مجله مهندسی مکانیک مدرس، فروردین 1394، دوره 15، شماره 1، ص‌ص 59-66

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

طراحی و مدل‌سازی دسته موتور هیدرولیکی فعال برای کاربرد خودرو با بهره‌گیری از الگوریتم کنترل وفقی FXLMS

رضا تیکنی[1*]، سعید ضیائی‌راد[2]، نادر وحدتی[3]، سمیه حیدری[4]

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان
2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان
3- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه پترولیم، امارات متحده عربی
4- دانش‌آموخته دکترا، مهندسی مکانیک و هوافضا، دانشگاه صنعتی نانیانگ، سنگاپور
*اصفهان، کدپستی 83111-84156، r_tikani@cc.iut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 03 شهریور 1393
پذیرش: 20 مهر 1393
ارائه در سایت: 01 آذر 1393

کلید واژگان:
دسته موتور هیدرولیکی
کنترل ارتعاشات
دسته موتور فعال
کنترل وفقی

چکیده

دسته موتورهای هیدرولیکی به طور گسترده در صنایع هوایی و خودرویی برای جداسازی ارتعاشات و راحتی بیشتر مسافران مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این پژوهش دسته موتور هیدرولیکی فعالی ارائه شده است که علاوه بر قابلیت جداسازی ارتعاشات در گستره وسیعی از فرکانس‌ها، قابلیت تبدیل‌شدن به یک مستهلک کننده و همچنین قابلیت تبدیل‌شدن به یک دسته موتور شبه فعال را داراست. طراحی جدید شامل یک دسته موتور هیدرولیکی غیرفعال، یک عملگر الکترومغناطیسی و یک مدار الکتریکی شامل خازن و کلیدهای قطع و وصل است. عملگر الکترومغناطیسی در محفظه پایینی قرار گرفته است و وظیفه تغییر در سختی حجمی آن محفظه و در نتیجه تأثیر بر سختی دینامیکی دسته موتور را برعهده دارد. مدار الکتریکی یک خازن را به‌صورت موازی با سیم‌پیچ مغناطیسی قرار می‌دهد و در هنگام اعمال بارهای ضربه‌ای امکان تغییر در ویژگی‌های دسته موتور از جداساز ارتعاشات به مستهلک کننده را فراهم می‌آورد. مدل فیزیکی و روابط ریاضی مربوط به این دسته موتور به طور کامل ارائه شده است. در انتها با به‌کارگیری الگوریتم کنترل وفقی FXLMS کارایی دسته موتور در حالت فعال نشان داده شده و با حالت غیر فعال مقایسه شده است.

Design and modeling of an active hydraulic engine mount using FXLMS algorithm for automotive applications

Reza Tikani[1*], Saeed Ziaei-Rad[1], Nader Vahdati[2], Somayeh Heydari[3]

1- Mechanical Engineering Department, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran
2- Department of Mechanical Engineering, The Petroleum Institute, Abu Dhabi, United Arab Emirates
3- School of Aerospace and Mechanical Engineering, Nanyang Technological University, Singapore
*P.O.B. 84156-83111Isfahan, Iran,r_tikani@cc.iut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 25 August 2014
Accepted 12 October 2014
Available Online 22 November 2014

Keywords:
Active engine mount
Vibration isolation
Electromagnetic actuator
Filtered-X LMS

ABSTRACT

Hydraulic engine mounts are widely used in aerospace and automotive applications for vibration isolation. Here in this paper an active engine mounting system is proposed which not only acts like an isolator at a wide range of frequencies, but also performs as a damper when shock inputs and engine resonances are present. The proposed new design consists of a conventional passive fluid mount, an electromagnetic actuator (voice coil) and a capacitive circuit. The voice coil is placed in the lower chamber of the passive fluid mount and it can actively change the volumetric stiffness of the bottom chamber such that the mount has low dynamic stiffness in a wide range of frequencies. The capacitive circuit is paralleled with the voice coil and in situations when large shock inputs are present, adds capacitance to the electromagnetic circuit and changes the characteristics of the mount from an isolator to a damper. Here in this paper the physical and mathematical models of the new mounting system are presented, the simulation results are shown and the performances of the proposed design in all active, passive and damper conditions are demonstrated.

1- مقدمه

سیستم مونتاژ موتور در وسایل نقلیه اعم از خودروها، هواپیماها و غیره به طور معمول از موتور (منبع ارتعاشات) و تعدادی نگهدارنده (دسته موتور[1]) تشکیل شده است. برای جداسازی نویز و ارتعاشات تولید شده توسط موتور اخیراً از سیستم‌های مدرن مونتاژ استفاده می‌شود. نیاز به سیستم جداسازی ارتعاشات متغیر با فرکانس، پژوهشگران را به‌سمت توسعه دسته موتورهای هیدرولیکی میل داده است. دسته موتورهای هیدرولیکی، دسته موتورهایی

1- Engine Mounts

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
R. Tikani, S. Ziaei-Rad, N. Vahdati, S. Heydari, Design and modeling of an active hydraulic engine mount using FXLMS algorithm for automotive applications, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 1, pp. 59-66, 2015 (In Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.1.11.7]

الاستومری هستند که در آن‌ها سیال بین دو محفظه لاستیکی حرکت می‌کند[1]. دسته موتورهای هیدرولیکی به دسته موتورهای غیرفعال، شبه‌فعال و فعال تقسیم‌بندی می‌شوند. دسته موتورهای غیرفعال قادر به حل همه مشکلات ایجاد شده در هنگام عملکرد موتور نیستند. ازجمله آنکه در این دسته موتورها پس از ساخت امکان تغییر در ویژگی‌های دینامیکی، به‌دلیل مراحل ساخت، عمر تجهیز و یا شرایط دمایی اتفاق می‌افتد[2]. دسته‌موتور شبه‌فعال به دسته موتوری غیرفعال شامل اجزایی با قابلیت تغییر در برخی پارامترها گفته می‌شود. در کنترل شبه فعال با تغییر پارامترهای سیستم، پاسخ دینامیکی سیستم قابل تغییر است. پارامترهای قابل کنترل در دسته موتور شبه فعال عمدتاً استهلاک و سختی سیستم است. یک دسته موتور فعال معمولاً از یک دسته موتور غیرفعال، محرک تولید کننده نیرو، حسگر و کنترلر تشکیل شده است. در کنترل فعال ارتعاشات، نیروی دینامیکی خنثی‌کننده‌ای به کمک یک یا چند محرک برای حذف نیروهای اعمالی، در سیستم تولید می‌شود. به‌عبارت دیگر، منبع انرژی بایستی به صورت مداوم انرژی مورد نیاز محرک‌ها برای غلبه بر ارتعاشات وارده را تأمین نماید[3]. محرک مورد استفاده در این نوع از دسته موتورها بیشتر محرک‌های الکترومغناطیس یا پیزوالکتریک است. به طور کلی دسته موتورهای شبه‌فعال در گستره فرکانسی محدودتری نسبت به دسته موتورهای فعال به‌کار گرفته می‌شوند. ضمن آنکه در آن‌ها ارتعاشات به طور کامل حذف نمی‌شود[4]. مزیت این نوع از دسته موتورها، نسبت به نوع فعال، قابلیت اطمینان بیشتر و هزینه و انرژی مورد نیاز کمتر است. شایان ذکر است دسته موتورهای شبه فعال در اغلب موارد برای بهبود وضعیت کارایی سیستم در محدوده فرکانسی پایین استفاده می‌شوند. برای بهبود جداسازی ارتعاشات در فرکانس‌های بالا تکنیک‌های کنترل فعال پیشنهاد شده است.

