ



شکل ۸. توابع عضویت نسبت میرایی میراگر جرمی تنظیم‌شونده به صورت نیمه فعال

Fig. 8. Membership function of damping ratio of semi-active TMD

جدول ۳. مجموعه قواعد سیستم فازی برای تصمیم‌گیری متغیر خروجی بر اساس متغیر ورودی

Table 3. The fuzzy rule-base for output decision based on inputs.

جابجایی	سرعت نسبی					
	NL	NM	ZN	ZP	PM	PL
NL	VL	VL	VL	ZR	ZR	ZR
NM	L	L	L	ZR	ZR	VS
ZN	M	M	M	VS	VS	S
ZP	S	VS	VS	M	M	M
PM	VS	ZR	ZR	L	L	L
PL	ZR	ZR	ZR	VL	VL	VL

جدول ۱. متغیرهای زبانی اختصاص داده شده به مقادیر ورودی
Table 1. The linguistic variables assigned to inputs.

متغیر زبانی	سرعت نسبی و تغییر مکان
NL	مقادیر بزرگ منفی
NM	مقادیر متوسط منفی
ZN	مقادیر نزدیک به صفر منفی
ZP	مقادیر نزدیک به صفر مثبت
PM	مقادیر متوسط مثبت
PL	مقادیر بزرگ مثبت

پاسخ گذرا و پاسخ مانا می‌باشد.

$$U(t) = u_c(t) + u_p(t) \quad (22)$$

که در رابطه ۲۲، $u_c(t)$ پاسخ سیستم در حالت گذرا و $u_p(t)$ پاسخ سیستم در حالت مانا است. پاسخ ترم مانا به صورت زیر خواهد بود:

$$u_p = A \sin(\Omega t) + B \cos(\Omega t) \quad (23)$$

با قرار دادن رابطه ۲۳ در معادله حرکت سیستم (رابطه ۲۱)، ضرایب A و B مطابق رابطه ۲۴ به دست خواهند آمد:

$$B = \frac{P_0}{k} \frac{-2\xi\beta}{(1-\beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2} \quad (24)$$

که در رابطه ۲۴ β نسبت فرکانس بارگذاری به فرکانس طبیعی

تنظیم‌شونده نیمه‌فعال که نسبت میرایی آن توسط کنترل‌کننده فازی استنتاج می‌شود، نشان داده شده است.

