

مدل سازی و بررسی عملکرد ارتعاشی یک میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت با لحاظ تأثیر تغییرات اندازه حرکت سیال در روزنه‌ی پیستون

رضا مؤلف شهری (دانشجوی کارشناسی ارشد)

جواد جهانپور* (دانشیار)

گروه مهندسی مکانیک، واحد مشهد، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران

مهندسی مکانیک شریف، بهار ۱۳۹۶ (۸۲-۷۳)
دوره ۳ - شماره ۱، ص. ۸۲-۷۳

در این نوشتار عملکرد ارتعاشی یک میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت^۱ مورد بررسی قرار می‌گیرد. میراگر پیشنهادی با اعمال تغییرات مناسب در ساختار یک میراگر خطی به‌گونه‌ی است که دارای ضریب میرایی متغیری وابسته به جابه‌جایی و سرعت پیستون است. همچنین تأثیر تغییرات اندازه حرکت سیال در روزنه‌ی پیستون بر عملکرد ارتعاشی سیستم با مطالعات پیشین مقایسه شده است. پروفیل‌های جابه‌جایی، سرعت، نیروی میرایی و نیروی منتقل شده به پایه‌ی سیستم برای یک سیستم جرم - فنر مجهز به میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت به دست آمده است. نتایج به دست آمده با نتایج ارائه شده در مطالعات قبلی برای سیستم مجهز به میراگر خطی و همچنین میراگر غیرخطی فقط وابسته به مکان^۲ مقایسه شده است. پاسخ‌های شبه‌سازی مؤید عملکرد بسیار بهتر میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت در کاهش ارتعاشات سیستم در مقایسه با سایر میراگرهای معرفی شده است.

واژگان کلیدی: ارتعاشات آزاد، ارتعاشات اجباری، ارتعاشات تشدید، میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت، قانون بقای اندازه حرکت.

r.moalef@yahoo.com
jahanpourfr@mshdiau.ac.ir

۱. مقدمه

گرفتن سیستم‌های غیرخطی، امکان حذف بسیاری از رخدادهایی که ممکن است در واقعیت رخ دهد - مانند تشدید ثانویه، ترکیبی و غیره - وجود دارد. در سیستم‌هایی که از اثرات غیرخطی اجزاء سیستم نمی‌توان صرف‌نظر کرد، باید معادلات حاکم بر سیستم ارتعاشی از روش‌های غیرخطی حل شود، چنان‌که در برخی از مطالعات^[۱،۲] معادلات سیستم جرم - فنر - میراگر غیرخطی است و از روش تئوری اغتشاشات^۳ محاسبات انجام شده است.

در طراحی میراگرها به‌منظور عملکرد بهتر سیستم تعلیق خودرو، سه نکته از اهمیت بسیار برخوردار است: ۱. «راحتی و نرمی میراگر» که حافظ سرنشینان خودرو در برابر شوک‌ها و ارتعاشات جاده است؛ ۲. «هندلینگ و نگه‌دارندگی خودرو» یا همان تماس بدون وقفه‌ی چرخ و زمین؛ ۳. محدودیت حرکت سازه مکانیکی سیستم تعلیق خودرو.^[۵]

میراگرها را می‌توان به دو نوع سیال و اصطکاکی دسته‌بندی کرد. میراگرهای ویسکوز خود به سه نوع غیرفعال^۴، نیمه‌فعال^۵ و فعال^۶ تقسیم می‌شوند. در میراگرهای غیرفعال هیچ‌گونه تغییری در سازوکار سیستم به وجود نمی‌آید و سیستم ثابت است. درخصوص میراگرهای ویسکوز غیرفعال بررسی‌های بیشتری^[۸-۶] انجام شده

ارتعاشات یک سیستم به دو نوع ارتعاشات آزاد و اجباری تقسیم می‌شود. ارتعاشات آزاد به ارتعاشی گفته می‌شود که هر سیستم با یک نیروی اولیه و با توجه به محیط و مواد سازنده، و بدون اعمال نیرو در طول زمان ارتعاش، عکس‌العملی ارتعاشی از خود نشان می‌دهد؛ در حالی که ارتعاشات اجباری به ارتعاشاتی گفته می‌شود که در طول زمان ارتعاش، نیروی خارجی متناوب یا غیرمتناوب به سیستم وارد می‌شود.^[۱] ارتعاشات موجب ناراحتی سرنشینان، صدمه و تخریب سیستم می‌شود به‌ویژه هنگامی که سیستم با ارتعاشات تشدید نوسان می‌کند که ممکن است باعث تخریب آن شود. تشدید زمانی اتفاق می‌افتد که ارتعاشات اجباری وارد بر سیستم با ارتعاش طبیعی سیستم برابر باشد. این نوع ارتعاش باعث افزایش دامنه‌ی نوسان سیستم می‌شود.^[۲] برای سادگی در تحلیل پاسخ، سیستم‌های ارتعاشی تا حد امکان خطی فرض می‌شوند اما، باید توجه داشت که بدون پیش‌فرض‌های مناسب و منطبق با شرایط کاری نمی‌توان یک ماهیت غیرخطی را خطی فرض کرد چه، با خطی در نظر

* نویسنده مسئول

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۹/۲۵، اصلاحیه ۱۳۹۵/۴/۶، پذیرش ۱۳۹۵/۴/۲۹

مطالعات^[۱۹] نشان می‌دهد؛ از این رو در این قسمت به تأثیر تغییرات اندازه حرکت در سیستم پرداخته شده که در مطالعات پیشین تأثیر آن نادیده گرفته شده بود. همچنین قيود و محدودیت‌های پارامترهای تولید پروفیل سهموی در روزنه‌ی میراگر و همچنین شعاع پروفیل مرکزی این نوع میراگر - که در مطالعات پیشین این قيود در نظر گرفته نشده بود - بررسی می‌شود و نهایتاً معادلات حاکم مورد مطالعه قرار می‌گیرد. در فصل سوم، پاسخ‌های شبیه‌سازی سه حالت سیستم مجهز به میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت، وابسته به مکان^[۲۰] و میراگر خطی، در ارتعاشات آزاد، اجباری، تشدید با یکدیگر مقایسه می‌شود. در قسمت پایانی نتیجه‌گیری ارائه شده است که در آن تمامی کارهای انجام شده در این مطالعه جمع‌بندی شده است.

۲. سازوکار میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت

میراگر ویسکوز ساده شامل پیستونی است با یک یا چند روزنه که در سیلندر پر از سیال ویسکوز حرکت می‌کند. در شکل ۱ نمای شماتیک، و شکل ۲ نمای سه‌بعدی یک میراگر ویسکوز ساده ارائه شده است.

نیروی میرایی تولید شده در یک میراگر خطی از رابطه‌ی ۱ به دست می‌آید:

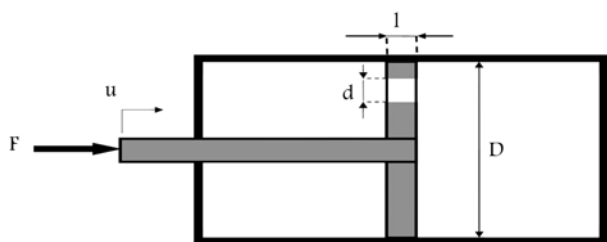
$$F = -c \cdot \frac{du}{dt} \quad (1)$$

که در آن c ضریب میرایی است و از رابطه‌ی ۲ برای پیستون با یک روزنه به دست می‌آید:

$$c_{linear} = \hbar \cdot \left[\left(\frac{D}{d} \right)^2 - 1 \right]^2 \quad (2)$$

D قطر سیلندر و d قطر روزنه برای عبور سیال است. همچنین $\mu \cdot l$ در آن μ گرانشی سیال و l طول روزنه است.