با توجه به محدودیت گستره فرکانسی دسته موتورهای هیدرولیکی غیرفعال و شبه فعال، دسته موتورهای هیدرولیکی فعال برای حذف تقریباً کامل ارتعاشات در گستره وسیعی از فرکانس‌ها طراحی و توسعه داده شدند. به طور کلی دسته موتورهای هیدرولیکی فعال با یک عملگر و یک کنترلر تجهیز شده‌اند. کنترلر با تنظیم نیروی دینامیکی عملگر باعث نرم‌تر شدن دسته موتور و حرکت آزادانه موتور می‌شود و در نتیجه نیروی انتقال‌یافته به بدنه کاهش می‌یابد. در مطالعات قبلی صورت پذیرفته در این حوزه، از عملگرهای نیوماتیکی[5]، عملگرهای الکترومغناطیسی[6-8]، عملگرهای هیدرولیکی[9] و عملگرهای پیزوالکتریک[10-12] استفاده شده است. همچنین، کارایی استراتژی‌های کنترلی نظیر پیش‌خورد و پس‌خورد بررسی شده است[13,4-16]. هدف تمام دسته موتورهای فعال طراحی شده تاکنون، طراحی دسته موتوری بسیار سخت در فرکانس‌های پایین و دسته موتوری نرم در فرکانس‌های بالاست. همچنین طراحی‌ها بایستی به گونه‌ای باشد که در صورت اشکال در سیستم فعال دسته موتور، امکان ادامه کار به‌صورت غیرفعال برای سیستم فراهم آید. در این مقاله، دسته موتوری هیدرولیکی ارائه شده است که علاوه‌بر کارکرد غیرفعال، با استفاده از یک عملگر الکترومغناطیس و یک مدار الکتریکی به‌صورت شبه فعال و فعال نیز عمل می‌کند. ضمناً قابلیت تغییر در استهلاک سیستم با تغییر در ظرفیت خازن برای حالت شبه فعال نیز وجود دارد. این قابلیت چندکاره بودن وجه تمایز طراحی جدید با طراحی‌های قبلی است.

2- طراحی دسته موتور فعال هیدرولیکی

دسته موتورها با قرارگیری بین موتور و بدنه سه نقش اساسی را ایفاء می‌کنند: 1) تحمل وزن موتور، 2) کاهش ارتعاشات انتقال یافته از طرف موتور به بدنه و 3) کاهش ارتعاشات انتقال یافته ناشی از ناهمواری‌های جاده به موتور. علاوه‌بر سه وظیفه اصلی دسته موتورهای هیدرولیکی، دسته موتورهای هیدرولیکی فعال بایستی دو ویژگی دیگر را نیز داشته باشند: اول آنکه در صورت ایجاد شرایط غیرعادی در عملگر و یا سیستم کنترلی، دسته موتور به صورت غیرفعال قادر به ادامه کار باشد؛ دوم آنکه عملگر از نظر مصرف انرژی، اندازه و وزن متناسب با پارامترهای طراحی باشد[6]. برپایه نیازمندی‌های فوق، طراحی دسته موتوری جدید، مطابق شکل 1، انجام شده است.

در این طرح لاستیک موجود در محفظه پایینی یک دسته موتور غیرفعال ([2]) با یک پیستون، فنر، دیافراگم لاستیکی و یک عملگر الکترومغناطیسی جایگزین شده است. فنر، فشار استاتیکی در محفظه پایین سیال را تحمل می‌کند و دیافراگم لاستیکی با سختی حجمی بالا دور پیستون به منظور آب‌بندی قرار داده می‌شود. عملگر الکترومغناطیسی به پیستون متصل است و با حرکت پیستون فشار دینامیکی محفظه پایینی را تغییر می‌دهد. جریان ورودی به عملگر الکترومغناطیسی، توسط کنترلر کنترل می‌شود تا نیروی انتقال یافته به بدنه در گستره وسیع فرکانسی خنثی شود. در این طراحی، انتخاب عملگر الکترومغناطیسی به‌دلیل مناسب بودن اندازه آن نسبت به عملگرهای هیدرولیکی و همچنین به‌دلیل داشتن نیرو و جابه‌جایی زیادتر نسبت به عملگرهای پیزوالکتریک بوده است. ضمن آنکه، برای قابلیت چندکاره بودن دسته موتور، عملگر الکترومغناطیسی بهترین انتخاب است. در صورت صفر بودن جریان ورودی به عملگریا به‌عبارت دیگر عدم اعمال انرژی خارجی به سیستم، دسته موتور در حالت غیرفعال است. در صورت اتصال یک خازن با قابلیت تغییر در ظرفیت، امکان تغییر در ویژگی‌های سیستم وجود خواهد داشت و در این حالت دسته موتوری شبه‌فعال خواهیم داشت. در صورت اعمال جریان کنترل شده به سیستم، دسته موتور به‌صورت فعال عمل می‌کند. در ادامه نشان داده می‌شود که در هنگام ایجاد ارتعاشات با دامنه زیاد (در فرکانس‌های تشدید موتور یا در هنگام اعمال بارهای ضربه‌ای) با موازی نمودن یک خازن ظرفیت بالا با عملگر الکترومغناطیسی دسته موتور سخت شده و استهلاک بیشتری را از خود نشان می‌دهد. جزییات مربوطه و مدارهای پیشنهادی در بخش 7 آورده شده‌اند.

3- مدل فیزیکی دسته موتور هیدرولیکی فعال

شکل 2 مدل فیزیکی دسته موتور را نمایش می‌دهد. در این طرح سختی و استهلاک عمودی با K_r و B_r نشان داده است. سختی حجمی محفظه بالایی و پایینی به‌ترتیب با C_{vt} و C_{vb} مشخص شده است. K_s و R_s نشان‌دهنده سختی و استهلاک فنر تحمل کننده پیستون هستند و ظرفیت خازن با C نشان داده شده است (توضیحات جزئی هر پارامتر در جدول 1 آمده است). برای استخراج معادلات حاکم بر مساله، مدل باندگراف شکل 2 ترسیم شده است (شکل 3). استفاده از روش باندگراف در مسائلی که حوزه‌های مختلف انرژی را به یکدیگر مرتبط می‌سازد مورد استفاده قرار می‌گیرد. خوانندگان برای توضیحات بیشتر در مورد این روش می‌توانند به مرجع [17] مراجعه نمایند.

