



طراحی و مدل سازی دسته موتور هیدرولیکی فعال برای کاربرد خودرو با بهره گیری از الگوریتم کنترل وقفی FXLMS

رضا تیکانی^{1*}، سعید ضیائی‌راد²، نادر وحدتی³، سمیه حیدری⁴

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- دانش آموخته دکترا، مهندسی مکانیک و هوافضا، دانشگاه صنعتی نانیانگ، سنگاپور

*اصفهان، کدپستی 84156-83111، r_tikani@cc.iut.ac.ir

چکیده

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 وقفی

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 تبدیل شدن به یک مستهلک کننده و همچنین قابلیت تبدیل شدن 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 به صورت 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 به کارگیری الگوریتم کنترل وقفی 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-Rad¹, Nader Vahdati², Somayeh Heydari³

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. 84156-83111 Isfahan, 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

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 به سمت توسعه دسته موتورهای هیدرولیکی میل داده است. دسته موتورهای هیدرولیکی، دسته موتورهایی

سیستم مونتاژ موتور در وسایل نقلیه اعم از خودروها، هواپیماها و غیره به طور معمول از موتور (منبع ارتعاشات) و تعدادی نگهدارنده (دسته موتور¹)

1- Engine Mounts

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. علاوه بر 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 به دلیل مناسب بودن اندازه آن نسبت به عملگرهای هیدرولیکی و همچنین به دلیل داشتن نیرو و جابه‌جایی زیادتر نسبت به عملگرهای پیژوالکتریک بوده است. ضمن آنکه، برای قابلیت چندکاره بودن دسته موتور، عملگر الکترومغناطیسی بهترین انتخاب است. در صورت صفر بودن جریان ورودی به عملگرها به عبارت 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 به صورت 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 به ترتیب با C_{v1} و C_{v2} مشخص شده است. R_s و K_s نشان‌دهنده سختی و استهلاک فنر تحمل‌کننده 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) به دست

می‌آیند:

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

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. از جمله آنکه در این دسته موتورها پس از ساخت امکان تغییر در ویژگی‌های دینامیکی، به دلیل مراحل ساخت، عمر تجهیز و یا شرایط دمایی اتفاق می‌افتد [2]. دسته موتور شبه‌فعال به دسته موتوری غیرفعال شامل اجزایی با قابلیت تغییر در برخی پارامترها گفته می‌شود. در کنترل شبه‌فعال با تغییر پارامترهای سیستم، پاسخ دینامیکی سیستم قابل تغییر است. پارامترهای قابل کنترل در دسته موتور شبه‌فعال عمدتاً استهلاک و سختی سیستم است. یک دسته موتور فعال معمولاً از یک دسته موتور غیرفعال، محرک تولیدکننده 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. به عبارت 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 الکترومغناطیسی یا پیژوالکتریک است. به طور کلی دسته موتورهای شبه‌فعال در گستره فرکانسی محدودتری نسبت به دسته موتورهای فعال به کار 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 شبه‌فعال 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 شبه‌فعال، 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 انتقال یافته 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 پیژوالکتریک [10-12] استفاده شده است. همچنین، کارایی استراتژی‌های کنترلی نظیر پیش‌خورد و پس‌خورد بررسی شده است [13-16]. 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 به صورت غیرفعال برای سیستم فراهم آید. در این مقاله، دسته موتوری هیدرولیکی ارائه شده است که علاوه بر کارکرد غیرفعال، با استفاده از یک عملگر الکترومغناطیسی و یک مدار الکتریکی به صورت شبه‌فعال و فعال نیز عمل می‌کند. ضمناً قابلیت تغییر در استهلاک سیستم با تغییر در ظرفیت خازن برای حالت شبه‌فعال نیز وجود دارد. این قابلیت چندکاره بودن وجه تمایز طراحی جدید با طراحی‌های قبلی است.

2- طراحی دسته موتور فعال هیدرولیکی

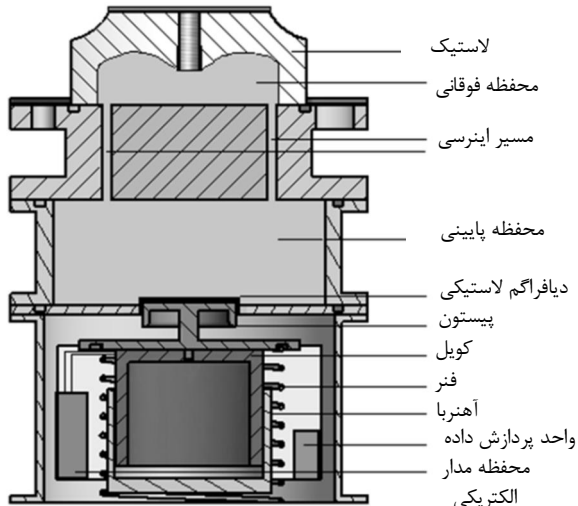
دسته موتورها با قرارگیری بین موتور و بدنه سه نقش اساسی را ایفا

