

روش طراحی برای میراگرهای ویسکوز سیال

سهیلا زارع محلاتی ۱، محسن خلیلی ۲ و احسان حیدری ۳

۱ مسئول عمران و شهرسازی شهرداری نیم ور، فوق لیسانس مهندسی عمران گرایش سازه دانشگاه پیام نور تهران شمال،

Soheyla_zare_m@yahoo.com

۲ کارشناسی پیوسته رشته حسابداری دانشگاه پیام نور گلپایگان مسئول امور مالی و ذیحساب شهرداری نیم ور

raha627270@yahoo.com

۳ مدیریت دولتی دانشگاه پیام نور خمین کارشناس درآمد و سرمایه گذاری

Ehsanmanagement@yahoo.com

چکیده

یک روش پایه طراحی میراگرهای ویسکوز سیال دو برابر فعال با میله های راهنمای دوبرابر معرفی شده است. جریان سیال ویسکوالاستیک بین دو صفحه موازی، که یکی به صورت ناگهانی شروع به حرکت کرده است و دیگری ساکن است، تحلیل شده است. با توجه به این راه حل، سرعت و تنش برشی سیال در برآمدگی پیستون به صورت تقریبی حل شده اند. یک مدل ریاضی میراگرهای ویسکوز گرفته شده است، و آزمایش ضربه انجام شده است. از نتایج تجربی، پارامترهای مدل ریاضی تعیین شده اند. در نتیجه، یک معادله طراحی نیمه تجربی بدست آمده است. با اعمال این معادله به یک میراگر مشخص عملی، مواد میرایی انتخاب می شود و ابعاد فیزیکی میراگر تعیین می شود. آزمایشات ضربه استفاده کننده از این میراگر اجرا شده اند. نتایج تئوری در یک توافق خوب با نتایج عملی هستند، که قابلیت اعتماد ابعاد فیزیکی محاسبه شده ی میراگر نمونه و اعتبار معادله طراحی پایه را معتبر می سازد.

کلیدواژه: میراگرهای ویسکوز سیال، سیستم لوله کشی، ضریب میرایی، میرایی ویسکوز غیر خطی

۱ - مقدمه

دستگاه های کاهش انرژی متنوعی در طول سال ها برای کنترل پاسخ سازه ای بیش از حد آشفتگی های محیطی گذرا ایجاد و اجرا شده است، مانند میراگرهای تسلیم فلزی، میراگرهای اصطکاکی، و میراگر های ویسکوز یا ویسکوالاستیک. این ها یک قسمت بزرگ از انرژی ورودی را برای کاهش ضربه و ارتعاش برای محافظت از سازه اصلی کاهش می دهد. در سال های اخیر، تلاش قابل توجهی به سمت ایجاد میراگر های ویسکوز سیال برای کاربردهای سازه ای سوق داده شده است، که آنها میتوانند به صورتی موثر برای دستیابی به سطح مطلوب از کنترل منفعل و دریافت تقریبا تمام انرژی آشفتگی به کار گرفته شوند، تا سازه را بدون تغییر و آماده برای استفاده بعد از حادثه باقی بگذارند. [۱-۵]

سیستم های لوله کشی خروجی در یک کشتی به وسیله ی تعداد زیادی کمک فنر و بقیه تکیه گاه های ارتعاشی حمایت شده اند. این طراحی های سخت قابلیت اعتماد کلی سیستم لوله کشی را کاهش می دهند زیرا آنها تنش های حرارتی بالایی تولید می کنند، که قابلیت اعتماد تحت شرایط معمولی عملیاتی را کاهش می دهد [۶]. بنابراین، ما تلاش می کنیم میراگ های ویسکوز سیال به سیستم های لوله کشی خروجی در کشتی برای جایگزینی کمک فنرهای مکانیکی معرفی کنیم. برای سیستم های لوله کشی خروجی، این میراگرهای ویسکوز سیال باید ملزومات پایه بسط های گرمایی برون تولید تنش ناخواسته را ارضا کند. در حین انفجار های زیر آبی تقریبا از دست رفته قوی، باید تضمین شود که این دستگاه ها نه تنها بیشتر انرژی های ورودی را کاهش می دهند و در نتیجه نیروهای منتقل شده به سیستم لوله کشی را کاهش می دهند، اما اینکه آنها باید همچنین پاسخ ضربه ی سیستم لوله کشی را به عنوان یک تکیه گاه و مانع جلوگیری کننده از تشدید با بار های ارتعاشی را محدود کند. بنابراین، یک سطح بالایی از کمال برای طراحی داخلی مناسب واحد میراگر برای سیستم های لوله کشی خروجی لازم است.