با توجه به مدل باندگراف معادلات به صورت روابط (1) تا (8) به‌دست می‌آیند:

$$\dot{q}_2 = V_{in} \quad (1)$$

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.1.11.7]

$$\dot{q}_6 = A_{pt}V_{in} - \frac{p_8}{I_8} \quad (2)$$

$$\dot{p}_8 = \frac{q_6}{C_6} - R_9\frac{p_8}{I_8} - \frac{q_{11}}{C_{11}} \quad (3)$$

$$\dot{q}_{11} = \frac{p_8}{I_8} - A_{pb}\frac{p_{14}}{I_{14}} \quad (4)$$

$$\dot{p}_{14} = A_{pb}\frac{q_{11}}{C_{11}} - \frac{q_{15}}{C_{15}} - R_{16}\frac{p_{14}}{I_{14}} + \alpha_c\frac{p_{19}}{I_{19}} \quad (5)$$

$$\dot{q}_{15} = \frac{p_{14}}{I_{14}} \quad (6)$$

$$\dot{p}_{19} = \frac{q_{22}}{C_{22}} - \frac{p_{19}}{I_{19}}R_{20} - \alpha_c\frac{p_{14}}{I_{14}} \quad (7)$$

$$\dot{q}_{22} = Sf_{23} - \frac{p_{19}}{I_{19}} \quad (8)$$

شایان ذکر است اندیس هریک از پارامترها در معادلات فوق به شماره باند آن پارامتر در شکل 3 اشاره دارد. در معادلات فوق پارامترهای q، متغیرهای عمومی جابه‌جایی و پارامترهای p، متغیرهای عمومی تکانه هستند. این متغیرها به‌صورت زیر تعریف می‌شوند:

جابه‌جایی نسبی دسته موتور	q_2
تغییر حجم محفظه بالایی	q_6
تغییر حجم محفظه پایینی	q_{11}
جابه‌جایی پیستون پایینی	q_{15}
بار الکتریکی خازن	q_{22}
انتگرال زمانی افت فشار درون مسیر اینرسی (ممنتوم فشار)	p_8
تکانه پیستون پایینی	p_{14}
شار مغناطیسی سیم‌پیچ	p_{19}

نیروی انتقال یافته به بدنه (نیرو در باند شماره 1، شکل 3) از رابطه (9) حاصل می‌شود:

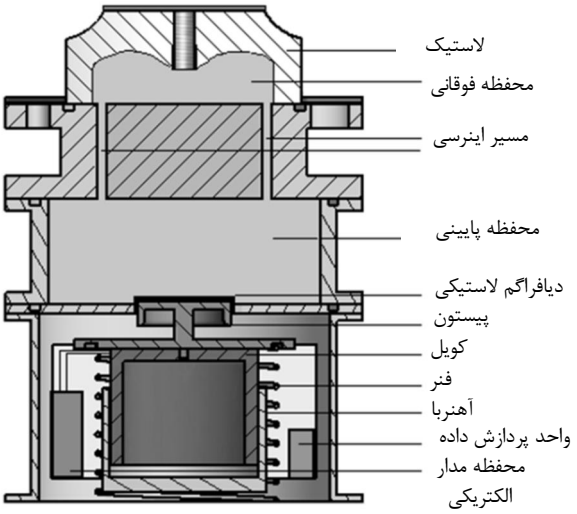
$$F_{in} = \frac{q_2}{C_2} + R_3V_{in} + A_p\frac{q_6}{C_6} \quad (9)$$

با لاپلاس گرفتن از روابط (1) تا (9) نیروی انتقال‌یافته برحسب جابه‌جایی موتور و جریان ورودی به عملگر از رابطه (10) به‌دست می‌آید:

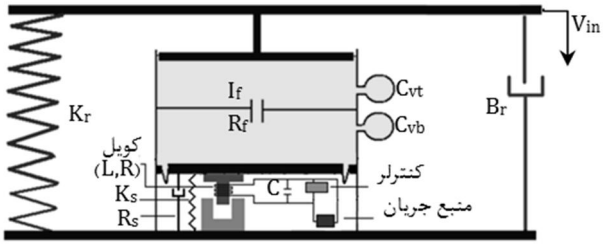
$$F_{in}(s) = \gamma_1(s)X_{in}(s) + \gamma_2(s)I_a(s) \quad (10)$$

در این رابطه $\gamma_1(s)$ و $\gamma_2(s)$ توابعی از پارامترهای دسته موتور هستند که به‌صورت روابط (11) و (12) تعریف می‌شوند:

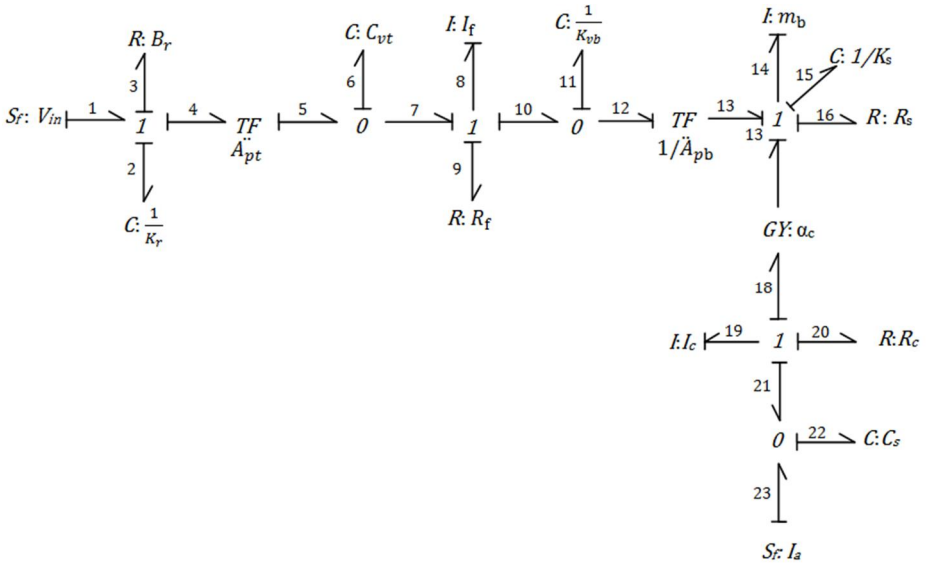
$$\gamma_1(s) = \left(\frac{1}{C_2} + sR_3 + \frac{A_{pt}^2 s}{\lambda_4(s)}\right) \quad (11)$$



شکل 1 طراحی انجام شده برای دسته موتور هیدرولیکی فعال



شکل 2 مدل فیزیکی دسته موتور



شکل 3 مدل باندگراف دسته موتور طراحی شده

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.1.11.7]

$$\gamma_2(s)=\left(A_{pt}\frac{\lambda_2(s)}{\lambda_1(s)\lambda_3(s)\lambda_4(s)}\right) \tag{12}$$