سازوکار میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت در شکل ۳ نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود، با تغییر میزان شکافی که سیال از آن عبور می‌کند



شکل ۱. نمای شماتیک یک میراگر ویسکوز ساده.^[۲۱]

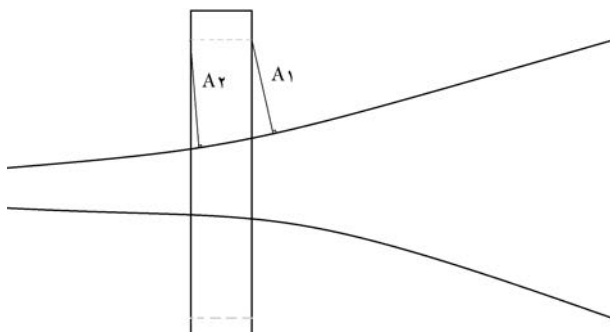


شکل ۲. نمای سه‌بعدی یک میراگر ویسکوز ساده.

است. در میراگرهای نیمه‌فعال با اضافه کردن ذرات مغناطیسی به سیال می‌توان سیالی با ضریب گرانشی (ویسکوزیته‌ی) متغیر داشت که میراگرهای مغناطیسی^۷ و الکترونیکی^۸ از این دسته‌اند. میراگرهای فعال نیاز به یک عملگر هیدرولیکی^[۹] دارند، و عموماً قیمت، فضا و وزن آنها بیشتر است، ولی عملکردی به‌مراتب بهتر از دیگر میراگرها دارند. با این که میراگرهای غیرفعال قدیمی‌اند و نسبت به انواع دیگر میراگرها عملکرد ضعیف‌تری دارند، ولی به دلیل هزینه‌ی بسیار کم و سادگی هنوز در بسیاری از صنایع کاربرد دارند.^[۱۱] از طرفی میراگرهای نیمه‌فعال به دلیل رفتار غیرخطی و همچنین کاهش بهتر ارتعاشات سیستم‌ها از اهمیت بسیار بالایی برخوردارند.^[۱۲] برخی از کاربردهای میراگرهای نیمه‌فعال اصطکاکی^[۱۳-۱۶] مورد بررسی قرار گرفته است.

درخصوص کاربرد انواع میراگرها در صنعت خودرو مطالعات زیادی انجام شده است.^[۱۷-۲۲] در برخی از این مطالعات سیستم تعلیق فعال غیرخطی نامعین خودرو با استفاده از کنترل‌کننده‌ی به دست آمده از تابع لیاپانوف مرزی^۹ و مقایسه‌ی آن با تابع لیاپانوف درجه چهارم کلاسیک^{۱۰} و سیستم غیرفعال بررسی شده است.^[۵] همچنین، کنترل انطباقی سیستم تعلیق فعال در آزمایش یک‌چهارم خودرو، کنترل انطباقی پارامترسازی برای کنترل‌کننده و افزایش قابل ملاحظه‌ی راحتی رانندگی در هنگام بارگذاری دینامیکی چرخ‌ها^[۱۰] مورد بررسی قرار گرفته است. در بخش ساختمان می‌توان به کنترل نیمه‌فعال ارتعاشات ساختمان با میراگرهای مغناطیسی به دو روش کنترل تطبیقی ساده برای وادار ساختن سیستم به طی مسیر طراحی شده و روش کنترل الگوریتم ژنتیک برای تعیین مقدار ولتاژ میراگر مغناطیسی^[۲۳] و نیز طراحی کنترل‌کننده‌ی انطباقی غیرخطی نیمه‌فعال میراگر مغناطیسی در ساختمان‌ها به همراه فیلتری برای جبران و غلبه بر تأثیرات دینامیکی داخلی غیرقابل اندازه‌گیری^[۲۴] اشاره کرد. کنترل غیرخطی نیمه‌فعال ساختمان با میراگر مغناطیسی با روش طراحی سیستماتیک برپایه‌ی یک ماتریس خطی نامساوی^{۱۱} و استفاده از یک سازه سه‌طبقه مجهز به میراگر مغناطیسی که نسبت به کنترل‌کننده‌ی بهینه‌ی خطی قدیمی مثل تابع درجه دوم خطی گوسی^{۱۲} عملکرد بهتری در کاهش ارتعاشات ساختمان دارد^[۲۵] بررسی شده است. شبیه‌سازی و بررسی آزمایشگاهی سیستم کنترل میراگر جرمی فعال^{۱۳} برپایه‌ی الگوریتم کنترل انطباقی منبع مدل^{۱۴} و کاهش بهینه‌ی پاسخ ارتعاشاتی سازه در بلایای طبیعی - نظیر طوفان و زمین‌لرزه^[۲۶] - و طراحی بهینه‌ی کنترل نیمه‌فعال ساختمان‌های مجاور متصل با میراگر مغناطیسی برپایه‌ی منطق فازی به منظور فراهم کردن رابطه‌ی عکس‌العملی بین نیروهای میراگر مغناطیسی و ولتاژ ورودی برپایه‌ی مدل بوس - ون اصلاح شده و الگوریتم ژنتیک، و در نهایت مقایسه‌ی پاسخ‌های کنترل فازی با کنترل‌کننده‌های تعدیل‌گر درجه دوم خطی و تابع درجه دوم خطی گوسی برپایه‌ی قانون ولتاژ کوتاه‌شده^[۲۷] ۱۵ مورد مطالعه قرار گرفته است. کاربردهای دیگر انواع میراگرها در حوزه‌ی ساختمان مورد بررسی قرار گرفته است.^[۲۸-۳۲]

در این نوشتار مدل‌سازی میراگر معرفی شده^[۳] توسعه یافته است. این میراگر غیرخطی با قرار دادن پروفیلی سهموی در روزنه‌ی یک میراگر غیرفعال خطی ساخته شده که دارای ضریب میرایی متغیر با توجه به مکان^{۱۶} است. در بررسی‌های برخی از محققین^[۲] پاسخ‌های ارتعاشاتی سیستم مجهز به میراگر غیرخطی تحت نیروهای اجباری از روش پرتوریشن به دست آمده و با رانگ - کوتا مورد تأیید قرار گرفته است. در نوشتار حاضر برای تصحیح و منطبق کردن مدل ارتعاشی سیستم با واقعیت و همچنین بررسی تأثیر تغییرات اندازه حرکت در سیستم تلاش شده است. فصل‌بندی نوشتار حاضر چنین است: در فصل دوم سازوکار میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت بررسی می‌شود که تفاوت و دقت معادلات این نوشتار را در مقایسه با دیگر



شکل ۵. نمای جانبی میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت از نزدیک.

به سرعت نیز وابسته می‌کند. دبی سیال که حاصل ضرب سرعت عبور سیال در سطح مقطع عبور سیال است، از رابطه‌ی ۶ محاسبه می‌شود:

$$Q = \frac{\pi \cdot (d^2 - (2r)^2) \cdot u}{4} \quad (6)$$

که در آن u سرعت پیستون است. اختلاف دو سر روزنه از رابطه‌ی ۷ به دست می‌آید:

$$\Delta V = V_{out} - V_{in} = \frac{Q}{A_{out}} - \frac{Q}{A_{in}} \quad (7)$$

که در آن A_{in} و A_{out} به ترتیب سطح خروجی و ورودی سیال است که در ادامه نحوه‌ی محاسبه‌ی آن ارائه شده است.

۱.۲. محاسبه‌ی سطح ورود و خروج سیال از روزنه

چنان که در نمای بزرگ شده‌ی جانبی میراگر (شکل ۵) مشاهده می‌شود، هنگام حرکت پیستون از چپ به راست A_1 سطح ورودی سیال و A_2 سطح خروجی سیال عمود بر پروفیل است و در صورت حرکت از راست به چپ A_1 سطح خروجی سیال و A_2 سطح ورودی سیال است. برای محاسبه‌ی سطح ورودی و خروجی سیال، ابتدا باید مقادیر A_1 و A_2 را در هر لحظه محاسبه کرد. برای محاسبه‌ی مقادیر A_1 و A_2 می‌توان از رابطه‌ی ۳ استفاده کرد:

$$r = \left(\frac{u}{n}\right)^{\frac{1}{s}} \rightarrow r' = \frac{1}{s} \cdot \left(\frac{u}{n}\right)^{\frac{1}{s}-1} \rightarrow r' \cdot r'' = -1 \rightarrow r'' = \frac{-s}{\left(\frac{u}{n}\right)^{\frac{1}{s}-1}} \quad (8)$$

که در آن r' شیب پروفیل در هر نقطه و r'' شیب خط عمود در هر نقطه است. s یکی از پارامترهای شکل پروفیل است که در این نوشتار مقدار 0.5 در نظر گرفته شده است.