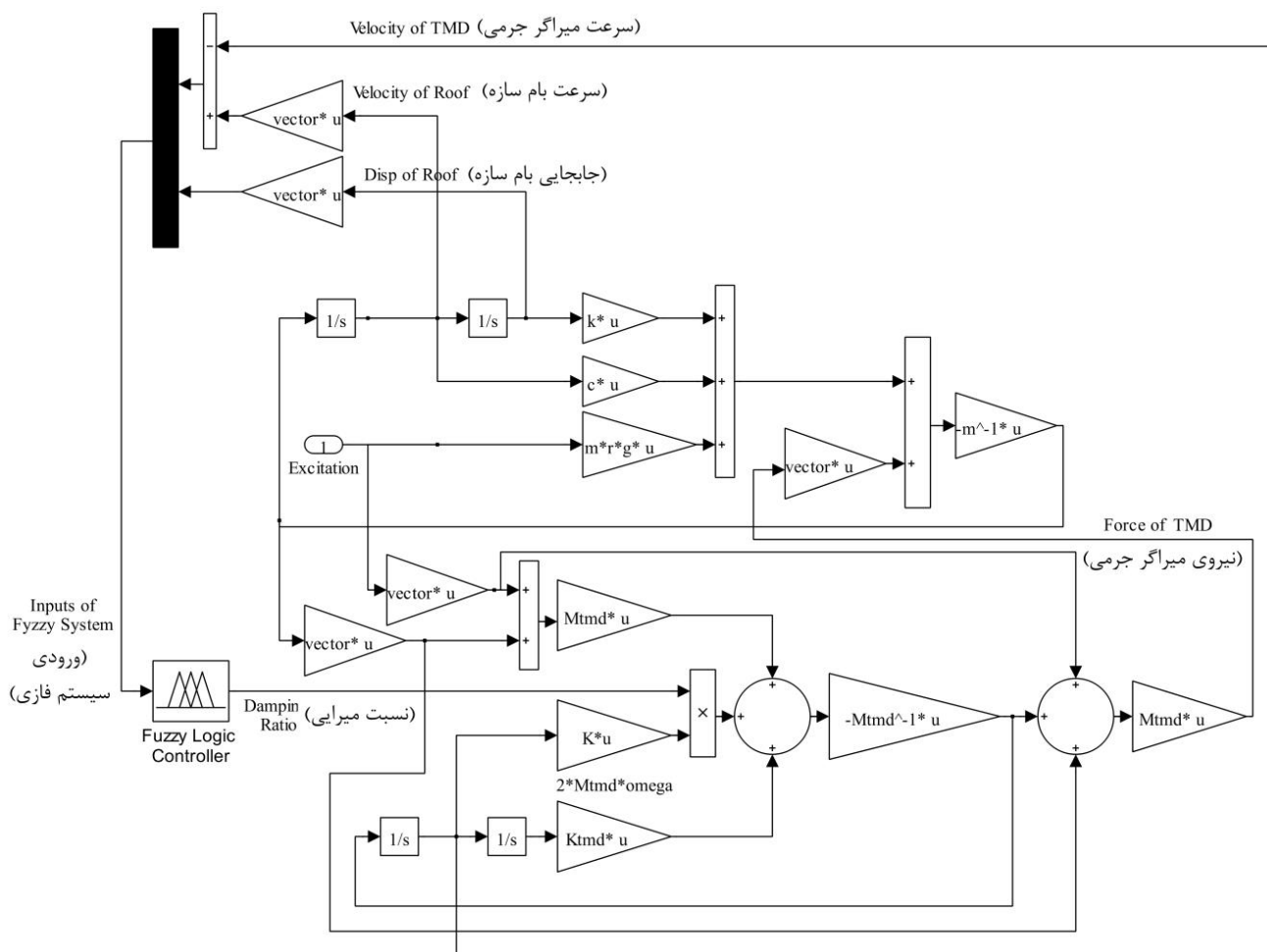
۷- مطالعات عددی

۷-۱- پدیده تشدید

همان‌طور که در شکل ۱۰ ملاحظه می‌شود، سیستم یک درجه آزادی با جرم m و سختی k ، تحت بارگذاری خارجی به صورت هارمونیک $P(t) = P_0 \sin(\Omega t)$ قرار گرفته است. بنابراین معادله حرکت این سیستم به صورت زیر خواهد بود:

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = P_0 \sin(\Omega t) \quad (21)$$

پاسخ سیستم یک درجه آزادی تحت بار هارمونیک، شامل دو ترم



شکل ۹. مدل طراحی شده در سیمولینک برای سازه n درجه آزادی مجهز شده با میراگر جرمی تنظیم‌شونده
 Fig. 9. The overall layout of the model in SIMULINK for an MDOF system equipped with STMD

در شکل ۱۲ نمودار تاریخچه زمانی جابجایی سیستم یک درجه آزادی تحت نیرویی با فرکانسی برابر فرکانس سیستم اصلی نشان داده شده‌است. همان‌طور که در این تصاویر مشاهده می‌شود، خط آبی‌رنگ که معرف جابجایی سیستم اصلی در حالت کنترل شده توسط سیستم استنتاج فازی به صورت نیمه‌فعال است، عملکرد بهتری نسبت به حالت کنترل شده روشن-خاموش و همچنین سیستم غیرفعال دارد. با توجه به ماهیت سیستم کنترلی نیمه‌فعال، از زمان شروع اعمال بار، تصمیم‌گیری در مورد عامل متغیر (نسبت میرایی میراگر جرمی تنظیم‌شونده) آغاز می‌شود تا منجر به بهترین عملکرد گردد. بنابراین همان‌طور که در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، عملکرد بهتر میراگر جرمی تنظیم‌شونده نیمه‌فعال نسبت به میراگر جرمی تنظیم‌شونده از همان ثانیه‌های ابتدایی آغاز می‌شود و در تمام مدت اعمال بار، این برتری، حفظ می‌گردد.