یک میراگر ویسکوز سیال انرژی را با اجبار یک سیال به جاری شدن از اریفیس ها کاهش می دهد که باعث اختلاف فشار و در نتیجه نیرو می شود. در میراگر های ویسکوز سیال خطی این نیرو متناسب با سرعت نسبی بین انتها های میراگر است. به هر صورت، برای کاربرد های سرعت -بالا، میراگر ای ویسکوز سیال غیر خطی برای تجاوز نکردن از ظرفیت نیروی دستگاه استفاده شده اند. قانون میرایی برای این میراگر ها با سیال های غیر نیوتونی غیر خطی است. یک رابطه ی میرایی ویسکوز کسری برای مدل سازی رفتار میراگر تحت حرکت های دامنه ی بزرگ فرمول بندی شده است [۷-۱۱]. قانون میرایی به صورت زیر است.

$$F_{damping} = C U^n \quad (1)$$

$F_{damping}$ نیروی میرایی، C ضریب میرایی، که به ابعاد فیزیکی و مواد میرایی [۴] بستگی دارد، v سرعت پیستون نسبت به سیلندر است، و n توان مثبت حقیقی مشخص کننده ی غیر خطی بودن میراگر است.

گستره ی توان غیرخطی n به تشریح شده با مولف های متفاوت، متفاوت است. گستره ی داده شده با لی و تیلور [۶] ۰٫۳ تا ۱٫۹۵ است، در حالیکه هوسنر و همکاران [۸] از ۰٫۳-۰٫۷۵ استفاده می کنند. مارتینز-رودریگو و رومرو بیان می کنند که باید زیر ۱ باشد. علت این اختلافات در فوق سازه های متفاوت و مواد میرایی میراگر ها است. بنابراین توان غیر خطی n مخصوصا در فرایند طراحی میراگر در اینجا انتخاب می شود.

وقتی یک میراگر را طراحی می کنید، مهم است مواد طراحی و فوق سازه را برای دستیابی به رفتار مطلوب انتخاب کنید [۴]. انتخاب مواد سخت گیرانه است، سیال باید ضد حریق، غیر سمی، به صورت گرمایی پایدار و با گذشت زمان خراب نشود. تحت راهنمایی های بهداشت و امنیت حرفه ای (OSHA) حاضر، نقطه ی اشتعال مواد باید حداقل $F 2000$ باشد [۷]. در این مقاله، یک نمونه از ژل سیلیکون که تمام ملزومات ذکر شده در بالا را دارد انتخاب شده است. برای تعیین فوق سازه، ریتویگر معادله ی پایه طراحی را بر اساس سیال قانون-قدرت استخراج کرده است. همانطور که ژل سیلیکون سیال مکسول است، معادله ی پایه ی طراحی برای سیال مکسول در این مقاله استخراج شده است.

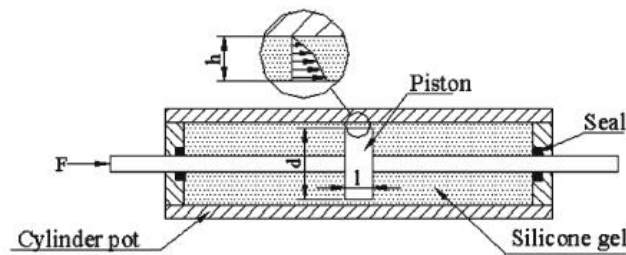
عناوین زیادی در جریان سیال مکسول وجود دارد، که یک مسئله ی اصلی در مکانیزم های سیال است. رحمان و رامکیسون [۱۲] جریان لوله ی محوری ناپایدار را مطرح می کنند. آندریونکو و همکاران [۱۳] جریان نوسانی در یک لوله ی مستقیم بی نهایت را بررسی می کنند. فتکاو راه حل یکسان برای جریان گذشته از یک صفحه نامحدود را حل می کند. چن و همکاران پروفایل سرعت و گرادیان فشار جریان تک سویه حالت ناپایدار بین دو سطح موازی را در نظر گرفته اند. هانگ و همکاران راه اندازی جریان در فضای حلقوی را بررسی کرده اند. در اینجا، جریان سیال بین دو صفحه ی موازی، یکی ناگهانی شروع به حرکت کرده و دیگری ساکن، بررسی شده است. بر اساس این جریان، یک معادله ی طراحی نیمه تجربی و یک مدل ریاضی برای میراگر ها استخراج شده است، یک میراگر ویسکوز سیال برای استفاده در سیستم های لوله کشی خروجی معمولاً با ضربه های سرعت بالا آشفته شده، طراحی شده است، و سپس آزمایشات برای تایید معادله طراحی و مدل ریاضی اجرا شده اند.