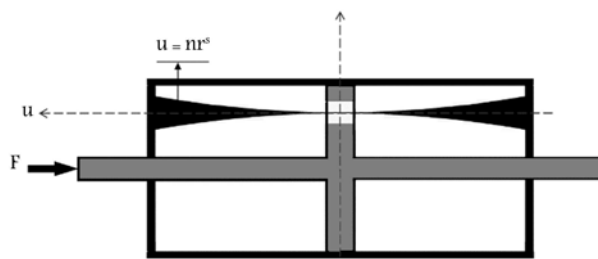
سپس مختصات u_p نزدیک‌ترین فاصله از لبه‌ی میراگر روی پروفیل مرکزی محاسبه می‌شود:

$$u_p = 2 \frac{u}{n} \left(-\left(\frac{u}{n}\right)^{\frac{1}{s}} + \frac{n}{2} + \frac{d}{2}\right) \quad (9)$$

باید توجه داشت که u_p برای A_1 و A_2 به دلیل تفاوت u متفاوت است؛ به عبارت دیگر $u_{A_1} = u_{A_2} + l$ و در نتیجه $u_{pA_1} \neq u_{pA_2}$. در نهایت A_1 و A_2 ، کوتاه‌ترین فاصله بین پروفیل و پیستون در هر موقعیت u از رابطه‌ی ۱۰ به دست می‌آید:

$$A_1 = \sqrt{\left(u - u_{pA_1}\right)^2 + \left(\frac{d}{2} - r_{pA_1}\right)^2} \quad (10 \text{ الف})$$

$$A_2 = \sqrt{\left(u - u_{pA_2}\right)^2 + \left(\frac{d}{2} - r_{pA_2}\right)^2} \quad (10 \text{ ب})$$



شکل ۳. نمای شماتیک یک میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت. [۲]



شکل ۴. نمای سه‌بعدی میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت.

ضریب میرایی تغییر می‌کند و در نتیجه، میراگر خطی ساده با یک ضریب میرایی ثابت به یک میراگر غیرخطی با ضریب میرایی وابسته به مکان و سرعت تبدیل می‌شود. در شکل ۴ نمای سه‌بعدی میراگر وابسته به مکان و سرعت نشان داده شده است. معادله پروفیل مخروطی شکل که باعث تغییر قطر روزنه‌ی پیستون می‌شود عبارت است از: [۲]

$$u = n \cdot r^s \rightarrow r = \left(\frac{u}{n}\right)^{\frac{1}{s}} \quad (3)$$

با جایگزینی r از معادله‌ی ۳ و $d - 2r$ به جای d در معادله‌ی ۲ عبارت ۴ به دست می‌آید: [۲]

$$c = h \cdot \left[\gamma^2 \cdot \left(\frac{1}{1 - \beta \cdot u \left(\frac{1}{s}\right)} \right)^2 - 1 \right] \quad (4)$$

که در آن $\beta = \frac{1}{d \cdot n \left(\frac{1}{s}\right)}$ و $\gamma = \frac{D}{d}$ است.

چنان که اشاره شد، ضریب میرایی میراگرهای خطی مقدار ثابتی است، در حالی که ضریب میرایی میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت با حرکت سیستم تغییر می‌کند. باید به این نکته توجه داشت که تغییر سرعت سیال عبوری از دو سر روزنه‌ی پیستون موجب ایجاد نیرو طبق قانون بقای اندازه حرکت می‌شود که در مطالعات پیشین [۲۳] این نیرو در نظر گرفته نشده است. نیروی ناشی از اختلاف سرعت به دست آمده از رابطه‌ی بقای اندازه حرکت در سیالات، [۲۳] به صورت رابطه‌ی ۵ نشان داده می‌شود:

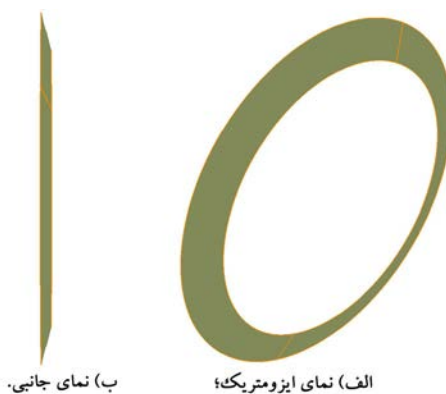
$$F_x = \rho \cdot Q \cdot \Delta V \quad (5)$$

ρ چگالی سیال، Q دبی جریان سیال، و ΔV اختلاف سرعت دو سر روزنه‌ی پیستون است. F_x نیروی است که به پروفیل وارد می‌شود و همواره به جذب نیروی وارد شده به سیستم کمک می‌کند. نیروی F_x موجب تفاوت زیاد در پاسخ ارتعاشاتی به دست آمده‌ی سیستم با مقالات پیشین می‌شود و ضریب میرایی را علاوه بر مکان

ج) اگر s معکوس یک عدد فرد باشد پروفیل میراگر همانند یک تابع درجه فرد است و شکل پروفیل در دو قسمت $u > 0$ و $u < 0$ نامستقرن می‌شود که مطلوب نیست.

۳. پارامتر n در معادله‌ی ۳ نباید صفر شود زیرا با صفر شدن n پروفیل از بین می‌رود و یک میراگر خطی تشکیل می‌شود.

۴. طبق معادله‌ی ۳ بیشینه اندازه‌ی جابه‌جایی قابل تحمل باید بیشتر از بیشینه اندازه‌ی ارتعاشات شود، و نیز با توجه به معادله‌ی ۳ نباید بیشتر از $\text{MAX}(u) = n \cdot \left(\frac{d}{\tau}\right)^s$ باشد، چرا که بیش از این مقدار پروفیل با اطراف روزنه برخورد می‌کند و میراگر نمی‌تواند جابه‌جا شود.



الف) نمای ایزومتریک؛ ب) نمای جانبی.
شکل ۶. کوچکترین سطح ورودی یا خروجی سیال.

که در آن مختصات r_{pA1} و r_{pA2} از رابطه‌ی ۳ محاسبه می‌شود.

برای محاسبه‌ی سطح ورود و خروج سیال، می‌توان یک سطح مخروط ناقص در نظر گرفت (شکل ۶) که از رابطه‌ی ۱۱ مساحت آن به راحتی محاسبه می‌شود:

$$S_{A1} = \pi((r_p + A1 \cdot H_{A1} \cdot \sin(\theta_{A1}) - r_p(H_{A1} - A1 \cdot \cos(\theta_{A1}))) \quad (11 \text{ الف})$$

$$S_{A2} = \pi((r_p + A2 \cdot H_{A2} \cdot \sin(\theta_{A2}) - r_p(H_{A2} - A2 \cdot \cos(\theta_{A2}))) \quad (11 \text{ ب})$$

که در آن:

$$H_{A1} = \left(\frac{2 \cdot A1 \cdot \sin(\theta_{A1})}{d} + 1 \right) \cdot A1 \cdot \cos(\theta_{A1}) \quad \text{ارتفاع مخروط بزرگ}$$

$$\theta_{A1} = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{d}{\tau} - r_{pA1}}{u - u_{pA1}} \right) \quad \text{زاویه‌ی } A1 \text{ با افق}$$

$$H_{A2} = \left(\frac{2 \cdot A2 \cdot \sin(\theta_{A2})}{d} + 1 \right) \cdot A2 \cdot \cos(\theta_{A2}) \quad \text{ارتفاع مخروط بزرگ}$$

$$\theta_{A2} = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{d}{\tau} - r_{pA2}}{u - u_{pA2}} \right) \quad \text{زاویه‌ی } A2 \text{ با افق}$$

همچنین S_{A1} و S_{A2} در رابطه‌ی ۱۱ با توجه به جهت حرکت پیستون و جریان سیال عبوری از روزنه، سطح ورودی یا خروجی هستند. در ادامه، قیود و شرایط مرزی میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت بررسی می‌شود.

۲.۲. قیود ساختاری میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت

شناخت قیود میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت از اهمیت بالایی برخوردار است زیرا دامنه‌ی ارتعاش سیستم مجهز به میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت بدون در نظر گرفتن قیود ممکن است بیش از مقدار مجاز باشد و با مشکل مواجه شود.