با لاپلاس گرفتن از روابط (1) تا (9) نیروی انتقال یافته بر حسب جابه جایی موتور و جریان ورودی به عملگر از رابطه (10) به دست می آید:

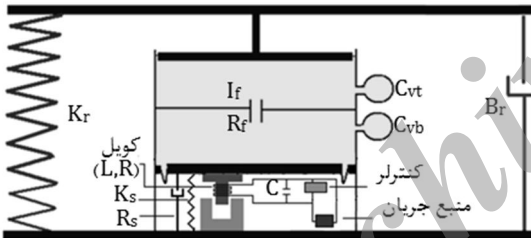
$$F_{in}(s) = \gamma_1(s)X_{in}(s) + \gamma_2(s)I_a(s) \quad (10)$$

در این رابطه $\gamma_1(s)$ و $\gamma_2(s)$ توابعی از پارامترهای دسته موتور هستند که به صورت روابط (11) و (12) تعریف می شوند:

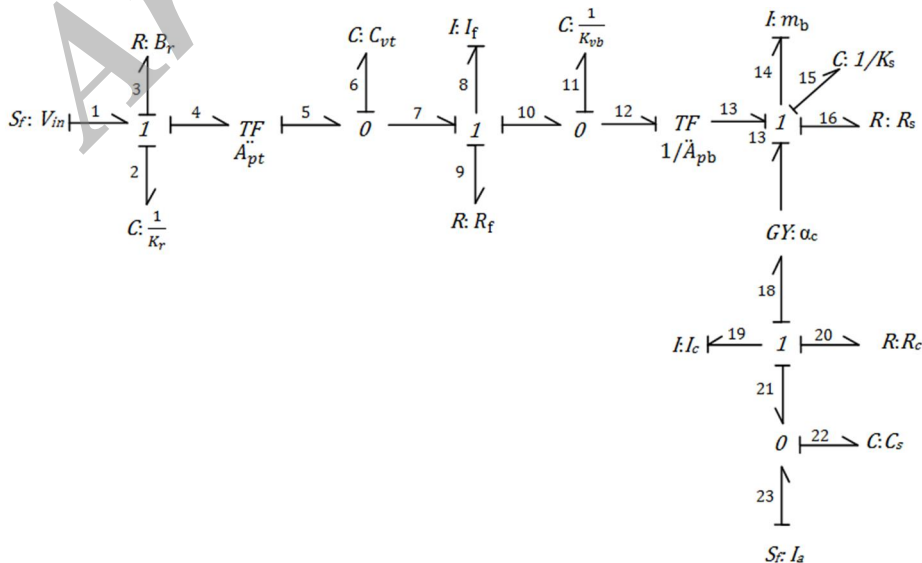
$$\gamma_1(s) = \left(\frac{1}{C_2} + sR_3 + \frac{A_{pt}^2 s}{\lambda_4(s)} \right) \quad (11)$$



شکل 1 طراحی انجام شده برای دسته موتور هیدرولیکی فعال



شکل 2 مدل فیزیکی دسته موتور



شکل 3 مدل بانداگراف دسته موتور طراحی شده

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

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

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

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

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

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

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

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 جابه جایی و پارامترهای p ، متغیرهای عمومی تکانه هستند. این متغیرها به صورت زیر تعریف می شوند:

جابه جایی نسبی دسته موتور q_2

تغییر حجم محفظه بالایی q_6

تغییر حجم محفظه پایینی q_{11}

جابه جایی پیستون پایینی q_{15}

بار الکتریکی خازن q_{22}

انتگرال زمانی افت فشار درون مسیر اینرسی (ممتوم فشار) p_8

تکانه پیستون پایینی p_{14}

شار مغناطیسی سیم پیچ p_{19}

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

$$F_{in} = \frac{q_2}{C_2} + R_3 V_{in} + A_p \frac{q_6}{C_6} \quad (9)$$

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

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

دامنه جابه جایی 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 جابه جایی مورد نیاز عملگر
- در ادامه مراحل فوق دنبال شده و کارایی دسته موتور فعال به کمک شبیه سازی نشان داده شده است.