استخراج مدل ریاضی

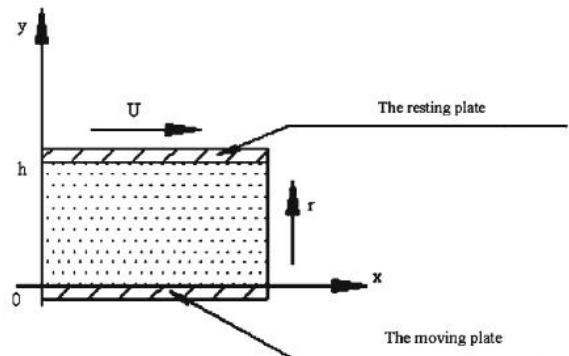
برای تسهیل طراحی میراگر، ما یک معادله پایه طراحی بر اساس مدل میرایی کسری استخراج می کنیم. حالت سازه ای میراگر طراحی شده در این مقاله، یک میراگر ویسکوز دوبرابر فعال با میله های راهنمای دوبرابر، که در شکل ۱ نشان داده شده، است. این دستگاه استوانه ای شامل یک ژل سیلیکون بسیار ویسکوز و کلفت است. این ماده دارای نقطه ی اشتعال بالای 650°F است و از لحاظ ظاهری ساکن است، کاملاً غیر سمی و پایدار از لحاظ گرمایی است. پیستون فولادی ضد زنگ می تواند در دو جهت نسبت به سیلندر حرکت کند. نیروی میرایی به عنوان نتیجه عمل برشی ژل سیلیکون ایجاد می شود، که وقتی آشفته گی های خارجی به پیستون ضربه می زند، مجبور به جریان از یک طرف پیستون به طرف دیگر می شود. در طول این فرایند انرژی ورودی برای کنترل ضربه ها و ارتعاشات کاهش می یابد. برای بدست آوردن مدل میرایی، یک مکعب بسیار کوچک از فاصله بین سیلندر و پیستون میراگر انتخاب شده است. جریان این مکعب می تواند جریان سیال وقتی دو صفحه ی موازی، که یکی به صورت ناگهانی حرکت می کند و دیگری ساکن است فرض شود. فاصله ی بین صفحات موازی باید h باشد. همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده، سیال در دو صفحه ی موازی در حرکت است. صفحه در $y=0$ در ابتدا ساکن است و سپس به صورت ناگهانی به سرعت U می رسد. صفحه در $y=h$ همیشه ساکن است.

$$V = u(y, t)i \quad (2)$$

برای این مسئله، بردار سرعت V به صورت زیر نوشته می شود.



شکل ۱. شماتیک میراگر های ویسکوز سیال در نظر گرفته شده



شکل ۲. جریان ژل سیلیکون در فاصله ی بین سیلندر و پیستون میراگر

u مقدار سرعت و i بردار واحد در جهت x است.

معادله گشتاور جریان سیال ویسکوالاستیک خطی تک سوپه، بدون نیروی جسم برابر است با:

(۳)

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial \tau}{\partial y}$$

ρ غلظت ژل سیلسکون است و τ تنش برشی است.

معادله تشکیل دهنده ی ژل سیلیکون برابر

است با [۱۱]:

$$\tau + \lambda \dot{\tau} = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$$

(۴)

λ زمان استراحت و μ ویسکوزیته حرکتی ژل

سیلیکون است.

با حذف τ از معادلات (۳) و (۴) داریم:

(۵)

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \lambda \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

ν ویسکوزیته حرکتی ژل سیلیکون است.

برای ساده سازی محاسبات راه حل، بعضی متغیر های بی بعد معرفی شده اند (به

وسیله ی ستاره نشان داده شده اند).

(۶)

$$u^* = \frac{u}{U}, y^* = \frac{y}{h}, t^* = \frac{tU^2}{\nu}$$

U سرعت شروع سریع در برآمدگی پیستون و ν سرعت آشفتگی سریع است.

به علت جذب ضربه، U برابر با ν نیست. با توجه به معادله (۱)، مقدار U میتواند به عنوان مقدار ν_1^n در نظر گرفته

شود، بدون در نظر گرفتن ارتباط بعدی، و n می تواند با آزمایش های ضربه بدست بیاید.

پس معادله حاکم بی بعد برابر است با:

(۷)

$$\frac{\partial u^*}{\partial t^*} + \zeta \frac{\partial^2 u^*}{\partial (t^*)^2} = \zeta \frac{\partial^2 u^*}{\partial (y^*)^2}$$

$$\xi = \nu^2 h^{-2} U^{-2} \quad \text{و} \quad \zeta = \lambda U^2 / \nu$$

تازمانی که سیال برای $t \leq 0$ ساکن است و صفحه در یک سرعت بی بعد ثابت $t \geq 0$ نگه داشته

$$u^*(0, t^*) = 1, t^* \geq 0$$

شده است، داریم.