سیستم و ξ نسبت میرایی است. با ساده‌سازی رابطه (۲۴) پاسخ مانای سیستم برابر خواهد بود با:

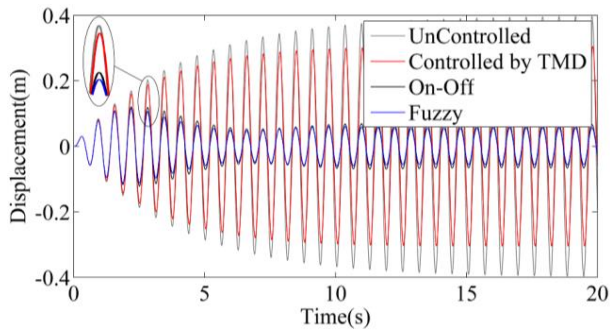
$$u_p = \frac{P_0}{k} R_d \sin(\Omega t - \theta) \quad (25)$$

که در آن R_d ضریب بزرگنمایی پاسخ دینامیکی و θ اختلاف‌فاز می‌باشد که مقادیر آن‌ها برابر خواهد بود با:

$$R_d = \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}} \quad (26)$$

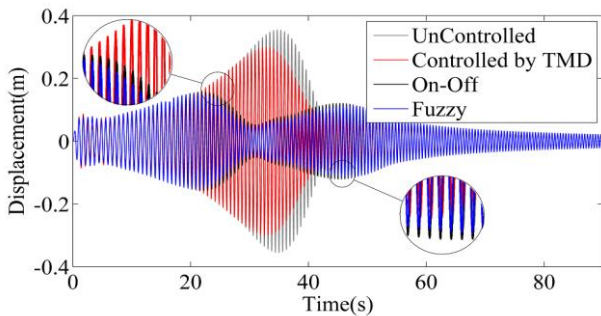
$$\theta = \text{Arctan}\left(\frac{2\xi\beta}{1 - \beta^2}\right) \quad (27)$$

در شکل ۱۱ ضریب بزرگنمایی دینامیکی R_d برحسب β ، برای نسبت‌های مختلف میرایی نمایش داده شده‌است.



شکل ۱۲. پاسخ تاریخیچه زمانی جابجایی سیستم یک درجه آزادی تحت پدیده تشدید

Fig. 12. Lateral displacements of the SDOF system under the resonance phenomena



شکل ۱۳. پاسخ تاریخیچه زمانی جابجایی سیستم یک درجه آزادی تحت پدیده شبه تشدید

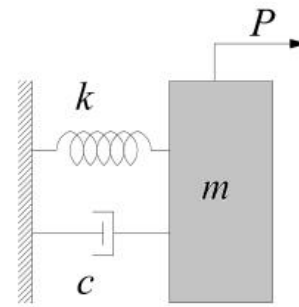
Fig. 13. Lateral displacements of the SDOF system under the pseudo resonance phenomena

۳-۷- پدیده ضربان

در صورتی که فرکانس بارگذاری هارمونیک نزدیک به فرکانس مود اول سیستم فاقد میرایی باشد، پاسخ سیستم با گذشت زمان افزایش می‌یابد و پس از رسیدن به مقدار حداکثر، با همان شیب کاهش می‌یابد تا به مقدار صفر برسد. در این حالت پاسخ سیستم با تقریب خوبی برابر خواهد بود با:

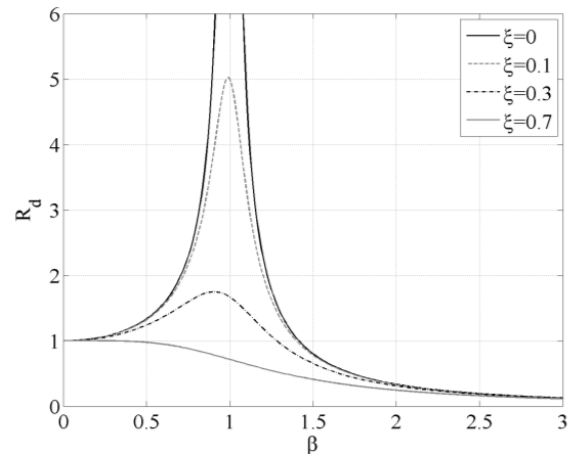
$$u = \frac{P_0}{k \varepsilon} \sin(\omega_B t) \cos(\omega_N t) \quad (28)$$

که در آن ε مقدار اختلاف فرکانس بارگذاری هارمونیک از فرکانس اصلی سیستم، ω_N فرکانس طبیعی سیستم و ω_B فرکانس ضربان