4- شبیه سازی دسته موتور هیدرولیکی فعال برای کاربردهای خودرو

در موتورهای احتراق داخلی برای کاربردهای خودرو، دو نابالانسی عمده دینامیکی وجود دارد: نابالانسی های اولیه (نیروها و گشتاورهای اینرسی ناشی از حرکت اجزای با حرکت دورانی و رفت و برگشتی) و نابالانسی های 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. به عنوان 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 حالی که فرکانس ارتعاشات ناشی از احتراق دو برابر این مقدار و برابر 80 هرتز است.

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

در این تحقیق حذف نابالانسی های با فرکانس های ثانویه موتور در نظر گرفته شده است. به منظور نشان دادن کارایی دسته موتور، شبیه سازیها برای موتوری 4 سیلندر، که در شرایط حرکت در بزرگراهها دارای سرعت 2400 دور بر دقیقه (فرکانس ثانویه 80 هرتز) است، در ادامه آورده شده است. پارامترهای دسته موتور به گونه ای انتخاب شده اند که فرکانس فاق¹ 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 می دهد. شایان ذکر است مقادیر انتخاب

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

مقادیر $\lambda_1(s)$ تا $\lambda_4(s)$ به صورت روابط (13) تا (16) تعریف می شوند:

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

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

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

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

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

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

$\gamma_1(s)$ 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. به علاوه آنکه دانستن جابه جایی 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)، جابه جایی پیستون پایینی (کمیت q_{15} در شکل 3) برحسب جابه جایی ورودی به دسته موتور به صورت رابطه (18) قابل محاسبه است.

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

که در آن $\gamma_1(s)$ و $\gamma_2(s)$ از روابط (11) و (12) به دست می آیند و $\beta_1(s)$ تا $\beta_4(s)$ از روابط (19) تا (22) حاصل می شوند:

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

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

1- Notch frequency

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

5- سختی دینامیکی دسته موتور هیدرولیکی فعال

سختی دینامیکی از رابطه (23) به دست می آید:

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

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

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

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 جابه جایی عملگر به دست می آید.

شکل 4 مقایسه اندازه سختی دینامیکی دسته موتور را در حالتی که جریانی معادل رابطه (17) به عملگر الکترومغناطیسی داده می شود (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 مستهلک کننده) نشان می دهد. کاهش قابل ملاحظه اندازه سختی دینامیکی در حالت فعال به وضوح در این شکل مشخص شده است. همان گونه که نشان داده شده است، در حالتی که عملگر (کویل مغناطیسی) از مدار خارج شود، پارامترهای دسته موتور به گونه ای انتخاب شده اند که دسته موتور ارتعاشات ورودی با فرکانس ثانویه موتور را به خوبی کاهش دهد. در این حالت اگر دو سر پیچه مغناطیسی به خازن متصل شود، دسته موتور استهلاک بیشتری پیدا می کند که در صورت وقوع پدیده تشدید در موتور مفید است. ضمن آنکه اندازه سختی دینامیکی در فرکانس های بالاتر از 100 هرتز در این حالت نسبت به حالت دسته موتور غیرفعال پایین تر 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 بر حسب فرکانس به دست می آید. شکل 5، اندازه جریان مورد نیاز برای به صفر رساندن

نیرو را نشان می دهد. برای انتخاب یک عملگر مناسب، بایستی شرایط جابه جایی موتور مشخص باشد. در این مقاله، دامنه جابه جایی موتور برابر 0/2 میلیمتر در نظر گرفته شده است. جریان مورد نیاز برای اعمال به عملگر در گستره فرکانسی 15 تا 125 هرتز با در نظر گرفتن این میزان جابه جایی 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 انتقال یافته برآورده می سازد. تنها نکته باقی مانده میزان جابه جایی عملگر است که بایستی برای حالت غیرفعال، مستهلک کننده و فعال سیستم را با مشکل روبه رو نسازد. جابه جایی 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 نمی شود.

شایان ذکر است حساسیت نیروی عملگر (α) نشان دهنده میزان توانایی عملگر است. هرچه این کمیت بیشتر باشد، میزان نیرو و جابه جایی ایجاد شده توسط عملگر بیشتر خواهد بود. البته در این صورت نیاز به سیم پیچ و آهنربای ثابت بزرگ تری خواهد بود که باعث افزایش وزن تجهیز می شود. در نتیجه برای انتخاب پیچه مغناطیسی بایستی بین پارامترهای مذکور تعادلی برقرار نمود.