(۸)

(۹)

$$u^*(y^*, t^*) = 0, t^* \leq 0, y^* \in (0, 1)$$

و شرط مرزی برابر است با:

$$u^*(1, t^*) = 1, t^* \geq 0$$

(۱۰)

بعلاوه، شرط اضافی برابر است با

$$\frac{\partial u^*(y^*, t^*)}{\partial t^*} = 0, t^* \leq 0, y^* \in (0, 1)$$

(۱۱)

معرفی یک تابع تبدیل

$$\omega(y^*, t^*) = u^*(y^*, t^*) - (1 - y^*)$$

(۱۲)

و با جایگزینی تابع ۱۲ در تابع های (۷)-(۱۱) $\omega(y^*, t^*)$ تکمیل میکند:

(۱۳)

$$\frac{\partial \omega}{\partial t^*} + \zeta \frac{\partial^2 \omega}{\partial (t^*)^2} = \zeta \frac{\partial^2 \omega}{\partial (y^*)^2}$$

$$\omega(0, t^*) = 0 \quad (14)$$

$$\omega(y^*, 0) = y^* - 1 \quad (15)$$

$$\omega(1, t^*) = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial \omega(y^*, 0)}{\partial t^*} = 0 \quad (17)$$

برای حل معادله های دیفرانسیل (۱۳)،

$$\omega(y^*, t^*) = \sum_{k=1}^{\infty} T_k(t^*) \sin(k\pi y^*) \quad (18)$$

شیوه جداسازی متغیرها استفاده شده است. سرعت به صورت زیر فرض شده است.

واضح است که معادله (۱۸) معادله های (۱۴) و (۱۶) را ارضا میکند. با جایگزینی معادله (۱۸) در معادله های (۱۳) بدست می آوریم:

$$\frac{dT_k(t^*)}{dt} + \zeta \frac{d^2 T_k(t^*)}{dt^2} + \xi k^2 \pi^2 T_k(t^*) = 0 \quad (19)$$

$$(20)$$

$$T_k(0) = -\frac{2}{k\pi}$$

با توجه به مقادیر ضرایب کوی داده شده بالادر معادله (۷)، فرض می کنیم که عبارت چند جمله ای برای تمام مقادیر k منفی است. بنابراین راه حل معادله (۱۹) به صورت:

$$(21)$$

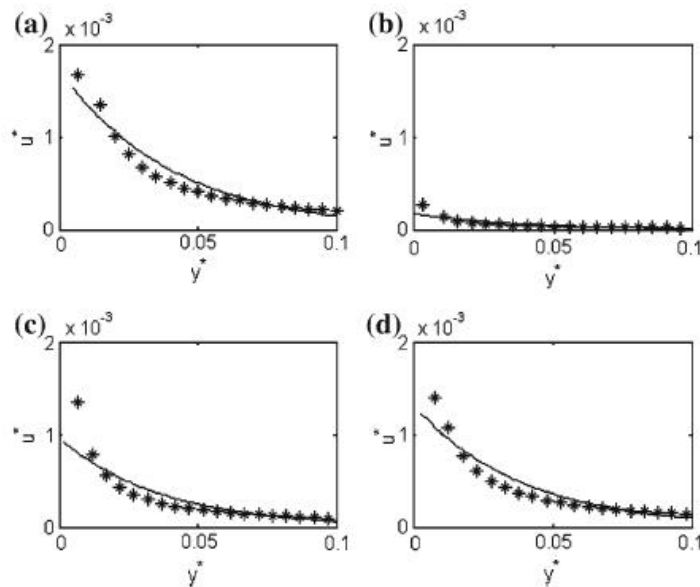
$$T_k(t^*) = C_{1k} e^{-t^*/2\zeta} \cos \frac{\sqrt{4\xi\zeta k^2 \pi^2 - 1}}{2\zeta} t^* + C_{2k} e^{-t^*/2\zeta} \sin \frac{\sqrt{4\xi\zeta k^2 \pi^2 - 1}}{2\zeta} t^*$$

C_{1k} و C_{2k} ثابت هستند.

در نتیجه سرعت بی بعد با توجه به معادله های (۱۲)، (۱۸) و (۲۱) به صورت:

$$(22)$$

$$u^*(y^*, t^*) = 1 - y^* + \sum_{k=1}^{\infty} \left(C_{1k} e^{-t^*/2\zeta} \cos \frac{\sqrt{4\xi\zeta k^2 \pi^2 - 1}}{2\zeta} t^* + C_{2k} e^{-t^*/2\zeta} \sin \frac{\sqrt{4\xi\zeta k^2 \pi^2 - 1}}{2\zeta} t^* \right) \sin(k\pi y^*)$$



شکل ۳. پروفایل های سرعت لحظه ای سیال در برآمدگی پیستون برای پارامتر های متفاوت (ستاره ها) و تقریب های تابع نمایی متناظر آنها (خط های واقعی) در $t^*=1$ ، با مقادیر دلخواه ζ و ξ ؛

$$\bar{u}^* = e^{-8.669(1+3.3106y^*)} \cdot ct^* = 0.001 \quad ; \quad \zeta = 26.5, \xi = 6 \quad ; \quad \bar{u}^* = e^{-6.359(1+3.8889y^*)} \cdot bt^* = 0.001$$

$$\bar{u}^* = e^{-6.62(1+3.9752y^*)} \quad ; \quad \zeta = 16.5, \xi = 2 \quad ; \quad \bar{u}^* = e^{-6.948(1+3.9378y^*)} \cdot dt^* = 0.005 \quad ; \quad \zeta = 12.5, \xi = 1.5$$