۱. بیشینه شعاع پروفیل مرکزی نباید از شعاع روزنه‌ی پیستون بیشتر باشد؛ به عبارت دیگر $\frac{d}{\tau} < r(u, n, s)$.

۲. پارامتر s در معادله‌ی ۳ باید معکوس عدد زوج باشد زیرا:

الف) اگر $s = 1$ باشد، آنگاه شیب پروفیل میراگر در طول جابه‌جایی ثابت خواهد بود؛

ب) اگر $s > 1$ باشد، آنگاه طبق معادله‌ی ۳ با افزایش مقدار اندازه‌ی جابه‌جایی، قطر پروفیل میراگر کاهش می‌یابد؛

۳.۲. معادلات حاکم بر سیستم جرم - فنر - میراگر غیرخطی وابسته

به مکان و سرعت

شکل کلی معادله‌ی حاکم یک سیستم جرم - فنر - میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت (به دلیل تأثیر سرعت در پارامتر F_x معادله‌ی ۵) بدون اعمال نیروی خارجی متناوب (ارتعاشات آزاد) چنین است:

$$\ddot{u} + \frac{c}{m} \cdot \dot{u} + \omega_n^2 u + \text{sgn}(\dot{u}) \cdot \frac{F_x}{m} = 0 \quad (12)$$

و با اعمال نیروی خارجی متناوب (ارتعاشات اجباری) عبارت خواهد بود از:

$$\ddot{u} + \frac{c}{m} \dot{u} + \omega_n^2 u + \text{sgn}(\dot{u}) \cdot \frac{F_x}{m} = \frac{F \cdot \cos(\Omega t)}{m} \quad (13)$$

که در آن $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ فرکانس طبیعی سیستم، Ω تناوب نیروی خارجی، F نیروی تحریک و sgn تابع تعیین علامت است. فلوجارت نشان داده شده در شکل ۷ بیانگر نحوه‌ی به دست آمدن معادله‌ی غیرخطی حاکم بر سیستم است. در نهایت، پاسخ سیستم، $u(t)$ ، با استفاده از روش عددی رانگ - کوتا مرتبه چهار با استفاده از نرم‌افزار متلب و دستور ode45 شرایط اولیه‌ی داده شده محاسبه می‌شود. نیروی میرایی و کل نیروی انتقال یافته به پایه براساس روابط زیر محاسبه می‌شود:

$$F_{\text{Damping}} = c \cdot \frac{du(t)}{dt} + \text{sgn}(\dot{u}) \cdot F_x \quad (14)$$

$$F_{\text{Transmitted}} = c \dot{u} + k u + F_x \quad (15)$$

در حالت ارتعاشات تشدید سیستم جرم - فنر - میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت، فرکانس تحریک چنین در نظر گرفته می‌شود:

$$\Omega = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (16)$$

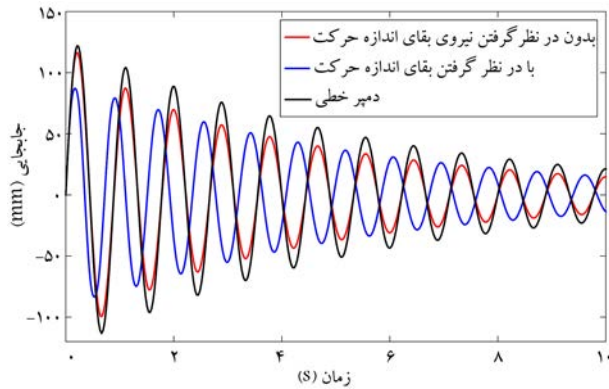
۳. شبیه‌سازی

مشخصات سیستم -- نظیر جرم، سختی فنر، قطر روزنه، گرانروی و... -- بر پاسخ دامنه‌ی سیستم تأثیر می‌گذارد. در بررسی مورد نظر، مقادیر در نظر گرفته شده عبارت است از:

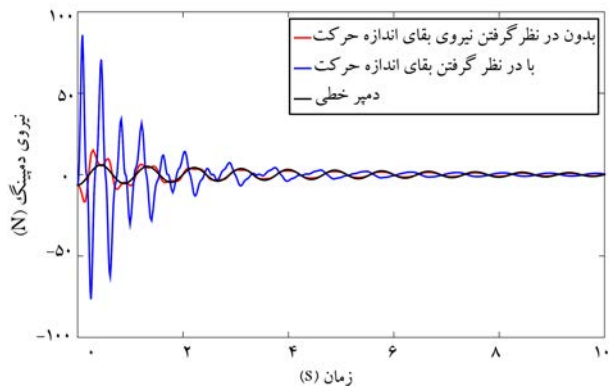
$$l = 1 \text{ cm}, \quad k = 1000 \text{ N.m}^{-1}, \quad m = 20 \text{ Kg},$$

$$d = 4 \text{ cm}, \quad D = 20 \text{ cm}, \quad \mu = 0.493 \text{ Pa.s},$$

$$u_0 = 0 \text{ m}, \quad \dot{u}_0 = 0.9 \text{ m.s}^{-1}, \quad \rho = 900 \text{ kg.m}^{-3};$$



شکل ۸. نمودار مقایسه‌ی پاسخ ارتعاشات آزاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).

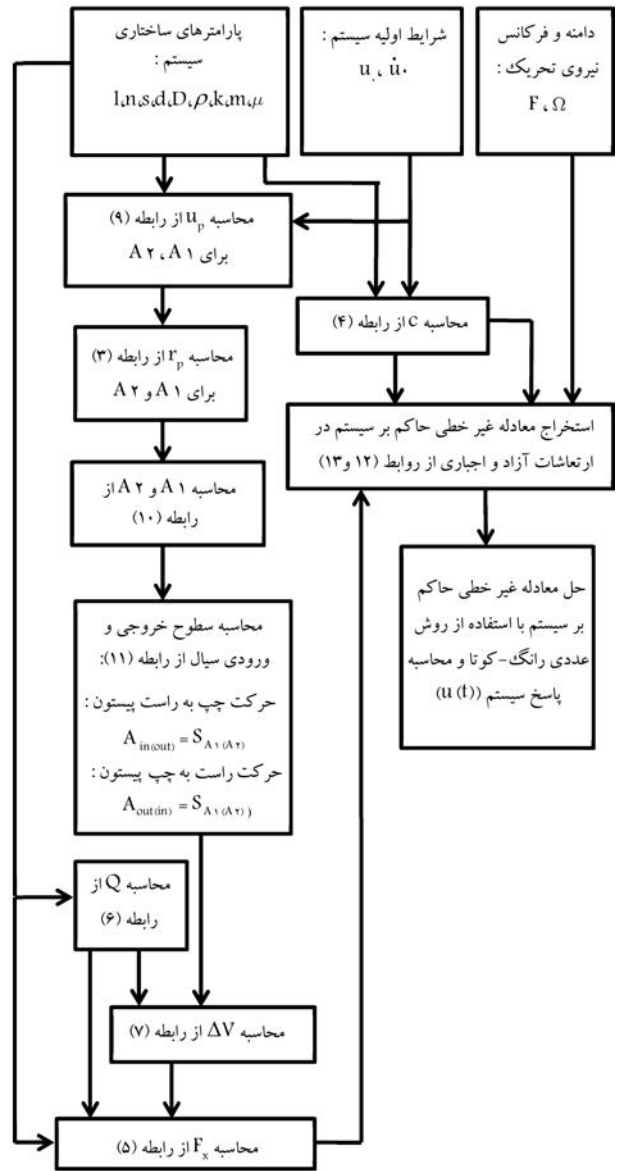


شکل ۹. نمودار مقایسه نیروی میرایی ارتعاشات آزاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).