مقادیر $\lambda_1(s)$ تا $\lambda_4(s)$ به‌صورت روابط (13) تا (16) تعریف می‌شوند:

$$\lambda_1(s)=sC_{11}+\frac{A^2_{pb}}{\left(sI_{14}+\frac{1}{sC_{15}}+R_{16}+\frac{\alpha_c^2}{\left(sI_{19}+\frac{1}{sC_{22}}+R_{20}\right)}\right)} \tag{13}$$

$$\lambda_2(s)=A_{pb}\alpha_c\,/\,sC_{22}\left(sI_{19}+\frac{1}{sC_{22}}+R_{20}\right)/\left(sI_{14}+\frac{1}{sC_{15}}+R_{16}+\frac{\alpha_c^2}{\left(sI_{19}+\frac{1}{sC_{22}}+R_{20}\right)}\right) \tag{14}$$

$$\lambda_3(s)=\left(sI_8+R_9+\frac{1}{\lambda_1(s)}\right) \tag{15}$$

$$\lambda_4(s)=\left(sC_6+\frac{1}{\lambda_3(s)}\right) \tag{16}$$

جریان لازم برای آنکه عملگر بتواند باعث حذف نیروی انتقال‌یافته به بدنه شود، از رابطه (10) قابل دست‌یابی است. با صفر قرار دادن نیرو در این رابطه $I_a(s)$ به صورت رابطه (17) حاصل می‌شود:

$$I_a(s)=\frac{-\gamma_1(s)}{\gamma_2(s)}X_{in}(s) \tag{17}$$

$\gamma_1(s)$ و $\gamma_2(s)$ توابعی از پارامترهای دسته موتور هستند و برای تعیین نیروی مورد نیاز عملگر و همچنین انتخاب عملگر الکترومغناطیسی مناسب، دانستن این پارامترها ضروری است. به‌علاوه آنکه دانستن جابه‌جایی پیستون در محفظه پایینی که بیانگر محدوده جابجایی عملگر است نیز از عوامل تأثیرگذار در انتخاب عملگر است.

با توجه به روابط (1) تا (8)، جابه‌جایی پیستون پایینی (کمیت q_{15} در شکل 3) برحسب جابه‌جایی ورودی به دسته موتور به‌صورت رابطه (18) قابل محاسبه است.

$$q_{15}(s)=\frac{p_{14}(s)}{sI_{14}}=\left(\beta_3(s)\beta_1(s)+\frac{-\gamma_1(s)\left(\beta_3(s)\beta_2(s)+\beta_4(s)\right)}{\gamma_2(s)}\right)X_{in}(s) \tag{18}$$

که در آن $\gamma_1(s)$ و $\gamma_2(s)$ از روابط (11) و (12) به‌دست می‌آیند و $\beta_1(s)$ تا $\beta_4(s)$ از روابط (19) تا (22) حاصل می‌شوند:

$$\beta_1(s)=\left(\frac{A_{pt}s}{\lambda_1(s)\lambda_4(s)\lambda_3(s)}\right) \tag{19}$$

$$\beta_2(s)=\left(\frac{\lambda_2(s)}{\lambda_1^2(s)\lambda_3(s)}-\frac{\lambda_2(s)Sf_{23}}{\lambda_1^2(s)\lambda_3^2(s)\lambda_4(s)}-\frac{\lambda_2(s)}{\lambda_1(s)}\right) \tag{20}$$

$$\beta_3(s)=\frac{A_{pb}}{s^2I_{14}+\frac{1}{C_{15}}+sR_{16}+\frac{s\alpha_c^2}{\left(sI_{19}+\frac{1}{sC_{22}}+R_{20}\right)}} \tag{21}$$

$$\beta_4(s)=\alpha_c\,/\left(sC_{22}\left(sI_{19}+\frac{1}{sC_{22}}+R_{20}\right)\right)/\left(s^2I_{14}+\frac{1}{C_{15}}+sR_{16}+\frac{s\alpha_c^2}{\left(sI_{19}+\frac{1}{sC_{22}}+R_{20}\right)}\right) \tag{22}$$

دامنه جابه‌جایی موتور و همچنین فرکانس کاری موتور دو عامل مهم دیگر در انتخاب عملگرند. به طور خلاصه نکات زیر در انتخاب عملگر مناسب و طراحی دسته موتور مؤثرند.

1) مشخص نمودن دامنه جابجایی موتور
2) تعیین محدوده فرکانس کاری موتور
3) تعیین ماکزیمم فضای مورد نیاز به علاوه ماکزیمم وزن ممکن
4) تعیین نیرو و جابه‌جایی مورد نیاز عملگر

در ادامه مراحل فوق دنبال شده و کارایی دسته موتور فعال به کمک شبیه‌سازی نشان داده شده است.

4- شبیه‌سازی دسته موتور هیدرولیکی فعال برای کاربردهای خودرو

در موتورهای احتراق داخلی برای کاربردهای خودرو، دو نابالانسی عمده دینامیکی وجود دارد: نابالانسی‌های اولیه (نیروها و گشتاورهای اینرسی ناشی از حرکت اجزای با حرکت دورانی و رفت و برگشتی) و نابالانسی‌های ثانویه (ناشی از ضربات احتراق سوخت درون سیلندرها)[3].

سرعت موتورهای 4 سیلندر، در هنگام حرکت در بزرگراه‌ها، بستگی به شرکت سازنده دارد، ولی معمولاً در گستره 2000 تا 2500 دور بر دقیقه قرار دارد. به‌عنوان مثال، برای یک موتور 4 سیلندر معمولی، که با سرعت 2400 دور بر دقیقه (معادل 40 هرتز) در حرکت است، اجزا دورانی دارای فرکانسی معادل 40 هرتز است، در حالی‌که فرکانس ارتعاشات ناشی از احتراق دو برابر این مقدار و برابر 80 هرتز است.

شرکت‌های سازنده معمولاً تلاش فراوانی برای بالانس نمودن اجزای دوار درون موتور انجام می‌دهند تا میزان ارتعاشات ناشی از نابالانسی اولیه را به حداقل برسانند[18]. در حالی که ارتعاشات ناشی از نابالانسی‌های ثانویه بر روی اجزای خودرو تأثیر می‌گذارند و این امر تمایل برای رسیدن به دسته موتوری با قابلیت حذف این فرکانس‌ها را افزایش می‌دهد.

در این تحقیق حذف نابالانسی‌های با فرکانس‌های ثانویه موتور درنظر گرفته شده است. به منظور نشان دادن کارایی دسته موتور، شبیه‌سازی‌ها برای موتوری 4 سیلندر، که در شرایط حرکت در بزرگراه‌ها دارای سرعت 2400 دور بر دقیقه (فرکانس ثانویه80 هرتز) است، در ادامه آورده شده است.

پارامترهای دسته موتور به گونه‌ای انتخاب شده‌اند که فرکانس فاق[1] بر روی فرکانس 80 هرتز منطبق شود و دسته موتور قابلیت حذف ارتعاشات موتور به بدنه در گستره فرکانسی 15 تا 125 هرتز را داشته باشد. جدول 1 مقادیر هریک از پارامترها را نشان می‌دهد. شایان ذکر است مقادیر انتخاب

1- Notch frequency

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.1.11.7]

شده برای لاستیک و همچنین عملگر برمبنای مقادیر نمونه تجاری این محصولات است.

5- سختی دینامیکی دسته موتور هیدرولیکی فعال

سختی دینامیکی از رابطه (23) به‌دست می‌آید:

$$K_d = \frac{F_{in}}{X_{in}} = K_s + j\,K_l \qquad (23)$$

اندازه سختی دینامیکی (K_d) و زاویه استهلاک (φ) توسط رابطه (24) تعریف می‌شوند[19].

$$|K_d| = \sqrt{K_s^2 + K_l^2}, \quad \varphi = \arctan(K_l/K_s) \qquad (24)$$

با قرار دادن مقادیر عددی در روابط (1) تا (8)، رفتار دینامیکی دسته موتور قابل توصیف است. ضمن آنکه جریان لازم برای اعمال به عملگر و همچنین ماکزیمم جابه‌جایی عملگر به‌دست می‌آید.