ضریب های $C_{1k} = -2/k\pi$ و $C_{2k} = -2/k\pi k \sqrt{4\zeta\xi k^2 \pi^2 - 1}$ در این معادله به سادگی از معادلات (۱۵) و (۱۷) بدست آمده است. حرکت ضربه در زمانی کوتاه در مقایسه با دوره های طبیعی اصلی ارتعاشات جسم های مورد ضربه اتفاق افتاده است، بنابراین میتواند به عنوان تغییر سرعت در نظر گرفته شود. از این سو، سرعت جریان سیال بین پیستون و سطح داخلی سیلندر باید به عنوان سرعت لحظه ای در ابتدای جریان بین دو صفحه موازی در نظر گرفته شود. بعلاوه، نیروی میرایی به عنوان یک نتیجه ی عمل برشی سیال ایجاد می شود. این به تنش برشی τ_p فعال در پیستون و منطقه ی خیس A پیستون غوطه ور بستگی دارد [۴]، بنابراین سیال در برآمدگی پیستون در این مسئله مهم است. وقتی t^* و y^* به میزان کافی کوچک هستند، یک تابع ساده تر برای جایگزینی تقریبی سرعت لحظه ای جریان نشان داده شده در معادله (۲۲) برای تسهیل محاسبه ی ریاضی تنش برشی معرفی می شود. برای مقادیر متنوع پارامتر های ζ و ξ (به صورت تصادفی انتخاب شدند) هر پروفایل سرعت لحظه ای و منحنی متناسب آن با استفاده از تناسب های مربع-حداقل در شکل ۳ به تصویر کشیده شده اند. شکل ۳ نشان می دهد که تابع نمایی معادله (۲۳) میتواند برای تقریب زدن پروفایل لحظه ای نشان داده شده در معادله (۲۲) استفاده شود.

$$u^*_{piston}(y^*, t^*) \approx e^{-\alpha(1+\beta y^*)} \quad (23)$$

α و β به عنوان پارامتر های تابع معرفی شده اند. سرعت لحظه ای که بر حرکت پیستون اثر می گذارد با آزمایش های ضربه بعدا تعیین می شود. پس سرعت متناظر به صورت زیر بدست می آید.

$$u_{piston}(y, t) = e^{-g(h+\frac{\beta}{h}y)} v_1^n \quad (24) \quad \text{که } g = \theta/h$$

با جایگزینی معادله (۲۴) در معادله (۴)، به سادگی تنش برشی حالت پایدار جریان بدست می آید:

$$\tau = K\mu e^{-g(h+\frac{\beta}{h}y)} v_1^n \quad (25)$$

که K ضریب تنش برشی است، که به محیط آزمایش بستگی دارد.
تنش برشی فعال در برآمدگی پیستون از معادله (۲۵) بدست می آید:

(۲۶)

$$\tau_p = K\mu e^{-gh} v_1^n$$

بنابراین نیروی میرایی فعال در پیستون به صورت زیر بدست می آید:

$$f_{damping} = \tau_p A = K\mu \pi d l e^{-gh} v_1^n = c v_1^n \quad (27)$$

که d و l قطر و طول پیستون است، که در شکل ۱ نشان داده شده است.

در این مدل، C ضریب میرایی است، که می تواند به صورت زیر از معادله ی بدست آید:

$$C = K\mu \pi d l e^{-gh} \quad (28)$$

v_1 در معادله ی (۲۷) با سرعت v_2 جایگزین شده است و سرعت v_2 با v_3 تعویض شده است. تکرار این فرایند، یک ترتیب نیروهای میرایی بدست می آید. چون سابقه ی زمانی سرعت ضربه می تواند در تعداد بی نهایت سرعت گسسته شود، معادله (۲۷) میتواند مدل حرکتی میراگر را با جایگزینی v_1 با تعدادی بی نهایت سرعت تشریح کند.

۱. انتخاب ویسکوزیته برای مواد میرایی

ژل سیلیکون یک ترکیب از مواد میرایی زیادی است. ویژگی های ژل سیلیکون با ویسکوزیته آن تغییر می کند. بنابراین، لازم است مواد میرایی را به دقت انتخاب کنیم. برای دستیابی به این، آزمایشات ضربه انجام می شوند.

قاعده آزمایش

آزمایش ضربه برای انتخاب ویسکوزیته برای مواد با استفاده از دستگاه سقوط انجام شده است. میراگر به صورت صلب به میز ثابت شده است. چکش سقوط با جرم ۹٫۸ کیلوگرم تا یک ارتفاع مشخص بالا برده می شود و سپس آزادانه رها میشود تا به پیستون میراگر ضربه بزند. مبدل شتاب B&K4393 و سیستم دریافت داده LMS برای ضبط سابقه ی زمانی شتاب جرم سقوط در حین افتادن استفاده می شود. محصول شتاب ضبط شده ضرب در جرم چکش سقوط سابقه ی زمانی نیروی میرایی فرض می شود. از شتاب برای بدست آوردن سرعت پیستون انتگرال گرفته می شود. سرعت اولیه از معادله ی بدست می آید، که g شتاب جاذبه است و H ارتفاع سقوط است. میراگر و مبدل به صورت نشان داده شده در شکل ۴ نصب شده اند.