۱.۳. ارتعاشات آزاد

در این ارتعاشات، میراگر تحت سرعت اولیه‌ی 0.9 m/s نوسان کرده و پاسخ‌های سیستم در شکل ۸ نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود، بیشترین دامنه‌ی نوسان در این میراگر بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ برابر با 116.4 mm و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ برابر با 87.18 mm است و بیشترین دامنه‌ی نوسانی در میراگر خطی برابر با 122 mm است. پاسخ نوسانی میراگر با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ نسبت به حالتی که $F_{\text{ع}}$ در نظر گرفته نمی‌شود تفاوت زیادی دارد و بیشینه پاسخ ارتعاشی هر دو حالت کم‌تر از مقدار قابل تحمل میراگر یعنی 141.4 mm است. علت اختلاف فاز در ارتعاشات آزاد، وجود در معادله‌ی ۵ است.

در شکل ۹ نیروی میرایی در طول زمان نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود نیروی میرایی تولید شده با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ به علت وجود نیروی $F_{\text{ع}}$ ، که نشان‌دهنده‌ی نیروی میرایی ناشی از تغییر سرعت ورود و خروج سیال است، بسیار بیشتر از دو نوسان دیگر است. در شکل ۱۰ نیروی منتقل شده در سه حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ ، با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ میراگر غیرخطی، و میراگر خطی نشان داده شده، که از جمع نمودار شکل ۹ با مقدار نیروی تولیدی فتر به دست می‌آید. در شکل ۱۱ نمودار سرعت - زمان نشان داده شده است که مطابق آن به دلیل وجود اصطکاک بیشتر در حالت با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ ، میراگر دارای سرعتی کم‌تر است.



شکل ۷. فلوجارت نحوه به دست آمدن معادله غیر خطی حاکم بر سیستم جرم - فنر - میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت.

با استفاده از این مقادیر، پارامترهای γ و ω_n به ترتیب عبارت خواهد بود از: $\gamma = 5$ و $\omega_n = \sqrt{50} = 7.071 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$.

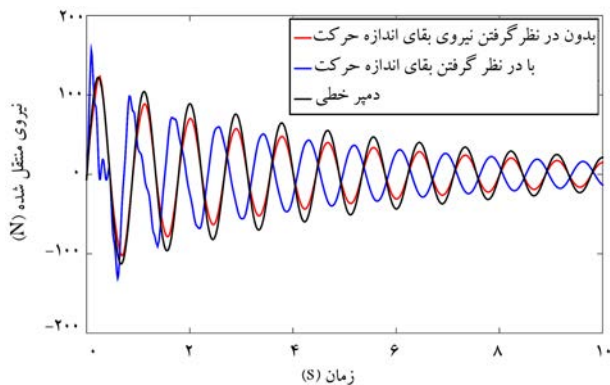
برای ارتعاشات اجباری $F = 100 \text{ N}$ و $\Omega = 35 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ و برای ارتعاشات تشدید $F = 50 \text{ N}$ ، $\Omega = \omega_n = 50 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ و $h = 0.123$ ، مقدار پارامترهای شکلی m و s در مطالعات پیشین [۲۳] برابر با ۱ و ۰.۵ در نظر گرفته شده است که طبق قید بیان شده در بخش ۳، بیشینه دامنه‌ی نوسانی سیستم برابر با 141.4 mm است که میراگر بیشتر از این مقدار قادر به نوسان نیست.

عملکرد میراگر غیرخطی در سه حالت، فرمول به دست آمده در مطالعه‌ی پیشین [۲۳] که ضریب میرایی آن تنها وابسته به مکان بود (بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$)، رابطه‌ی ۱۲ و ۱۳ که ضریب میرایی آن تابعی از مکان و سرعت است (با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$)، و میراگر خطی در سه نوع ارتعاشات آزاد، اجباری و تشدید با یکدیگر مقایسه شده است.

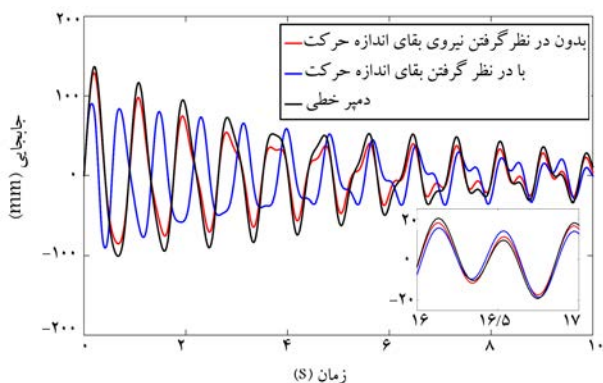
۲.۳. ارتعاشات اجباری تحت نیروی نوسانی

در این قسمت سیستم تحت نیروی 50 N با نوسان 15 rad.s^{-1} قرار می‌گیرد. این مقدار نوسان تقریباً $2/12$ برابر فرکانس طبیعی سیستم است. در شکل ۱۳ ارتعاشات سه حالت با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ و میراگر خطی در ارتعاشات اجباری نشان داده شده است؛ بیشترین دامنه‌ی نوسانی سیستم در این حالت (در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$) برابر است با $90/36 \text{ mm}$ است در حالی که بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ این مقدار به $129/3 \text{ mm}$ می‌رسد. در میراگر خطی هم بیشترین مقدار نوسان برابر با $136/9 \text{ mm}$ است. جابه‌جایی در حالت با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ کم‌تر است، و این دلیلی است بر بهتر بودن عملکرد میراگر تحت نیروی نوسانی اجباری. ارتعاشات سیستم با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ در شروع تفاوت بسیاری با حالات دیگر دارد ولی پس از گذشت حدود ۱۶ ثانیه ارتعاشات سیستم تقریباً مشابه دیگر حالات می‌شود. باید به این نکته توجه داشت که بیشینه نوسانات قابل تحمل سیستم مجهز به میراگر غیرخطی برابر با $141/4 \text{ mm}$ است که مقادیر به دست آمده‌ی فوق کم‌تر از این مقدار است. در شکل ۱۴ نیروی میرایی - زمان نشان داده شده است. نیروی میرایی تولید شده هنگامی که $F_{\text{ع}}$ در نظر گرفته شده بسیار بیشتر از دو حالت دیگر است و این نشانه‌ی برتری این نوع میراگر است. علت تفاوت دو مقدار در حالات در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ و در نظر نگرفتن $F_{\text{ع}}$

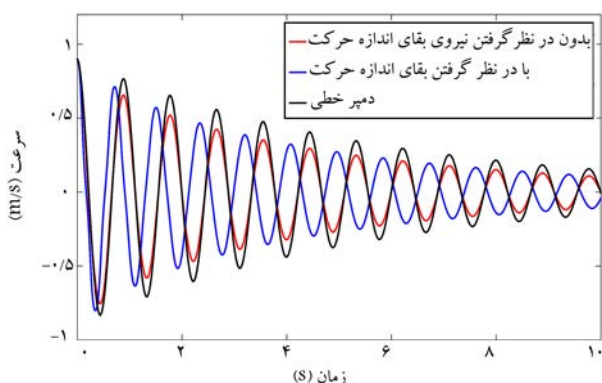
در شکل ۱۲ نیروی میرایی برحسب جابه‌جایی در مدت زمان 20 ثانیه نشان داده شده است که در آن نوسان با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ دارای بازه کم‌تری نسبت به دو حالت دیگر است؛ همچنین نیروی تولید شده در گوشه‌ها بسیار بیشتر از دو حالت دیگر است و این نمودار نشان‌دهنده برتری و واقعی‌ترین حالت این میراگر غیرخطی است.