شکل 4 مقایسه اندازه سختی دینامیکی دسته موتور را در حالتی که جریانی معادل رابطه (17) به عملگر الکترومغناطیسی داده می‌شود (حالت فعال) را با حالتی که جریانی به عملگر داده نشود یا عملگر از مدار حذف شود (حالت غیرفعال) و حالتی که یک خازن با سیم پیچ عملگر موازی شود (حالت مستهلک‌کننده) نشان می‌دهد. کاهش قابل ملاحظه اندازه سختی دینامیکی در حالت فعال به‌وضوح در این شکل مشخص شده است. همان‌گونه که نشان داده شده است، در حالتی که عملگر (کویل مغناطیسی) از مدار خارج شود، پارامترهای دسته موتور به گونه‌ای انتخاب شده‌اند که دسته موتور ارتعاشات ورودی با فرکانس ثانویه موتور را به‌خوبی کاهش دهد. در این حالت اگر دو سر پیچه مغناطیسی به خازن متصل شود، دسته موتور استهلاک بیشتری پیدا می‌کند که در صورت وقوع پدیده تشدید در موتور مفید است. ضمن آنکه اندازه سختی دینامیکی در فرکانس‌های بالاتر از 100 هرتز در این حالت نسبت به حالت دسته موتور غیرفعال پایین‌تر است که مطلوب طراح است.

6- محاسبه جریان لازم و جابجایی عملگر بر حسب فرکانس

با استفاده از رابطه (17)، جریان لازم برای عملکرد مناسب عملگر برحسب فرکانس به‌دست می‌آید. شکل 5، اندازه جریان مورد نیاز برای به صفر رساندن نیرو را نشان می‌دهد. برای انتخاب یک عملگر مناسب، بایستی شرایط جابه‌جایی موتور مشخص باشد. در این مقاله، دامنه جابه‌جایی موتور برابر 0/2 میلیمتر درنظر گرفته شده است. جریان مورد نیاز برای اعمال به عملگر در گستره فرکانسی 15 تا 125 هرتز با درنظر گرفتن این میزان جابه‌جایی کمتر از 2 آمپر است که از جریان اشباع پیچه مغناطیسی انتخاب شده (2/9 آمپر) کمتر است. بنابراین، عملگر در گستره فرکانسی مورد نظر بدون رسیدن به حالت اشباع، نیاز دسته موتور را برای حذف ارتعاشات انتقال‌یافته برآورده می‌سازد. تنها نکته باقی‌مانده میزان جابه‌جایی عملگر است که بایستی برای حالت غیرفعال، مستهلک‌کننده و فعال سیستم را با مشکل روبه‌رو نسازد. جابه‌جایی پیستون در محفظه پایینی در گستره فرکانسی مورد نظر مطابق شکل 6، کمتر از 5 میلیمتر است که از حد مجاز تعیین شده برای جابجایی عملگر انتخاب شده کمتر بوده و بنابراین در صورت ایجاد مشکل در سیستم کنترلی دسته موتور فعال، عملکرد دسته موتور در حالت غیرفعال باعث خرابی عملگر نمی‌شود.

شایان ذکر است حساسیت نیروی عملگر (α) نشان‌دهنده میزان توانایی عملگر است. هرچه این کمیت بیشتر باشد، میزان نیرو و جابه‌جایی ایجاد شده توسط عملگر بیشتر خواهد بود. البته در این صورت نیاز به سیم‌پیچ و آهنربای ثابت بزرگ‌تری خواهد بود که باعث افزایش وزن تجهیز می‌شود. در نتیجه برای انتخاب پیچه مغناطیسی بایستی بین پارامترهای مذکور تعادلی برقرار نمود.

7- دسته موتور در حالت مستهلک‌کننده

همان‌گونه که در مقدمه ذکر شد، دسته موتور طراحی شده قابلیت تبدیل‌شدن به مستهلک‌کننده را دارد. به این منظور دو کلید مطابق شکل 7 در مدار عملگر قرار داده شده است. ضمن آنکه خازنی با ظرفیت بالا در مدار مورد استفاده قرار گرفته است. در حالتی که کلید S_2 بسته و کلید S_1 باز باشد، دسته موتور در حالت فعال قرار دارد. در این حالت جریان کنترل‌شده به عملگر اعمال می‌شود. در حالتی‌که S_1 بسته و S_2 باز باشد، خازن با سیم‌پیچ عملگر موازی شده و دسته موتور به شکل مستهلک‌کننده عمل می‌کند. در این حالت با به‌کارگیری خازنی با ظرفیت متغیر، دسته موتور به

جدول 1 مشخصات دسته موتور فعال طراحی شده برای خودرو

پارامتر	توضیح	مقدار	واحد
$K_r = 1/C_2$	سختی لاستیک فوقانی	$10^5 \times 1/96$	N/m
$B_r = R_3$	استهلاک لاستیک فوقانی	41/6	N.s/m
$A_{pt} = TF_{4\text{-}5}$	سطح مؤثر لاستیک فوقانی	$10^{-3} \times 3/8$	m²
$K_{vt} = 1/C_6$	سختی حجمی لاستیک فوقانی	$10^{10} \times 2/177$	N/m⁵
$I_f = I_8$	اینرسی سیال درون مسیر اینرسی	$10^4 \times 1/56$	N-s²/m⁵
$R_o = R_9$	مقاومت سیال درون مسیر اینرسی	$10^5 \times 1/011$	N-s/m⁵
$K_{vb} = 1/C_{11}$	تراکم پذیری سیال	$10^{14} \times 2/1$	N/m⁵
$A_{pb} = 1/TF_{12\text{-}13}$	سطح مقطع پیستون پایینی	$10^{-3} \times 3/8$	m²
$M = I_{14}$	وزن پیستون و پیچه مغناطیسی	0/282	Kg
$K_s = 1/C_{15}$	سختی فنر نگهدارنده پیستون	5256	N/m
$R_s = R_{16}$	استهلاک فنر نگهدارنده پیستون	5	N.s/m
$A_c = GY_{17\text{-}18}$	حساسیت نیروی پیچه مغناطیسی	30/25	N/amp
$I_c = I_{19}$	ضریب القاء پیچه مغناطیسی	3/4	mH
$R_c = R_{20}$	مقاومت الکتریکی سیم‌پیچ	4/8	ohms
$C_s = C_{22}$	ظرفیت خازن در حالت تبدیل شدن به دسته موتور غیرفعال(خازن در حالت فعال و شبه‌فعال از مدار حذف می‌گردد.)	2000	µf

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

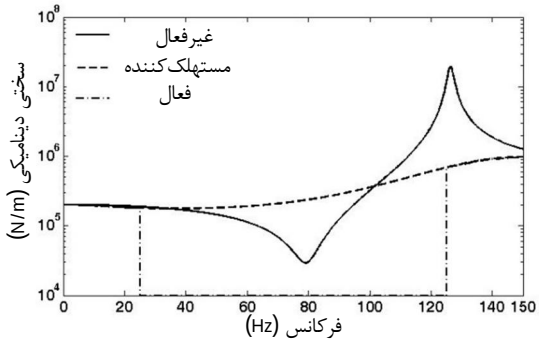
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.1.11.7]

حالت شبه‌فعال می‌رود و اگر هر دو کلید باز باشد، دسته موتور در حالت غیرفعال عمل می‌کند.