ابعاد فیزیکی میراگر های آزمایش

برای این آزمایش های ضربه، یک میراگر آزمایش و ۲ پیستون تولید شد. ابعاد فیزیکی به صورت تصادفی انتخاب شد. این ها می توانند برای تغییرات راحت مواد میرایی و پیستون ها از هم جدا شوند. قطر داخلی سیلندر میراگر آزمایش ۶۰ میلیمتر بود. طول پیستون های جاگذاری شده در میراگر ۳۰ میلیمتر بود. قطر پیستون ها متفاوت بود. یکی ۴۶ میلیمتر و دیگری ۴۸ میلیمتر

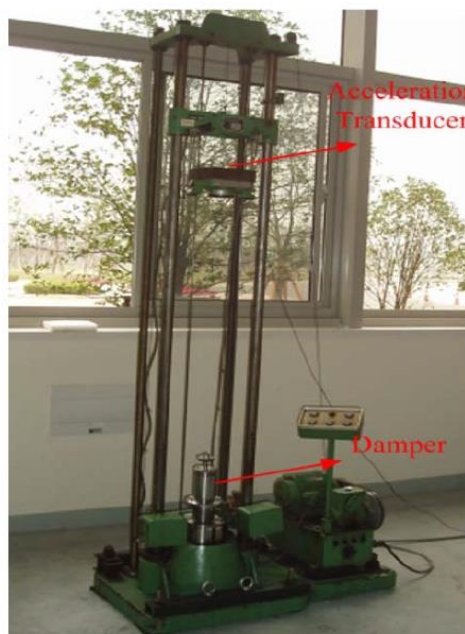
تئوری اصلی برای انتخاب مواد میرایی

معادله (۲۷) با v_1 جایگزین شده با سری نامحدودی از سرعت های v می تواند به صورت زیر تبدیل شود:

این معادله نشان می دهد که حداکثر نیروی میراگر به ضریب میرایی و توان غیر خطی وقتی تحت حداکثر سرعت ضربه ی مشابه قرار دارد، بستگی دارد. بعلاوه، میراگر های استفاده کننده از مواد میرایی متفاوت میتوانند با تغییر ابعاد فیزیکی پیستون ها به ضریب میرایی برابری دست پیدا کنند. بنابراین توان غیر خطی میراگر فاکتور اصلی برای کنترل حداکثر نیروی میراگرها است. برای کاهش حداکثر نیروی پاسخ، مواد میرایی کمترین توان غیر خطی دنبال می شود.

آزمایش ها و نتایج

برای شناسایی مواد میرایی مناسب، ۴ نوع ژل سیلیکون با ویسکوزیته های متفاوت برای آزمایش ها انتخاب شدند. نتایج آزمایش وقتی هر ماده میرایی در میراگر های آزمایش جاگذاری شد ضبط می شدند. دو پارامتر در معادله لگاریتمی (۲۹) به تناسب حداقل-مربع اجازه ایجاد برای توان غیر خطی تسلیم و ضریب های میرایی از نتایج تجربی می دهد. به سادگی دریافت می شود که n برای فوق سازه های میراگر متفاوت با مواد میرایی مشابه متنوع است و اینکه n برای مواد میرایی متفاوت در آزمایش میراگر متفاوت است. توان غیر خطی برای مواد میرایی متفاوت در جدول ۱ نشان داده شده است، که نشان می دهد که، وقتی ویسکوزیته ی ژل سیلیکون افزایش می یابد، توان غیر خطی میراگر کاهش می یابد. وقتی ویسکوزیته ژل سیلیکون 0.55 Pa.s باشد، توان غیر خطی به حداقل خود می رسد، 0.41 . بنابراین این ژل سیلیکون به عنوان ماده میرایی برای کنترل سیستم لوله کشی خروجی انتخاب شده است.



شکل ۴. دیاگرام نصب تجهیزات آزمایش ضربه

جدول ۱. توان غیر خطی آزمایش شده ی ژل سیلیکون با ویسکوزیته های متفاوت

Viscosity (pa.s)	60	150	300	500
Nonlinearity exponent n	0.49	0.46	0.44	0.41

جدول ۲. ابعاد فیزیکی میراگر های آزمایش

Description	Physical dimensions (mm)								
Length of the piston	42	46	48	50	52	46	46	46	46
Diameter of the piston	30	30	30	30	30	15	18	20	25

اعتبار مدل ریاضی

ابعاد فیزیکی میراگر های آزمایش و میراگر نمونه

برای اعتبار بخشی به مدل ریاضی، یک میراگر آزمایش و ۹ پیستون برای انتخاب پارامتر ها در معادله (۲۸) تولید شدند. با توجه به معادله (۲۸) و ضریب میرایی موثر سیستم لوله کشی خروجی، یک میراگر نمونه طراحی شد. قطر داخلی سیلندر میراگر آزمایش $D_1=60\text{mm}$ است. ابعاد فیزیکی پیستون ها در جدول ۲ لیست شده اند.