شکل ۱۰. سیستم یک درجه آزاد

Fig. 10. The single degree-of-freedom system



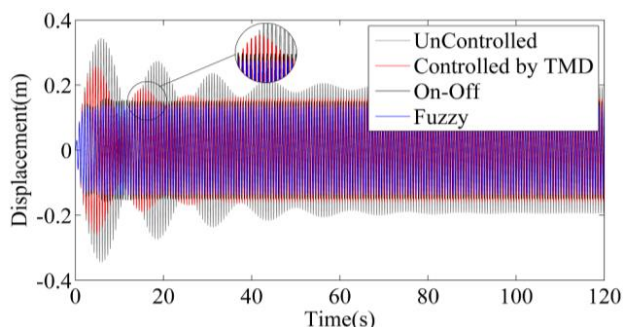
شکل ۱۱. ضریب بزرگنمایی پاسخ دینامیکی

Fig. 11. Dynamic magnification factor

۲-۷- پدیده شبه تشدید

با آغاز به کار ماشین‌های دوار، سرعت زاویه‌ای این دستگاه‌ها از حالت سکون تا مقدار حداکثر، بسته به ظرفیت دستگاه افزایش خواهد یافت. در صورتی که فرکانس مود اول سازه کمتر از فرکانس بارگذاری ماشین دوار باشد، فرکانس ماشین دوار

به‌ناچار از فرکانس مود اول سازه عبور خواهد کرد. با کم شدن فاصله دو فرکانس از یکدیگر، پاسخ‌ها مطابق شکل ۱۳ افزایش می‌یابد. پس از عبور از ناحیه هم‌فازی پاسخ‌ها کاهش خواهند یافت. همان‌طور که در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود جابجایی سیستم اصلی در حالت کنترل شده به‌صورت نیمه‌فعال، بلافاصله پس از قرار گرفتن در ناحیه هم‌فازی با کنترل نسبت میرایی توانسته به‌خوبی کاهش یابد.

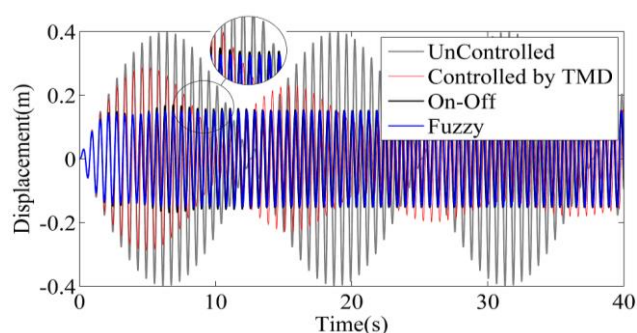


شکل ۱۵. پاسخ تاریخیچه زمانی جابجایی سیستم یک درجه آزاد تحت پدیده شبه ضربان

Fig. 15. Lateral displacements of the SDOF system under the pseudo beating phenomena

سیستم به میراگر جرمی غیرفعال، تعداد چرخه‌هایی که سیستم طی می‌کند تا همگرا شود کاهش می‌یابد؛ تا جایی که اگر از میراگر جرمی نیمه‌فعال استفاده شود پاسخ‌ها به سرعت به یک مقدار ثابت که کمتر از پاسخ کنترل شده حالت غیرفعال و کنترل نشده است، همگرا می‌شود. با توجه به جدول ۴ میراگر نیمه‌فعال با کنترل کننده فازی، نسبت به تمام روش‌های کنترل مقایسه شده و در تمام معیارهای بررسی بازدهی بهتری دارد. کاهش حداکثر پاسخ در میزان جابجایی و شتاب شرایط مناسبی را برای طراحی المان‌های سازه‌ای و راحتی کاربران فراهم می‌کند. از سوی دیگر کاهش نرُم پاسخ‌ها باعث تسریع در میرا شدن ارتعاشات المان‌ها و کاهش احتمال بروز خستگی در آن‌ها خواهد شد.

با توجه به عملکرد غیرخطی سیستم‌های فازی، تصمیم‌گیری‌های مناسبی بر اساس ورودی‌های مختلف، توسط این سیستم انجام می‌شود؛ در نتیجه این سیستم به خوبی می‌تواند خود را با رفتار سازه انطباق دهد. به همین دلیل در جدول ۴ مشاهده می‌شود که تمام شاخص‌های کنترلی در سیستم فازی نسبت به سایر سیستم‌ها، از وضعیت بهتری برخوردارند؛ بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که حساسیت نسبت به نوع پدیده در این روش کنترلی کمتر است. در شکل ۱۶ به مطالعه پارامتریک فرکانس میراگر جرمی بین روش‌های مختلف کنترلی پرداخته شده است. در این بررسی پارامتر نسبت میرایی میراگر غیرفعال مقدار بهینه 0.08 در نظر گرفته شده است و این مقدار در میراگرهای نیمه‌فعال در هر گام زمانی توسط سیستم‌های کنترلی تصمیم‌گیری شده است. همان‌طور که در شکل