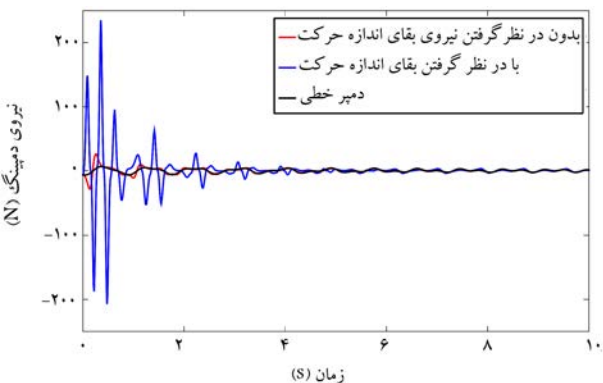
شکل ۱۰. نمودار مقایسه نیروی منتقل شده ارتعاشات آزاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



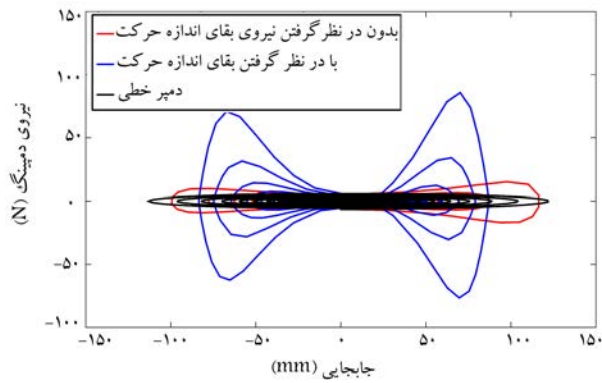
شکل ۱۳. نمودار مقایسه پاسخ ارتعاشات اجباری تحت نیروی زیاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



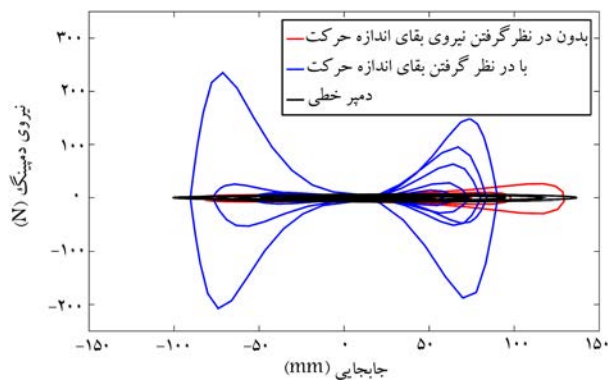
شکل ۱۱. نمودار مقایسه سرعت ارتعاشات آزاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



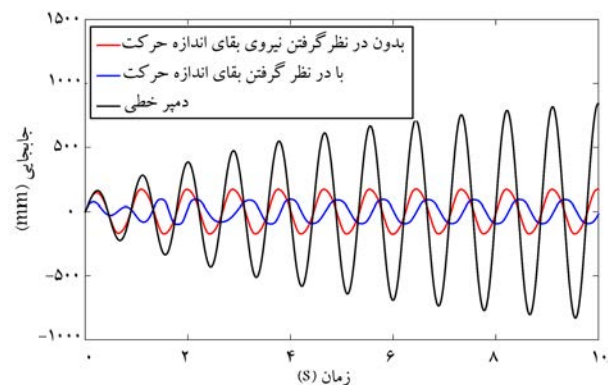
شکل ۱۴. نمودار مقایسه نیروی میرایی ارتعاشات اجباری تحت نیروی زیاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



شکل ۱۲. نمودار مقایسه نیروی میرایی برحسب جابه‌جایی ارتعاشات آزاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



شکل ۱۷. نمودار مقایسه نیروی میرایی برحسب جابه‌جایی ارتعاشات اجباری تحت نیروی زیاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).

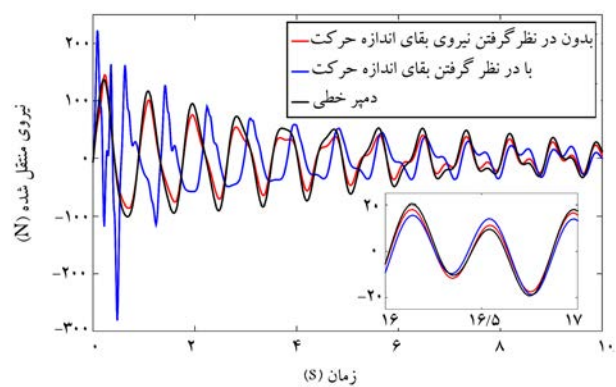


شکل ۱۸. نمودار مقایسه پاسخ ارتعاشات تشدید میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).

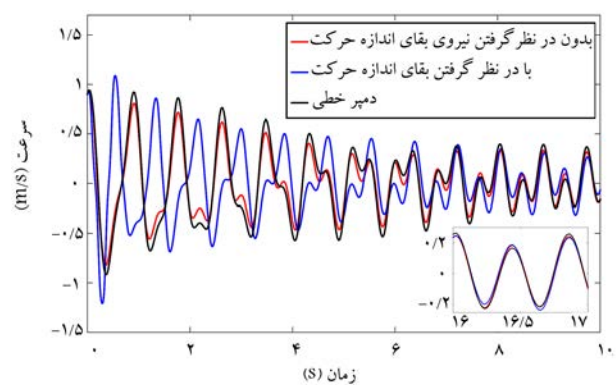
گرفته می‌شود. در این حالت به دلیل برابری ارتعاشات اجباری با ارتعاشات طبیعی، سیستم دچار تشدید می‌شود که بررسی پاسخ‌های سیستم در این حالت از اهمیت بسیاری برخوردار است. در این نوشتار، ارتعاش تشدید در حالت برابری فرکانس کاری با فرکانس طبیعی مورد مطالعه قرار گرفته است. گفتنی است در سیستم‌های غیرخطی، بیسیه دامنه‌ی پاسخ ضرورتاً در برابری دقیق فرکانس تحریک با فرکانس طبیعی نیست. این موضوع را می‌توان با در نظر گرفتن پارامتری مثل δ_d به عنوان میزان انحراف فرکانس تحریک از فرکانس طبیعی سیستم به صورت $\Omega = \omega_n + \delta_d$ بررسی کرد.^[۳۲]

شکل ۱۸ نشان دهنده‌ی نوسانات سیستم در سه حالت میراگر غیرخطی با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ ، بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ ، و میراگر خطی است که بیشترین اندازه نوسانات به ترتیب برابر با $97,78 \text{ mm}$ ، $175,48 \text{ mm}$ و $844,59 \text{ mm}$ در بازه زمانی 10° ثانیه است. مقدار بازه نوسانی سیستم مجهز به میراگر غیرخطی با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ در حدود $11/0$ دامنه‌ی نوسانی سیستم مجهز به میراگر خطی است. از سوی دیگر چنان که پیشتر در قسمت فرضیات بیان شد، بیشترین مقدار قابل تحمل میراگر غیرخطی برابر با $141,4 \text{ mm}$ است که در حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ سیستم مجهز به میراگر غیرخطی توانایی این جابجایی را ندارد ولی در حالت در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ این میراگر قادر به نوسان کامل این نوع ارتعاش است.

در شکل ۱۹ مقایسه‌ی بین نیروی میرایی هر سه حالت در ارتعاش تشدید نشان داده شده است. بر این اساس، مقدار نیروی میرایی در سیستم مجهز به میراگر



شکل ۱۵. نمودار مقایسه نیروی منتقل شده ارتعاشات اجباری تحت نیروی زیاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



شکل ۱۶. نمودار مقایسه سرعت ارتعاشات اجباری تحت نیروی زیاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).

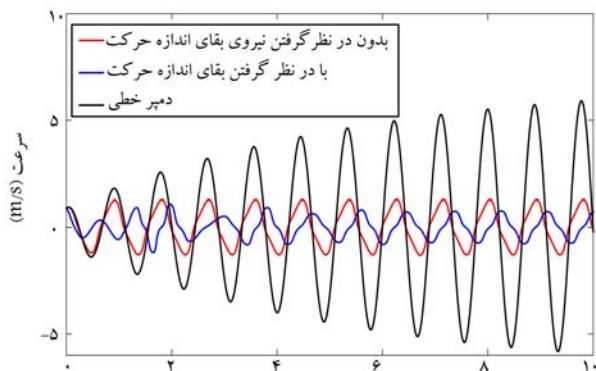
تفاوت زیاد سرعت ورود و خروج سیال و تأثیر بسیار آن در تولید نیروی میرایی است.

در شکل ۱۵ نیروی منتقل شده به پایه میراگر مشاهده می‌شود که طبیعتاً نیروی منتقل شده به پایه در حالت با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ مقدار بیشتری به دست آمده است. مقدار نیرو پس از گذشت زمان در حدود 16 ثانیه مشابه یکدیگر می‌شود. در شکل ۱۶ سرعت سه حالت برحسب زمان نشان داده شده است که در حالت در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ به دلیل هم‌زمانی نیروی نوسانی وارد شده با مقدار سرعت اولیه، ابتدا سرعت حالت در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ مقدار بیشتری است ولی در کم‌تر از 2 ثانیه کم‌تر از دو حالت دیگر می‌شود و پس از 16 ثانیه مقدار سرعت هر سه حالت برابر می‌شود.