جدول ۳. نتایج آزمایش (گروه اول)

Length of the piston	Diameter of the piston	Damping coefficient	Nonlinear exponent
30	52	3.6361	0.39311
30	50	2.6615	0.4109
30	48	2.0474	0.4594
30	46	1.6902	0.4101
30	42	1.0026	0.4132

جدول ۴. نتایج آزمایش (گروه دوم)

Diameter of the piston	Length of the piston	Damping coefficient	Nonlinear exponent
46	15	0.8224	0.41
46	18	1.0141	0.4562
46	20	1.0808	0.3622
46	25	1.348	0.4101
46	30	1.6902	0.4105

ابعاد فیزیکی میراگر نمونه برابر بود با

$$D_2 = 51\text{mm}, d = 40\text{mm}, \text{ and } l = 20\text{mm}$$

آزمایشات و تحلیل ها

در فرایند حل پارامترها در مدل، پیستون میراگر به طور منظم تعویض می شد. ابتدا، پیستون ها با طول ۳۰ میلیمتر برای آزمایش انتخاب شدند، که قطرها به ترتیب ۴۲، ۴۶، ۴۸، ۵۰ و ۵۲ میلیمتر بودند. سپس پیستون با قطر ۴۶ میلیمتر انتخاب شد. که طول آنها ۱۵، ۱۸، ۲۰، ۲۵ و ۳۰ میلیمتر بود. برای هر ضربه ارتفاع سقوط ۱۲۵۰ میلیمتر بود. بنابراین چکش سقوط به پیستون میراگر ضربه ای با سرعت اولیه ۵ متر بر ثانیه وارد می کند. با استفاده از روش تحلیل مشابه مانند قسمت ۳،۴، ضریب های میرایی و توان های غیر خطی بدست آمدند، که در جدول ۳ و ۴ نشان داده شده است و سپس تناسب های حداقل مربع برای تعیین K و ϑ در معادله (۲۸) استفاده شد. که به $\vartheta = 0.21$ و $K = 33$ انجامید.

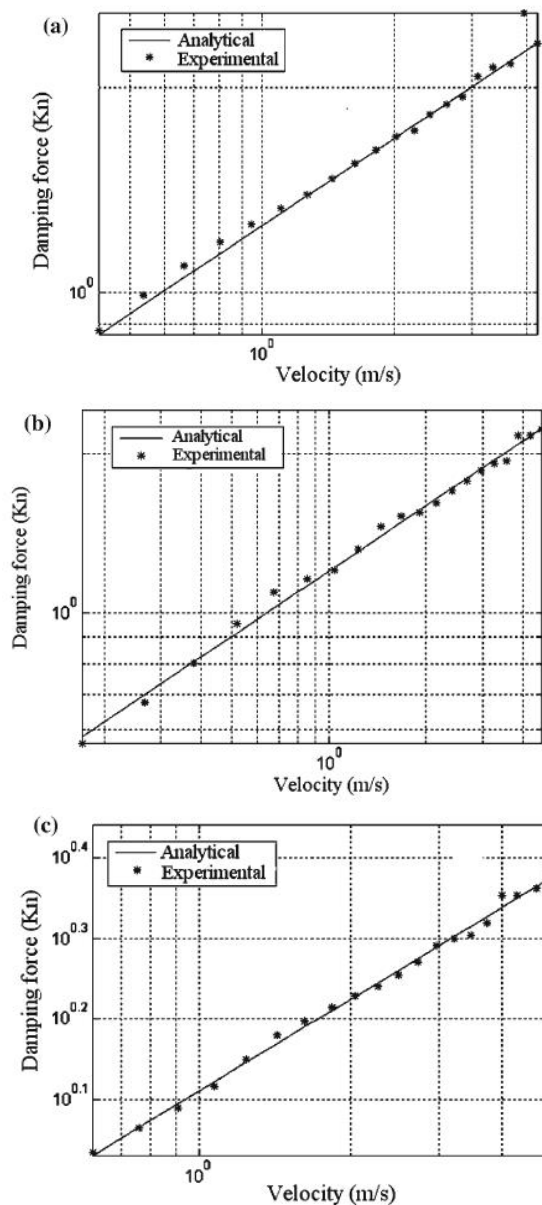
ضریب میرایی مؤثر در سیستم لوله کشی انتخاب شده $C = 1.66 \text{ Kn}\cdot\text{s/m}$ است. قطر داخلی سیلندر که با استفاده از محیط سرهم بندی تعیین می شود، ۵۱ میلیمتر بود. ابعاد فیزیکی میراگر نمونه میتواند بر اساس معادله پایه طراحی (۲۸) تعیین شود. آزمایش ضربه و تکنیک تحلیل داده ی مشابه دوباره برای اعتبار بخشی به ابعاد فیزیکی میراگر نمونه استفاده شد. سه ارتفاع سقوط متفاوت انتخاب شد. از تحلیل، ضریب میرایی تجربی $C = 1.56 \text{ Kn}\cdot\text{s/m}$ بود. تفاوت بین مقدار تحلیلی و مقدار تجربی ۰.۲٪ است که مشخصات در GJB150.18 را توجیه می کند. این نشان می دهد که مدل به میزان کافی برای پیشبینی ابعاد فیزیکی میراگر دقیق است.