شکل ۱۴. پاسخ تاریخیچه زمانی جابجایی سیستم یک درجه آزادی تحت پدیده ضربان

Fig. 14. Lateral displacements of the SDOF system under the beating phenomena

است که طبق رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$\omega_B = \frac{|\omega - \omega_N|}{2} \quad (29)$$

در رابطه بالا ω فرکانس بارگذاری هارمونیک است و در صورتی پدیده ضربان رخ خواهد داد که شرایط زیر برقرار باشد:

$$\omega = (1 + \varepsilon)\omega_N, \quad |\varepsilon| \ll 1 \quad (30)$$

همان‌طور که در شکل ۱۴ مشاهده می‌شود، برای سیستم کنترل نشده این روند افزایشی و کاهشی ادامه می‌یابد؛ در حالی که پاسخ سیستم مجهز شده به میراگر جرمی غیرفعال پس از چند مرحله به یک مقدار ثابت می‌رسد. با کنترل پاسخ سیستم توسط میراگرهای جرمی نیمه‌فعال مشاهده می‌شود که به سیستم اجازه افزایش جابجایی داده نمی‌شود. در واقع سیستم‌های کنترلی به کاررفته، با تغییر به موقع میرایی مانع از تشکیل چرخه‌های افزایشی و کاهشی در پاسخ سیستم می‌شود.

۴-۷- پدیده شبه ضربان

در صورتی که فرکانس بارگذاری هارمونیک نزدیک به فرکانس مود اول سیستم دارای میرایی باشد، پاسخ سیستم با گذشت زمان افزایش می‌یابد و پس از رسیدن به مقدار حداکثر، کاهش می‌یابد و پس از چند چرخه به مقداری بین قدر مطلق حداکثر و حداقل پاسخ، همگرا می‌شود. همان‌طور که در شکل ۱۵ مشاهده می‌شود با مجهز کردن

جدول ۴. مقایسه معیارهای عملکردی برای استراتژی‌های مختلف کنترلی (توجه: مقدار کمتر نمایانگر عملکرد بهتر است)

Table 4. Comparison of performance criteria for different strategies (note: lower value indicates higher performance)

نام پدیده		J_1	J_2	J_3	J_4	J_5	J_6
تشدید	Passive	۰/۷۶۸	۰/۷۶۷	۰/۷۶۷	۰/۸۰۹	۰/۸۰۷	۰/۸۰۷
	On-Off	۰/۳۰۵	۰/۳۰۴	۰/۳۰۳	۰/۲۲۰	۰/۲۱۹	۰/۲۱۹
	FLC	۰/۲۸۹	۰/۲۸۷	۰/۲۸۸	۰/۱۹۴	۰/۱۹۴	۰/۱۹۴
شبه تشدید	Passive	۰/۸۴۳	۰/۸۳۴	۰/۸۲۵	۰/۸۹۱	۰/۸۸۴	۰/۸۷۶
	On-Off	۰/۴۴۴	۰/۴۱۱	۰/۳۹۷	۰/۶۱۴	۰/۶۱۵	۰/۶۲۹
	FLC	۰/۴۲۹	۰/۳۹۳	۰/۳۸۱	۰/۵۹۰	۰/۵۹۱	۰/۶۰۶
ضربان	Passive	۰/۷۴۷	۰/۷۴۶	۰/۷۴۵	۰/۷۹۹	۰/۸۰۰	۰/۸۰۱
	On-Off	۰/۴۶۳	۰/۴۷۲	۰/۴۸۰	۰/۷۳۹	۰/۷۴۲	۰/۷۴۵
	FLC	۰/۴۰۱	۰/۴۰۸	۰/۴۲۰	۰/۶۶۸	۰/۶۷۱	۰/۶۷۳
ضربان شبه	Passive	۰/۷۲۰	۰/۷۱۹	۰/۷۱۹	۰/۶۴۹	۰/۶۵۷	۰/۶۶۷
	On-Off	۰/۴۲۵	۰/۴۳۵	۰/۴۴۴	۰/۵۴۹	۰/۵۶۴	۰/۵۷۷
	FLC	۰/۳۸۰	۰/۳۸۹	۰/۴۰۲	۰/۵۳۴	۰/۵۴۷	۰/۵۶۰