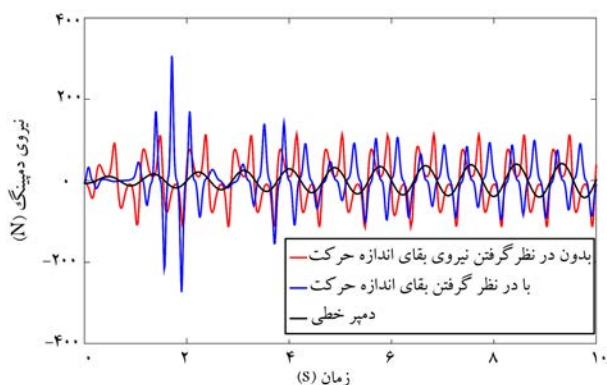
در شکل ۱۷ مقدار نیروی میرایی برحسب جابه‌جایی در مدت زمان 20° ثانیه نشان داده شده است. نیروی تولید شده میراگر غیرخطی با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ در مقایسه با حالات دیگر در کناره‌ها مقدار بسیار زیادی است و همین مقدار زیاد نیروی میرایی موجب دامنه‌ی نوسانی کم‌تر شده است.

۳.۳. ارتعاشات تشدید

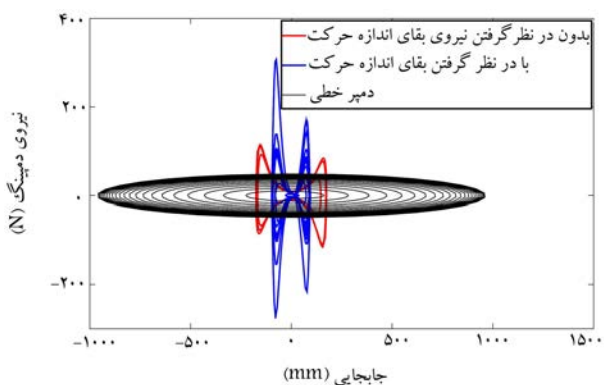
در این قسمت، میراگر غیرخطی و میراگر خطی تحت نیرویی با نوسان طبیعی سیستم که برابر با $\sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{50}$ است، نوسان می‌کند. مقدار نیروی اعمالی 50 N در نظر



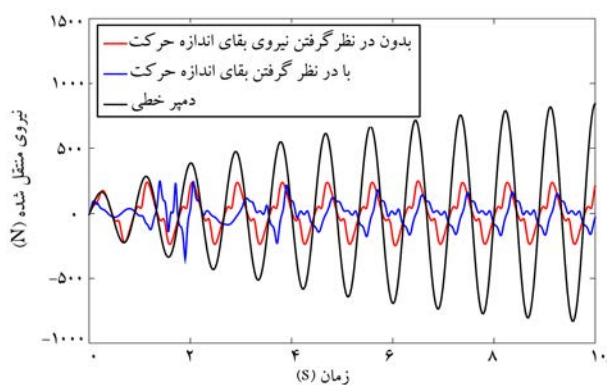
شکل ۱۹. نمودار مقایسه سرعت ارتعاشات تشدید میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



شکل ۲۰. نمودار مقایسه نیروی میرایی ارتعاشات تشدید میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



شکل ۲۱. نمودار مقایسه نیروی میرایی برحسب جابه‌جایی ارتعاشات تشدید میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



شکل ۲۲. نمودار مقایسه نیروی منتقل شده ارتعاشات تشدید میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).

دقیق‌تری برای پیش‌بینی ارتعاشات این سیستم ارائه می‌دهد. پاسخ‌های سیستم مجهز به میراگر خطی با سیستم مجهز به میراگر غیرخطی در حالات بدون در نظر گرفتن تأثیر قانون بقای اندازه حرکت و با در نظر گرفتن تأثیر قانون بقای اندازه حرکت با یکدیگر در سه حالت ارتعاشات آزاد، اجباری و تشدید مقایسه، و نشان داده شد که عملکرد بسیار بهتر سیستم مجهز به میراگر غیرخطی پیشنهادی غیرخطی وابسته به مکان و سرعت در حالت با در نظر گرفتن تأثیر تغییرات اندازه حرکت -- به‌ویژه در ارتعاشات تشدید -- مشهود است.

فهرست علائم

- A₁: کوتاه‌ترین فاصله بین پروفیل و پیستون در سمت راست شکل ۶ (m)؛
 A₂: کوتاه‌ترین فاصله بین پروفیل و پیستون در سمت چپ شکل ۶ (m)؛
 A_{i n}: سطح ورودی سیال در روزنه‌ی پیستون (m²)؛
 A_{o u t}: سطح خروجی سیال در روزنه‌ی پیستون (m²)؛
 c: ضریب میرایی (kgs⁻¹)؛
 d: قطر روزنه‌ی پیستون (m)؛
 D: قطر پیستون (m)؛
 F: نیروی میرایی تولید شده (N)؛

۴. نتیجه‌گیری

غیرخطی وابسته به مکان و سرعت با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ بیشتر از دیگر حالات است. در شکل ۲۰ نمودار نیروی منتقل شده به پایه‌ی میراگر که با نیروی تولیدی فنر جمع شده، نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود میراگر خطی به دلیل دامنه‌ی ارتعاشات بزرگ نیروی زیادی را به پایه انتقال می‌دهد.

شکل ۲۱ نشان‌دهنده‌ی مقایسه‌ی سرعت نوسان سیستم با یکدیگر در سه حالت است؛ مقدار سرعت در حالت سیستم مجهز به میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ به وضوح بسیار کم‌تر است.

در شکل ۲۲ مقدار نیروی میرایی برحسب جابه‌جایی در مدت زمان ۲۰ ثانیه نمایش داده شده است. مطابق شکل ۲۲، مقدار نیروی میرایی تولید شده در حالت سیستم مجهز به میراگر غیرخطی پیشنهادی با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ بسیار بیشتر و دارای دامنه‌ی نوسانی بسیار کم‌تری نسبت به حالات دیگر است، و این نشان‌گر برتری این نوع میراگر است.

در این نوشتار یک سیستم مجهز به میراگر غیرخطی با در نظر گرفتن تأثیر تغییرات اندازه حرکت مدل‌سازی شده است. نیروی ناشی از تغییر سرعت ورودی و خروجی سیال (بقای اندازه حرکت سیال) که در مقالات پیشین به آن اشاره نشده بود، مدل

u : مختصات افقی در راستای جابه‌جایی (m)؛
 u_p : مختصات لبه روزنه در راستای افق (m)؛
 \dot{u} : سرعت در راستای افق در میراگر (ms⁻¹)؛
 \ddot{u} : شتاب در راستای افق در میراگر (ms⁻²)؛
 ΔV : اختلاف سرعت ورودی و خروجی روزنه‌ی پیستون (ms⁻¹).

علائم یونانی

μ : لزجت دینامیکی (kgm⁻¹s⁻¹)؛
 γ : نسبت قطر پیستون به قطر روزنه‌ی پیستون؛
 β : نسبتی برابر با $\frac{r}{d.n(\frac{1}{s})}$ ؛
 ρ : چگالی (kgm⁻³)؛
 θ : زاویه‌ی مخروط ناقص با افق (°)؛
 ω_n : فرکانس طبیعی سیستم (Hz).

F_x : نیروی بقای اندازه حرکت سیال (N)؛
 H : ارتفاع مخروط بزرگ (m)؛
 k : ضریب سختی سیستم (Nm⁻¹)؛
 l : طول روزنه‌ی پیستون (m)؛
 m : جرم سیستم (kg)؛
 n : ضریب شعاع در طراحی پروفیل مرکزی؛
 Q : دبی سیال عبوری از روزنه‌ی پیستون (m³s⁻¹)؛
 r : مختصات افقی در راستای شعاع پروفیل مرکزی (m)؛
 r_p : مختصات لبه روزنه در راستای عمود (m)؛
 s : ضریب توانی در طراحی پروفیل مرکزی؛
 S_{A1} : کوچک‌ترین سطح عبور سیال از فاصله $A1$ (m²)؛
 S_{A2} : کوچک‌ترین سطح عبور سیال از فاصله $A2$ (m²)؛
 t : زمان (s).