ویژگی های مکانیکی میراگر

آزمایش های ضربه انجام شده در قسمت قبل همچنین می تواند برای بررسی ویژگی های مکانیکی میراگر استفاده شود. آزمایش های ضربه استفاده کننده از میراگر نمونه با ۳ ارتفاع سقوط متفاوت کامل شدند. منحنی های نیرو-سرعت میرایی تجربی و منحنی های نیرو-سرعت میرایی تئوری در شکل ۵ مقایسه شده است. توافق عالی نشان می دهد که مدل میرایی می تواند میراگر ویسکوز سیال را به دقت فرمول بندی کند.

نتیجه گیری

تکنیک های طراحی برای میراگرهای ویسکوز سیال دوبرابر فعال در این مقاله معرفی شده است. جریان ویسکوز جاری بین دو صفحه موازی تحلیل شده است. یک صفحه در ابتدا ساکن است و ناگهان به سرعت مشخص می رسد، در حالی که صفحه ی دیگر همواره ساکن است. بر اساس این تحلیل، جریان و تنش برشی سیال در نزدیکی پیستون حل شده اند. یک مدل ریاضی برای میراگر ویسکوز بدست آمده است. بعد از آزمایش های ضربه، یک معادله طراحی نیمه تجربی بدست آمده است.



شکل ۵. مقایسه ی منحنی های نیرو-میرایی تحلیلی و تجربی a. ارتفاع ضربه برابر $H=900\text{mm}$ ؛
b. $H=1050\text{mm}$ و c. $H=1250\text{mm}$

آزمایشات ضربه همچنین تایید می کنند که غیر خطی بودن میراگر در اصل به مواد میرایی بستگی دارد و از ابعاد فیزیکی مستقل است. میراگر نمونه مطابق با ملزومات کاربرد مهندسی با استفاده از مدل طراحی شده است. آزمایشات ضربه استفاده کننده از این میراگر نمونه نشان می دهد که ابعاد فیزیکی انتخاب شده میراگر مناسب هستند. ویژگی های مکانیکی میراگر نمونه تحلیل شده اند، و مطابقت خوبی بین نتایج تحلیلی و نتایج تجربی نشان می دهد، که مدل ریاضی را تایید می کند.

منابع

- Jia, J., Shen, X., Du, J., Wang, Y., & Hua, H. (2009). Design and mechanical characteristics analysis of a new viscous damper for piping system. *Archive of Applied Mechanics*, 79(3), 279-286.
- Vaezi, M., Pourzangbar, A., Fadavi, M., Mousavi, S. M., Sabbahfar, P., & Brocchini, M. (2021). Effects of stiffness and configuration of brace-viscous damper systems on the response mitigation of offshore jacket platforms. *Applied Ocean Research*, 107, 102482.

- Bakhshinezhad, S., & Mohebbi, M. (2020, April). Multi-objective optimal design of semi-active fluid viscous dampers for nonlinear structures using NSGA-II. In *Structures* (Vol. 24, pp. 678-689). Elsevier.
- Kumar, S., & Chakraborty, S. K. (2020). Reduction of seismic vibration in multistorey structures retrofitted with nonlinear viscous dampers using mode summation method. *Applied Mathematical Modelling*, 86, 294-310.
- Pourzangbar, A., Vaezi, M., Mousavi, S. M., & Saber, A. (2020). Effects of brace-viscous damper system on the dynamic response of steel frames. *International Journal of Engineering*, 33(5), 720-731.
- Taboada Saavedra, D. E., & Fernández-Dávila, V. I. (2019). Seismic response of a five story building with isolation system and supplemental viscous dampers for peruvian seismicity. *Tecnia*, 29(2), 75-79.
- Venczel, M., Bognár, G., & Veress, Á. (2021). Temperature-dependent viscosity model for silicone oil and its application in viscous dampers. *Processes*, 9(2), 331.
- Verma, R. K., Dubey, P. N., & Reddy, G. R. (2018). Determination of Effectiveness of Viscoelastic Dampers in Controlling the Seismic Response of Piping System by Shake Table Testing. In *Advances in Structural Integrity* (pp. 493-501). Springer, Singapore.
- Qi, L., Xue, J., Sui, Y., & Wu, Z. (2021). Smart retrofitting of irregular steel joints in traditional Chinese buildings by viscous dampers. *Engineering Structures*, 228, 111526.
- Kashani, R. (2019, November). An Air Suspension System With Adjustable Height, Damping and Stiffness Using No Viscous Dampers. In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition* (Vol. 59483, p. V011T01A001). American Society of Mechanical Engineers.