مورد بررسی است، از مجموعه قواعدی که بتوان تا حد امکان سازه را در حین ارتعاش، به حالت تعادل برگرداند، به‌عنوان مجموعه قواعد سیستم فازی استفاده شد. با مقایسه‌ای که بین عملکرد میراگر جرمی غیرفعال و نیمه‌فعال با کنترل‌گرهای متفاوت انجام شده‌است، نشان داده شد که میراگرهای نیمه‌فعال می‌توانند به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای عملکرد سیستم غیرفعال را بهبود ببخشند. همچنین میراگر جرمی نیمه‌فعال کنترل شده توسط سیستم فازی می‌تواند علاوه بر عملکرد بهتر نسبت به الگوریتم on-off ground-hook، از حساسیت کمتری نسبت به عدم تنظیم فرکانس میراگر جرمی برخوردار باشد. در نتیجه با قابلیت اعتماد بیشتری نسبت به سایر روش‌های کنترلی می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. نتایج این تحقیق نشان داد که میراگر جرمی نیمه‌فعال کنترل شده توسط سیستم فازی به‌عنوان بهترین کنترل‌کننده، پاسخ حداکثر جابجایی را برای پدیده تشدید ۷۱٪، شبه‌تشدید ۵۷٪، ضریب ۶۰٪، و شبه‌ضریب ۶۲٪ کاهش می‌دهد.