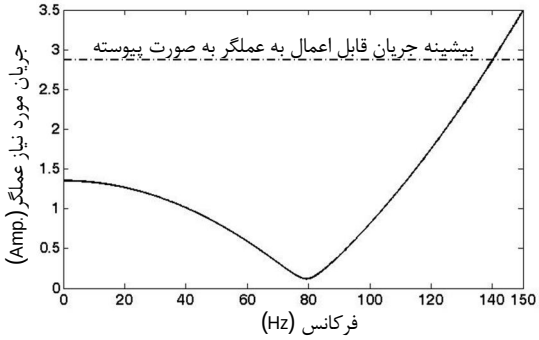
با توجه به رابطه (10)، در حالتی‌که جریان ورودی به عملگر صفر باشد (کلید S_2 باز باشد)، نیروی انتقال یافته به بدنه از رابطه (25) حاصل می‌شود:

$$F_{\text{in}}(s) = \gamma_1(s)X_{\text{in}}(s) = \left(\frac{1}{C_2} + sR_3 + \frac{A_{\text{pt}}^2 s}{sC_6 + \frac{1}{sI_8+R_9+\frac{1}{\lambda_1(s)}}}\right) \quad (25)$$

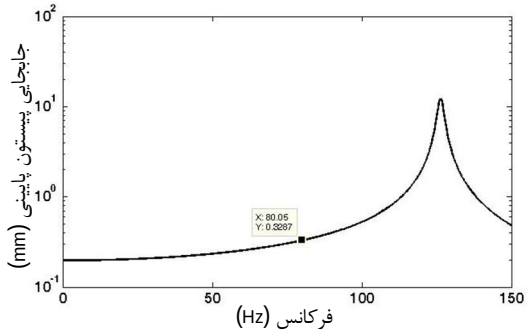
در این رابطه، متغیری که امکان تغییر در آن وجود دارد ظرفیت خازن (C_{22}) است. این متغیر در مقدار تابع $\lambda_1(s)$، که با رابطه (13) تعریف شد، اثرگذار است. طبق رابطه (13)، با افزایش ظرفیت خازن، مقدار $\lambda_1(s)$ کاهش می‌یابد و در نتیجه آن بخش موهومی تابع $\gamma_1(s)$ افزایش می‌یابد. طبق رابطه (25)، با افزایش بخش موهومی این تابع، استهلاک در عبارت سختی دینامیکی ($F_{\text{in}}/X_{\text{in}}$) افزایش می‌یابد و به‌عبارتی دسته موتور به حالت مستهلک‌کننده می‌رود. در شکل 4، اندازه سختی دینامیکی دسته موتور در سه حالت ذکر



شکل 4 مقایسه دسته موتور در سه حالت غیرفعال، مستهلک‌کننده و فعال



شکل 5 جریان مورد نیاز برای اعمال به عملگر



شکل 6 جابه‌جایی پیستون در حالت غیرفعال

شده نشان داده شد. البته برای کنترل جریان ورودی به عملگر و همچنین باز و بسته شدن کلیدهای S_1 و S_2 نیاز به سیستم کنترلی است که در ادامه اشاره می‌شود.

برای کنترل باز و بسته شدن کلیدها می‌توان از رله‌های حالت جامد (SSR) استفاده نمود. کنترل کلیدها براساس سیگنال ولتاژ ورودی از شتاب‌سنج قرار گرفته بر روی دسته موتور صورت می‌پذیرد. در صورت دریافت ولتاژ بالا که نشان دهنده ایجاد تشدید در سیستم است، کلید S_1 بسته و کلید S_2 باز می‌شود و دسته موتور به حالت مستهلک کننده می‌رود. در وضعیت عادی، کلید S_1 باز و کلید S_2 بسته است و دسته موتور در حالت فعال قرار دارد. ضمن آنکه با توجه به شکل 4 برای عملکرد بهینه دسته موتور، در فرکانس‌های بالاتر از 125 هرتز، حالت مستهلک کننده بهترین پاسخ را ارائه می‌دهد.

8- طراحی کنترلر وفقی

مروری بر مقالات نشان می‌دهد که استراتژی کنترلی پیشخور برای کاربردهای حذف ارتعاشات و نویز مناسب‌تر از کنترل پسخور است[11]، ولی بایستی مدل دقیقی از ویژگی‌های سیستم تحت کنترل در اختیار باشد. در دسته موتور ارائه شده، حتی اگر مدل‌سازی به‌صورت کاملاً دقیق صورت پذیرفته باشد، امکان تغییر در ویژگی‌ها و پارامترهای دسته موتور در اثر گذشت زمان، تغییرات دمایی و همچنین سایر اثرات محیطی وجود دارد. بنابراین، کنترلر پیشخور نیاز به بهبود با یک استراتژی کنترلی وفقی را دارد تا مشکل تغییر در پارامترها را تا حد امکان حل کند[11]. ترکیب استراتژی کنترلی پیشخور و وفقی، کنترلری را پدید می‌آورد که قابلیت تنظیم با تغییر در پارامترهای ورودی را داراست. در میان استراتژی‌های کنترل وفقی، الگوریتم FXLMS به‌صورت گسترده در کاربردهای حذف ارتعاشات و اغتشاشات به‌کار گرفته می‌شود[21،20]. بنابراین در این طراحی از این الگوریتم در سیستم کنترلی استفاده شده است.

ویدرو و هوف برای اولین‌بار الگوریتم LMS را ارائه دادند[22]. سیستم کنترل استفاده شده در این بخش الگوریتم پهنای باند باریک فیلترشده XLMS است[21،20]. شکل 8 آرایش این الگوریتم در کاربرد دسته موتور فعال مورد بحث را نشان می‌دهد.

مطابق شکل 8، جابه‌جایی ورودی موتور، $X_{\text{in}}(t)$، از طریق مسیر اولیه، $\gamma_1(s)$، که نشان‌دهنده خواص دسته موتور غیرفعال است به سازه منتقل می‌شود و باعث ارتعاشات اولیه‌ای در سازه می‌شود، $d(s)$، که بایستی حذف شود. سیگنالی که برای حذف ارتعاشات اولیه به‌کار می‌رود $y(s)$ است که از مسیر ثانویه $\gamma_2(s)$ به سازه وارد می‌شود که در کاربرد مورد بحث، نتیجه عمل دینامیکی عملگر است. سیگنال خطا نشان‌دهنده نیروی انتقال‌یافته به بدنه است که هدف، کاهش و به صفر رساندن آن است.