7- دسته موتور در حالت مستهلک کننده

همان گونه که در مقدمه ذکر شد، دسته موتور طراحی شده قابلیت تبدیل شدن به مستهلک کننده 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 کنترل شده به عملگر اعمال می شود. در حالتی که S_1 بسته و S_2 باز باشد، خازن با سیم پیچ عملگر موازی شده و دسته موتور به شکل مستهلک کننده عمل می کند. در این حالت با به کارگیری خازنی با ظرفیت متغیر، دسته موتور به

جدول 1 مشخصات دسته موتور فعال طراحی شده برای خودرو

واحد	مقدار	توضیح	پارامتر
N/m	$10^3 \times 1/96$	سختی لاستیک فوقانی	$K_r = 1/C_2$
N.s/m	41/6	استهلاک لاستیک فوقانی	$B_r = R_3$
m ²	$10^{-3} \times 3/8$	سطح مؤثر لاستیک فوقانی	$A_{p1} = TF_{4.5}$
N/m ⁵	$10^{10} \times 2/177$	سختی حجمی لاستیک فوقانی	$K_{v1} = 1/C_6$
N.s ² /m ⁵	$10^4 \times 1/56$	اینرسی سیال درون مسیر اینرسی	$I_l = I_8$
N.s/m ⁵	$10^5 \times 1/011$	مقاومت سیال درون مسیر اینرسی	$R_0 = R_9$
N/m ⁵	$10^{14} \times 2/1$	تراکم پذیری سیال	$K_{vb} = 1/C_{11}$
m ²	$10^{-3} \times 3/8$	سطح مقطع پیستون پایینی	$A_{pb} = 1/TF_{12.13}$
Kg	0/282	وزن پیستون و پیچه مغناطیسی	$M = I_4$
N/m	5256	سختی فنر نگهدارنده پیستون	$K_s = 1/C_{15}$
N.s/m	5	استهلاک فنر نگهدارنده پیستون	$R_5 = R_{16}$
N/amp	30/25	حساسیت نیروی پیچه مغناطیسی	$A_c = GY_{17.18}$
mH	3/4	ضریب القاء پیچه مغناطیسی	$L_c = I_{19}$
ohms	4/8	مقاومت الکتریکی سیم پیچ	$R_c = R_{20}$
μf	2000	ظرفیت خازن در حالت تبدیل شدن به دسته موتور غیرفعال (خازن در حالت فعال و شبه فعال از مدار حذف می گردد).	$C_5 = C_{22}$

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 می شود.

برای کنترل باز و بسته شدن کلیدها می توان از رله های حالت جامد (SSR) استفاده نمود. کنترل کلیدها براساس سیگنال ولتاژ ورودی از شتاب سنج قرار گرفته بر روی دسته موتور صورت می پذیرد. در صورت دریافت ولتاژ بالا که نشان دهنده ایجاد تشدید در سیستم است، کلید S_1 بسته و کلید S_2 باز می شود و دسته موتور به حالت مستهلک کننده می رود. 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 فرکانس های بالاتر از 125 هرتز، حالت مستهلک کننده بهترین پاسخ را ارائه می دهد.

8- طراحی کنترلر وقفی

مروری بر مقالات نشان می دهد که استراتژی کنترلی پیشخور برای کاربردهای حذف ارتعاشات و نویز مناسب تر از کنترل پسخور است [11]. ولی بایستی مدل دقیقی از ویژگی های سیستم تحت کنترل در اختیار باشد. در دسته موتور ارائه شده، حتی اگر مدل سازی به صورت کاملاً دقیق صورت پذیرفته باشد، امکان تغییر در ویژگی ها 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 وقفی را دارد تا مشکل تغییر در پارامترها را تا حد امکان حل کند [11]. ترکیب استراتژی کنترلی پیشخور و وقفی، کنترلی را پدید می آورد که قابلیت تنظیم با تغییر در پارامترهای ورودی را داراست. در میان استراتژی های کنترل وقفی، الگوریتم FXLMS به صورت گسترده در کاربردهای حذف ارتعاشات و اغتشاشات به کار گرفته می شود [21,20]. بنابراین در این طراحی از این الگوریتم در سیستم کنترلی استفاده شده است.

ویدرو و هوف برای اولین بار 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 می دهد.