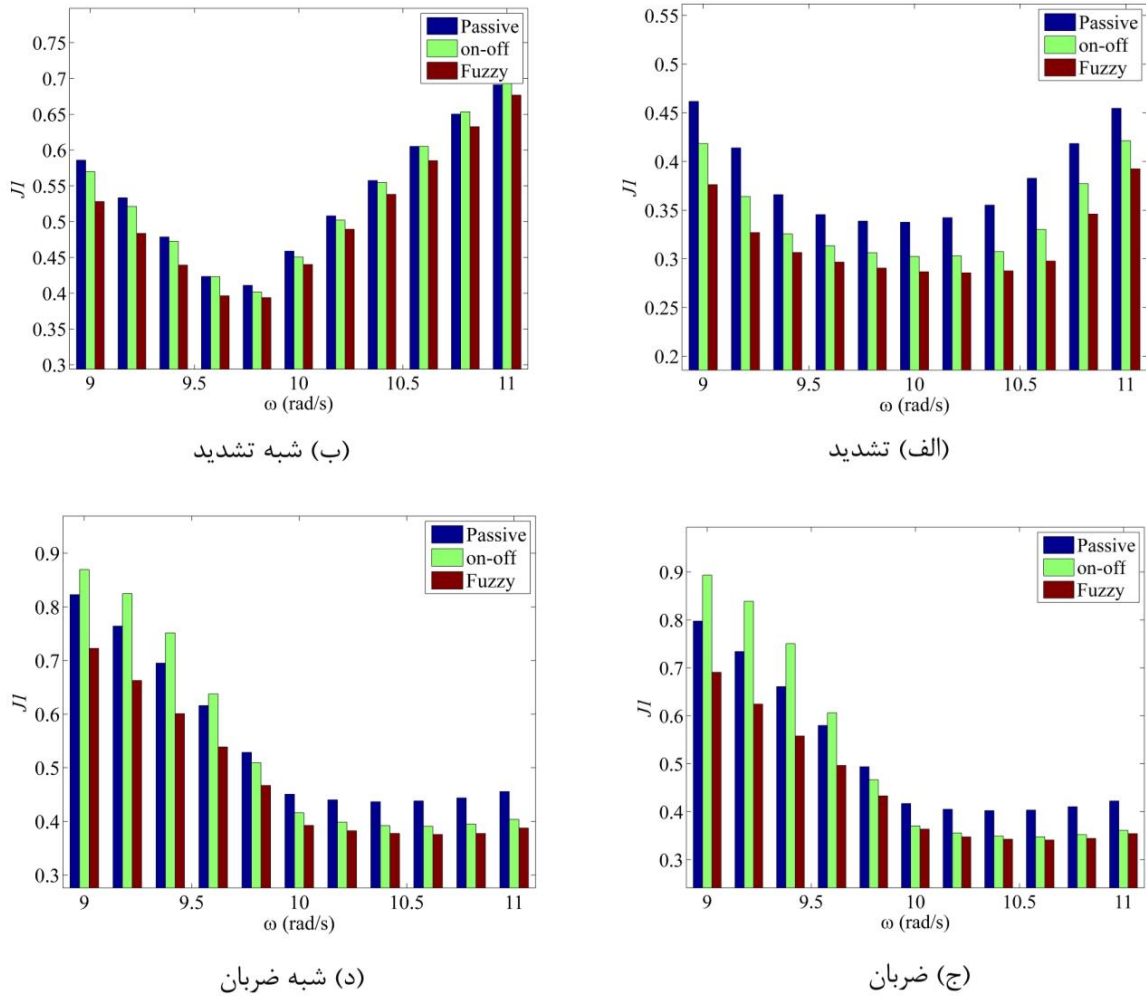
مراجع

[1] M.J. Griffin, Handbook of human vibration, Academic press, 2012.

۱۶ مشاهده می‌شود، سیستم کنترلی فازی نسبت به سایر روش‌ها، در تمام محدوده فرکانسی در نظر گرفته شده برای میراگر جرمی، عملکرد بهتری دارد. این مسئله نشان می‌دهد که اگر فرکانس در نظر گرفته شده برای میراگر جرمی، از مقدار بهینه آن فاصله داشته باشد، هم‌چنان برتری خود را نسبت به سایر روش‌ها حفظ می‌کند.

۷- نتیجه‌گیری

با نزدیک شدن فرکانس ماشین‌های دوار به فرکانس سیستم ممکن است پدیده‌هایی هم‌چون تشدید، شبه‌تشدید، ضریب و شبه‌ضریب در سیستم به وجود آید. در این مقاله تلاش شد تا با استفاده از میراگر جرمی غیرفعال و نیمه‌فعال، ارتعاشات نامطلوب سیستم‌های یک درجه آزاد تحت پدیده‌های احتمالی کاهش یابد. بدین منظور از میراگر TMD با نسبت جرمی ۲٪ و فرکانس و میرایی ارائه شده توسط روابط بهینه به‌عنوان میراگر جرمی غیرفعال استفاده گردید. جهت تعیین نسبت میرایی در میراگرهای جرمی نیمه‌فعال از کنترل‌گرهای on-off ground-hook و سیستم استنتاج فازی استفاده شد. از آنجایی که سیستم فازی برای داشتن کارایی مناسب نیازمند مجموعه قواعد منطقی و توابع عضویت متناسب با سازه



شکل ۱۶. مطالعه پارامتریک فرکانس میراگر جرمی بین استراتژی‌های مختلف کنترلی
 Fig. 16. Parametric study of the TMD frequency in different control strategies

- STRUCTURES AND SYSTEMS, 20(1) (2017) 61-74.
- [5] J. Ormondroyd, The Theory of the Dynamic Vibration Absorber, Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, 50(7) (1928).
- [6] N. Hoang, P. Warnitchai, Design of multiple tuned mass dampers by using a numerical optimizer, Earthquake engineering & structural dynamics, 34(2) (2005) 125-144.
- [7] C.-L. Lee, Y.-T. Chen, L.-L. Chung, Y.-P. Wang, Optimal design theories and applications of tuned mass dampers, Engineering structures, 28(1) (2006) 43-53.
- [8] C. Li, W. Qu, Optimum properties of multiple tuned
- [2] L.L. Chung, L.Y. Wu, C.S.W. Yang, K.H. Lien, M.C. Lin, H.H. Huang, Optimal design formulas for viscous tuned mass dampers in wind-excited structures, Structural Control and Health Monitoring, 20(3) (2013) 320-336.
- [3] M.-Y. Liu, W.-L. Chiang, J.-H. Hwang, C.-R. Chu, Wind-induced vibration of high-rise building with tuned mass damper including soil-structure interaction, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 96(6-7) (2008) 1092-1102.
- [4] M. Ramezani, A. Bathaei, S.M. Zahrai, Designing fuzzy systems for optimal parameters of TMDs to reduce seismic response of tall buildings, SMART