وظیفه الگوریتم FXLMS به‌روز کردن جریان ورودی به عملگر، $I_{\text{in}}(t)$، برای کاهش خطاست که از طریق مسیر ثانویه بر عملکرد دسته موتور تأثیر می‌گذارد. معادله بهنگام‌سازی کنترلر به صورت رابطه (26) است:

$$W_{k+1} = W_k + 2\mu F_T(n)Z \quad (26)$$

که در آن W_{k+1} تابع وزن کنترلر وفقی، μ اندازه گام، $F_T(n)$ نیروی انتقال‌یافته نمونه‌برداری شده به کمک نیروسنج، Z سیگنال نمونه‌برداری شده از سیگنال $R(n)$ است که از تابع تبدیل $\hat{\gamma}_2(z)$ گذشته باشد.

فرکانس سیگنال مرجع $R(t)$ (برابر با $X_{\text{in}}\text{Sin}(\omega t)$) با استفاده از

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

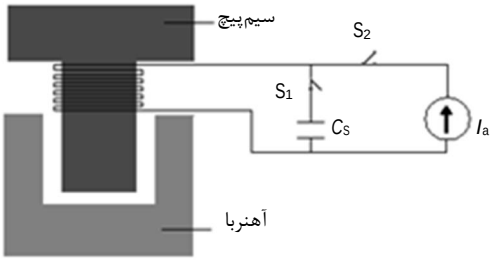
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.1.11.7]

ولتاژ تولیدی توسط تاکومتر تعیین می‌شود که دارای فرکانسی معادل فرکانس ارتعاشات ناخواسته موتور است. سیگنال خطا، توسط یک نیروسنج که بین موتور و دسته موتور قرار گرفته است، نیروی انتقال‌یافته از موتور به بدنه را نشان می‌دهد.

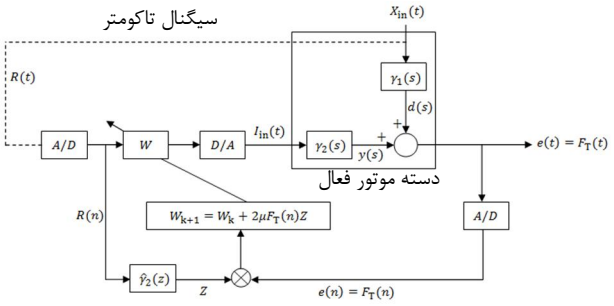
در الگوریتم نشان داده شده در شکل 8، تابع تبدیل $\hat{\gamma}_2(s)$ به‌صورت بهنگام توسط الگوریتم LMS دیگری که در این شکل نشان داده نشده است، به‌روزرسانی می‌شود. در مرجع [23] توضیحات بیشتری در این خصوص ارائه شده است. در اینجا با توجه به مشخص بودن تابع تبدیل می‌توان مستقیماً از مدل ساده شده الگوریتم، که در شکل 9 نشان داده شده است، استفاده نمود. توابع تبدیل مسیر اولیه و مسیر ثانویه به کمک روابط (11) و (12) تعریف شده‌اند. این توابع تبدیل با استفاده از نرم‌افزار متلب گسسته‌سازی شده و برای آنکه امکان استفاده در الگوریتم فراهم آید به کمک همین نرم‌افزار به معادلات فضای حالت گسسته تبدیل شده‌اند. معادلات حاصل از این دو تابع تبدیل به ترتیب جایگزین P(Z) و S(Z) در شکل 9 شده‌اند.

با استفاده از آرایش نشان داده شده در شکل‌های 8 و 9 و انجام شبیه‌سازی با درنظر گرفتن 150 ضریب وزنی، فرکانس نمونه‌برداری برابر 5 کیلوهرتز و اندازه گام برابر 0/0001، نتایج مطلوبی از کاهش ارتعاشات انتقال‌یافته به‌دست آمد. شکل 10 کارایی دسته موتور را در فرکانس 50 هرتز نشان می‌دهد. در شکل 11، جریان مورد نیاز برای اعمال به عملگر در حالت فعال نشان داده شده است. در شکل 12 و 13 نیروی انتقال‌یافته و جریان مورد نیاز برای اعمال به عملگر در حالت فعال برای فرکانس ارتعاشات وارده برابر 100 هرتز نشان داده شده است.

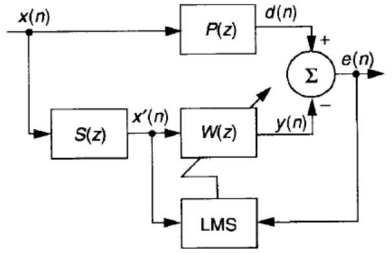
قابل ذکر است اثبات پایداری الگوریتم با به‌کارگیری تابع تبدیل مناسب براساس مدل دینامیکی در مسیر ثانویه الگوریتم کنترلی FXLMS تضمین می‌شود. خوانندگان برای توضیحات بیشتر می‌توانند به مرجع [4] مراجعه نمایند.



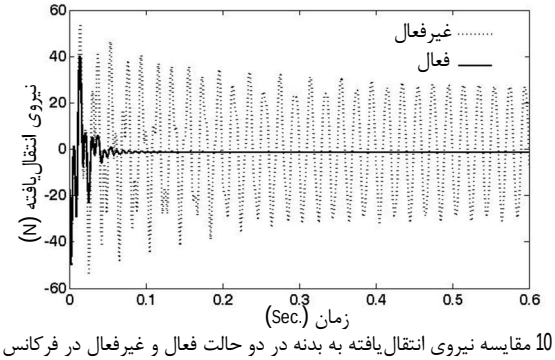
شکل 7 مدار الکتریکی موازی شده با سیم‌پیچ عملگر



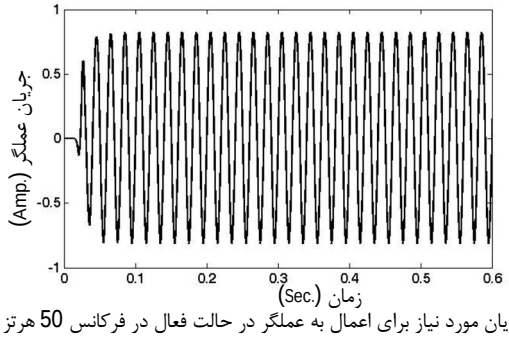
شکل 8 حذف فعال ارتعاشات به کمک الگوریتم FXLMS [11]



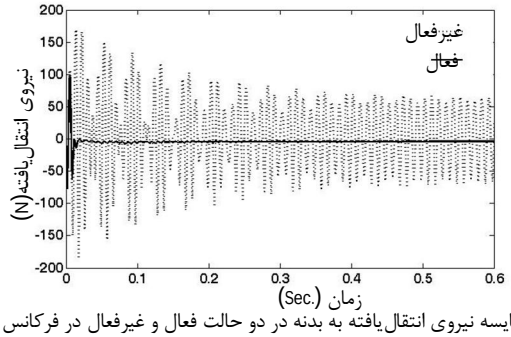
شکل 9 مدل ساده شدهی الگوریتم FXLMS[24]