پانوشته‌ها

1. nonlinear displacement-velocity-dependent damper
2. nonlinear displacement-dependent damper
3. perturbation theory
4. passive
5. semi-active
6. active
7. magnetorheological
8. electrorheological
9. barrier Lyapunov function
10. quadratic Lyapunov function
11. linear matrix inequality
12. H2/linear quadratic Gaussian
13. active mass damper
14. model reference adaptive control
15. clipped voltage law
16. nonlinear displacement-dependent

منابع (References)

1. De Silva, C.W., *Vibration: Fundamentals and Practice*, CRC Press, pp. 19-21 (2006).
2. Rao, S.S. and Yap, F.F. *Mechanical Vibrations*, Addison-Wesley New York, pp. 10-13 (1995).
3. Ilbeigi, S., Jahanpour, J. and Farshidianfar, A. "A novel scheme for nonlinear displacement-dependent dampers", *Nonlinear Dynamics*, **70**(1), pp. 421-434 (2012).
4. Jahanpour, J., Porghoveh, M. and Ilbeigi, S. "Forced vibration analysis of a system equipped with the nonlinear displacement-dependent (NDD) damper", *Scientia Iranica*, **23**(2), pp. 633-647 (2015).
5. Sun, W., Pan, H., Zhang, Y. and Gao, H. "Multi-objective control for uncertain nonlinear active suspension systems", *Mechatronics*, **24**(4), pp. 318-327 (2014).
6. Firrone, C.M. and Zucca, S. "Passive control of vibration of thin-walled gears: Advanced modelling of ring dampers", *Nonlinear Dynamics*, **76**(1), pp. 263-280 (2014).
7. Guo, X. and Jiang, J. "Passive vibration control of truss-cored sandwich plate with planar Kagome truss as one face plane", *Science China Technological Sciences*, **54**(5), pp. 1113-1120 (2011).
8. Marian, L. and Giaralis, A. "Optimal design of a novel tuned mass-damper-inerter (TMDI) passive vibration control configuration for stochastically support-excited structural systems", *Probabilistic Engineering Mechanics*, **38**(4), pp. 156-164 (2014).
9. Abraham, E. and Kerrigan, E.C. "Optimal active control and optimization of a wave energy converter", *IEEE Transactions on Sustainable Energy*, **4**(2), pp. 324-332 (2013).
10. Koch, G. and Kloiber, T. "Driving state adaptive control of an active vehicle suspension system", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, **22**(1), pp. 44-57 (2014).
11. Eslaminasab, N. "Development of a semi-active intelligent suspension system for heavy vehicles", PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Waterloo University, Canada, pp. 1-3 (2008).
12. Bahar, A., Pozo, F., Acho, L., Rodellar, J. and Barbat, A. "Hierarchical semi-active control of base-isolated structures using a new inverse model of magnetorheological dampers", *Computers & Structures*, **88**(7-8), pp. 483-496 (2010).
13. Xu, Y.L. and Chen, B. "Integrated vibration control and health monitoring of building structures using semi-active friction dampers: Part I—methodology", *Engineering Structures*, **30**(7), pp. 1789-1801 (2008).

14. Ozbulut, O.E., Bitaraf, M. and Hurlebaus, S. "Adaptive control of base-isolated structures against near-field earthquakes using variable friction dampers", *Engineering Structures*, **33**(12), pp. 3143-3154 (2011).
15. Noresson, V., Ohlson, N.G. and Nilsson, M. "Design of electrorheological dampers by means of finite element analysis: Theory and applications", *Materials & Design*, **23**(4), pp. 361-369 (2002).
16. Jianjun, L., Kaiquan, X. and Caixia, Z. "The research and application of nonlinear control algorithms based on magnetorheological damper", *Second International Conference on Future Information Technology and Management Engineering*, Sanya, China, pp. 323-326 (2009).
17. Ma, Y., Xie, S., Zhang, X. and Luo, Y. "Hybrid modeling approach for vehicle frame coupled with nonlinear dampers", *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, **18**(4), pp. 1079-1094 (2013).
18. Paciello, V. and Pietrosanto, A. "Magnetorheological dampers: A new approach of characterization", *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, **60**(5), pp. 1718-1723 (2011).
19. Pozo, F., Zapateiro, M., Acho, L., Vidal, Y. and Luo, N. "Experimental study of semiactive VSC techniques for vehicle vibration reduction", *Journal of the Franklin Institute*, **350**(1), pp. 1-18 (2013).
20. Xian-Xu, B., Wei, H. and Wereley, N.M. "Magnetorheological damper utilizing an inner bypass for ground vehicle suspensions", *IEEE Transactions on Magnetics*, **49**(7), pp. 3422-3425 (2013).
21. Zapateiro, M., Luo, N., Karimi, H.R. and Vehi, J. "Vibration control of a class of semiactive suspension system using neural network and backstepping techniques", *Mechanical Systems and Signal Processing*, **23**(6), pp. 1946-1953 (2009).
22. Worden, K., Hickey, D., Haroon, M. and Adams, D.E. "Nonlinear system identification of automotive dampers: A time and frequency-domain analysis", *Mechanical Systems and Signal Processing*, **23**(1), pp. 104-126 (2009).
23. Bitaraf, M., Ozbulut, O.E., Hurlebaus, S. and Barroso, L. "Application of semi-active control strategies for seismic protection of buildings with MR dampers", *Engineering Structures*, **32**(10), pp. 3040-3047 (2010).
24. Cetin, S., Zergeroglu, E., Sivrioglu, S. and Yuksek, I. "A new semiactive nonlinear adaptive controller for structures using MR damper: Design and experimental validation", *Nonlinear Dynamics*, **66**(4), pp. 731-743 (2011).
25. Kim, Y., Langari, R. and Hurlebaus, S. "Semiactive nonlinear control of a building with a magnetorheological damper system", *Mechanical Systems and Signal Processing*, **23**(2), pp. 300-315 (2009).
26. Tu, J., Lin, X., Tu, B., Xu, J. and Tan, D. "Simulation and experimental tests on active mass damper control system based on model reference adaptive control algorithm", *Journal of Sound and Vibration*, **333**(20), pp. 4826-4842 (2014).
27. Uz, M.E. and Hadi, M.N.S. "Optimal design of semi active control for adjacent buildings connected by MR damper based on integrated fuzzy logic and multi-objective genetic algorithm", *Engineering Structures*, **69**(1), pp. 135-148 (2014).
28. Afsharfard, A. and Farshidianfar, A. "Modeling and analysis of magnetorheological inner mass single unit impact dampers", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, **25**(3), pp. 342-351 (2014).
29. Yeessock, K., Langari, R. and Hurlebaus, S. "Supervisory semiactive nonlinear control of a building-magnetorheological damper system", *American Control Conference*, Seattle, Washington, pp. 2540-2545 (2008).
30. Wang, W.L., Yu, D.S., Huang, Y., Zhou, Z. and Xu, R. "A locomotive's dynamic response to in-service parameter variations of its hydraulic yaw damper", *Nonlinear Dynamics*, **77**(4), pp. 1485-1505 (2014).
31. Huang, W., Xu, J., Zhu, D., Wu, Y., Lu, J. and Lu, K. "Semi-active vibration control using a magneto rheological (MR) damper with particle swarm optimization", *Arabian Journal for Science and Engineering*, **40**(3), pp. 747-762 (2015).
32. Eyres, R.D., Champneys, A.R. and Lieven, N.A.J. "Modelling and dynamic response of a damper with relief valve", *Nonlinear Dynamics*, **40**(2), pp. 119-147 (2005).
33. White, F.M., *Fluid Mechanics*, WCB, ed: McGraw-Hill, Boston, pp. 146-158 (1999).
34. Jahanpour, J., Ilbeigi, S. and Porghoveh, M. "Resonant analysis of systems equipped with nonlinear displacement-dependent (NDD) dampers", *Nonlinear Dynamics*, **1**, *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*, DOI 10.1007/978-3-319-29739-2_8, pp. 67-82 (2016).