- [18] E. Nazarimofrad, S.M. Zahrai, Fuzzy control of asymmetric plan buildings with active tuned mass damper considering soil-structure interaction, *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, (2017).
- [19] F. Casciati, G. Magonette, F. Marazzi, *Technology of semiactive devices and applications in vibration mitigation*, John Wiley & Sons, 2006.
- [20] L. Gaul, S. Hurlbaeus, J. Wirnitzer, H. Albrecht, Enhanced damping of lightweight structures by semi-active joints, *Acta Mechanica*, 195(1-4) (2008) 249-261.
- [21] L. Zhou, G. Chen, Intelligent vibration control for high-speed spinning beam based on fuzzy self-tuning PID controller, *Shock and Vibration*, 2015 (2015).
- [22] J. Burtscher, J. Fleischer, Adaptive tuned mass damper with variable mass for chatter avoidance, *CIRP Annals*, 66(1) (2017) 397-400.
- [23] J. Munoa, A. Iglesias, A. Olarra, Z. Dombovari, M. Zatarain, G. Stepan, Design of self-tuneable mass damper for modular fixturing systems, *CIRP Annals*, 65(1) (2016) 389-392.
- [24] A. Bathaei, S.M. Zahrai, M. Ramezani, Semi-active seismic control of an 11-DOF building model with TMD+ MR damper using type-1 and-2 fuzzy algorithms, *Journal of Vibration and Control*, (2017) 1077546317696369.
- [25] Y. Hu, M.Z. Chen, Y. Sun, Comfort-oriented vehicle suspension design with skyhook inerter configuration, *Journal of Sound and Vibration*, 405 (2017) 34-47.
- [26] G. Kim, J. Kang, Seismic response control of adjacent building by using hybrid control algorithm of MR damper, *Procedia Engineering*, 14 (2011) 1013-1020.
- [27] J.-H. Koo, M. Ahmadian, M. Setareh, T. Murray, In search of suitable control methods for semi-active tuned vibration absorbers, *Modal Analysis*, 10(2) (2004) 163-174.
- [28] Y. Ji, J. Hu, Q. Ke, X. Zhan, Rapid quantum state transfer based on bang-bang Lyapunov control under various dissipative modes, *Optik-International Journal mass dampers for reduction of translational and torsional response of structures subject to ground acceleration*, *Engineering Structures*, 28(4) (2006) 472-494.
- [9] Y. Daniel, O. Lavan, R. Levy, Multiple-tuned mass dampers for multimodal control of pedestrian bridges, *Journal of Structural Engineering*, 138(9) (2011) 1173-1178.
- [10] K.K. Wong, J. Johnson, Seismic energy dissipation of inelastic structures with multiple tuned mass dampers, *Journal of engineering mechanics*, 135(4) (2009) 265-275.
- [11] H. Zuo, K. Bi, H. Hao, Using multiple tuned mass dampers to control offshore wind turbine vibrations under multiple hazards, *Engineering Structures*, 141 (2017) 303-315.
- [12] S. Bakre, R. Jangid, Optimum parameters of tuned mass damper for damped main system, *Structural Control and Health Monitoring*, 14(3) (2007) 448-470.
- [13] G. Bekdaş, S.M. Nigdeli, Estimating optimum parameters of tuned mass dampers using harmony search, *Engineering Structures*, 33(9) (2011) 2716-2723.
- [14] G. Bekdaş, S.M. Nigdeli, Metaheuristic based optimization of tuned mass dampers under earthquake excitation by considering soil-structure interaction, *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 92 (2017) 443-461.
- [15] G. Bekdaş, S.M. Nigdeli, X.-S. Yang, A novel bat algorithm based optimum tuning of mass dampers for improving the seismic safety of structures, *Engineering Structures*, 159 (2018) 89-98.
- [16] A. Farshidianfar, S. Soheili, Ant colony optimization of tuned mass dampers for earthquake oscillations of high-rise structures including soil-structure interaction, *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 51 (2013) 14-22.
- [17] A. Leung, H. Zhang, Particle swarm optimization of tuned mass dampers, *Engineering Structures*, 31(3) (2009) 715-728.

- [30] J.E. Brock, A note on the damped vibration absorber, Trans. ASME, J. Appl. Mech., 13(4) (1946) A-284.
- [31] T. IOI, K. IKEDA, On the dynamic vibration damped absorber of the vibration system, Bulletin of JSME, 21(151) (1978) 64-71.
- for Light and Electron Optics, 139 (2017) 373-384.
- [29] P. Brezas, M.C. Smith, W. Hault, A clipped-optimal control algorithm for semi-active vehicle suspensions: Theory and experimental evaluation, Automatica, 53 (2015) 188-194.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. Ramezani, A. Bathaei, S.M. Zahrai, Semi-active fuzzy control of SDOF systems under loading of rotary machines by tuned mass dampers, Amirkabir J. Civil Eng., 51(5) (2019) 1047-1062.

DOI: [10.22060/ceej.2018.14219.5590](https://doi.org/10.22060/ceej.2018.14219.5590)