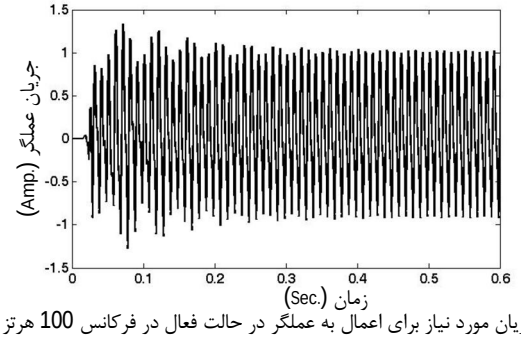
شکل 10 مقایسه نیروی انتقال‌یافته به بدنه در دو حالت فعال و غیرفعال در فرکانس ورودی 50 هرتز



شکل 11 جریان مورد نیاز برای اعمال به عملگر در حالت فعال در فرکانس 50 هرتز



شکل 12 مقایسه نیروی انتقال‌یافته به بدنه در دو حالت فعال و غیرفعال در فرکانس ورودی 100 هرتز



شکل 13 جریان مورد نیاز برای اعمال به عملگر در حالت فعال در فرکانس 100 هرتز

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.1.11.7]

9- نتیجه‌گیری

در این مقاله، طراحی جدیدی از یک دسته موتور هیدرولیکی فعال ارائه شد که شامل یک دسته موتور هیدرولیکی غیرفعال، یک عملگر الکترومغناطیسی و یک مدار الکتریکی شامل خازن و کلیدهای قطع و وصل است. تأثیر بر سختی دینامیکی دسته موتور به واسطه تغییر در سختی حجمی محفظه پایینی به کمک عملگر مغناطیسی صورت می‌پذیرد. از ویژگی‌های دسته موتور طراحی شده امکان استفاده از آن در حالت‌های غیرفعال، شبه فعال، مستهلک کننده و فعال است. معادلات حاکم بر مسأله به کمک روش باندگراف استخراج شد و سختی دینامیکی به‌عنوان مبنای مقایسه مورد ارزیابی واقع شد. با به‌کارگیری الگوریتم کنترل وفقی FXLMS کارایی دسته موتور در حالت فعال نشان داده شد و با حالت غیرفعال مقایسه شد. نیروی انتقال‌یافته به بدنه با کمک الگوریتم کنترلی نسبت به حالت فعال کاهش قابل ملاحظه‌ای را نتیجه داد. همچنین، حل در حوزه زمان برای دو فرکانس نمونه نشان داد که دسته موتور طراحی شده قادر است ارتعاشات وارده در فرکانس‌های ورودی را به میزان قابل توجهی طی زمان بسیار کوتاهی کاهش دهد.

10- مراجع

[1] H. Marzbani, R. N. Jazar, M. Fard, Hydraulic engine mounts: a survey, *Journal of Vibration and Control,* Vol. 20, No. 10, pp. 1439-1463, July 1, 2014.

[2] N. Vahdati, M. Ahmadian, Single pumper semi-active fluid mount, in *Proceeding of International Mechanical Engineering Congress and Exposition,* American Society of Mechanical Engineers, pp. 167-175, 2003.

[3] Y. Yu, S. M. Peelamedu, N. G. Naganathan, R. V. Dukkipati, Automotive vehicle engine mounting systems: a survey, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control,* Vol. 123, No. 2, pp. 186-194, 2001.

[4] Y. W. Lee, C. W. Lee, Dynamic analysis and control of an active engine mount system, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering,* Vol. 216, No. 11, pp. 921-931, 2002.

[5] J. C. Lee, J. Y. Choi, J. H. Kim, Identification of optimal control parameters for a pneumatic active engine mount system, *International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM),* 2011, pp. 217-221.

[6] Y. Hagino, Y. Furuishi, Y. Makigawa, N. Kumagai, M. Yoshikawa, Active control for body vibration of FWD car, *SAE* Technical Paper No. 860552, 1986.

[7] H. Mansour, S. Arzanpour, F. Golnaraghi, Design of a solenoid valve based active engine mount, *Journal of Vibration and Control,* Vol. 18, No. 8, pp. 1221-1232, 2011.

[8] R. Tikani, N. Vahdati, S. Ziaei-Rad, Two-mode operation engine mount design for automotive applications, *Shock and Vibration,* Vol. 19, No. 6, pp. 1267-1280, 2012.

[9] D. A. Hodgson, Frequency-shaped control of active isolators, in *AHS International Specialists' Meeting on Rotorcraft Basic Research,* 1991.

[10] T. Ushijima, S. Kumakawa, Active engine mount with piezo-actuator for vibration control, *SAE* Technical Paper No. 930201, 1993.

[11] T. Shibayama, K. Ito, T. Gami, T. Oku, Z. Nakajima, A. Ichikawa, Active engine mount for a large amplitude of idling vibration, *SAE* Technical Paper No. 951298, 1995.

[12] H. X. Yang, R. M. Wang, D. M. Liu, A study on active engine vibration control by applying hydraulic-piezoelectric mount, *Advanced Materials Research,* Vol. 721, pp. 501-504, 2013.

[13] Y. Nakaji, S. Satoh, T. Kimura, T. Hamabe, Y. Akatsu, H. Kawazoe, Development of an active control engine mount system, *Vehicle System Dynamics,* Vol. 32, No. 2-3, pp. 185-198, 1999.

[14] A. Hillis, A. Harrison, D. Stoten, A comparison of two adaptive algorithms for the control of active engine mounts, *Journal of sound and vibration,* Vol. 286, No. 1, pp. 37-54, 2005.

[15] B. H. Lee, C. W. Lee, Model based feed-forward control of electromagnetic type active control engine-mount system, *Journal of sound and vibration,* Vol. 323, No. 3, pp. 574-593, 2009.

[16] V. Fakhari, A. Ohadi, H. A. Talebi, A robust adaptive control scheme for an active mount using a dynamic engine model, *Journal of Vibration and Control,* DOI: 1077546313506927, 2013.

[17] W. Borutzky, *Bond Graph Modelling of Engineering Systems,* New York:Springer, 2011.

[18] E. E. Ungar, D. Ross, Vibrations and noise due to piston-slap in reciprocating machinery, *Journal of sound and vibration,* Vol. 2, No. 2, pp. 132-146, 1965.

[19] Y. Q. Zhang, W. B. Shangguan, A novel approach for lower frequency performance design of hydraulic engine mounts, *Computers and Structures,* Vol. 84, No. 8-9, pp. 572-584, 2006.

[20] S. M. Kuo, W. S. Gan, *Digital signal processors: architectures, implementations, and applications,* New Jersey:Prentice Hall, 2005.

[21] S. M. Kuo, B. H. Lee, W. Tian, *Real-Time Digital Signal Processing: Fundamentals, Implementations and Applications,* United Kingdom:John Wiley & Sons, 2013.

[22] B. Widrow, S. D. Stearns, *Adaptive signal processing,* Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, p. 491, Vol. 1, 1985.

[23] J. J. Shynk, Frequency-domain and multirate adaptive filtering, *IEEE Signal Processing Magazine,* Vol. 9, No. 1, pp. 14-37, 1992.

[24] S. M. Kuo, D. R. Morgan, Active noise control: a tutorial review, *Proceedings of the IEEE,* Vol. 87, No. 6, pp. 943-973, 1999.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-10-12]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.1.11.7]