مطابق شکل 8، جابه جایی ورودی موتور، $X_{in}(t)$ ، از طریق مسیر اولیه، $\gamma_1(s)$ ، که نشان دهنده خواص دسته موتور غیرفعال است به سازه منتقل می شود و باعث ارتعاشات اولیه ای در سازه می شود. $d(s)$ ، که بایستی حذف شود، سیگنالی که برای حذف ارتعاشات اولیه به کار می رود $\gamma(s)$ است که از مسیر ثانویه $\gamma_2(s)$ به سازه وارد می شود که در کاربرد مورد بحث، نتیجه عمل دینامیکی عملگر است. سیگنال خطا نشان دهنده نیروی انتقال یافته به بدنه است که هدف، کاهش و به صفر رساندن آن است.

وظیفه الگوریتم FXLMS به روز کردن جریان ورودی به عملگر، $i_{in}(t)$ ، برای کاهش خطاست که از طریق مسیر ثانویه بر عملکرد دسته موتور تأثیر می گذارد. معادله بهنگام سازی کنترلر به صورت رابطه (26) است:

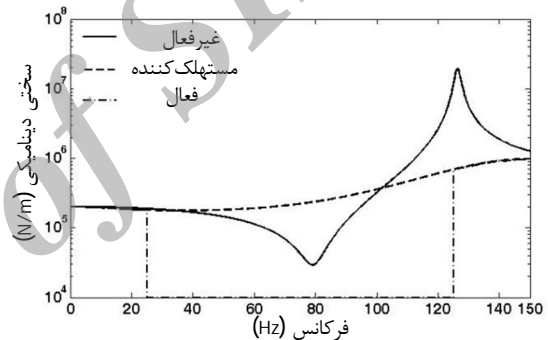
$$W_{k+1} = W_k + 2\mu F_T(n)Z \quad (26)$$

که در آن W_{k+1} تابع وزن کنترلر وقفی، μ اندازه گام، $F_T(n)$ نیروی انتقال یافته نمونه برداری شده به کمک نیروسنج، Z سیگنال نمونه برداری شده از سیگنال $R(n)$ است که از تابع تبدیل $\hat{\gamma}_2(Z)$ گذشته باشد. فرکانس سیگنال مرجع $R(t)$ (برابر با $X_{in}\sin(\omega t)$) با استفاده از

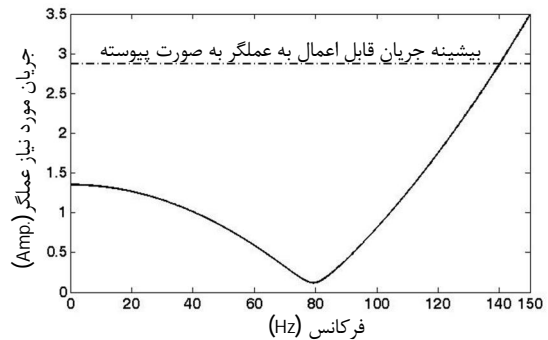
حالت شبه فعال می رود و اگر هر دو کلید باز باشد، دسته موتور در حالت غیرفعال عمل می کند. با توجه به رابطه (10)، در حالتی که جریان ورودی به عملگر صفر باشد (کلید S_2 باز باشد)، نیروی انتقال یافته به بدنه از رابطه (25) حاصل می شود:

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

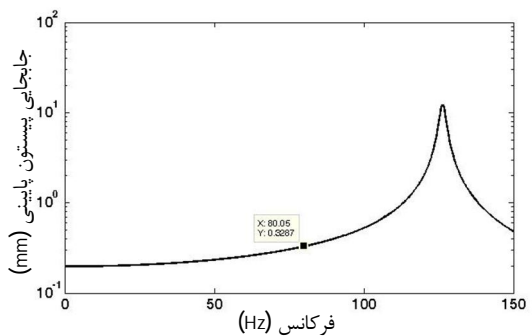
در این رابطه، متغیری که امکان تغییر در آن وجود دارد ظرفیت خازن (C_{22}) است. این متغیر در مقدار تابع $\lambda_1(s)$ که با رابطه (13) تعریف شد، اثرگذار است. طبق رابطه (13)، با افزایش ظرفیت خازن، مقدار $\lambda_1(s)$ کاهش می یابد و در نتیجه آن بخش موهومی تابع $\gamma_1(s)$ افزایش می یابد. طبق رابطه (25)،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



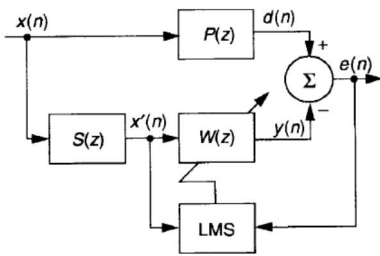
شکل 4 مقایسه دسته موتور در سه حالت غیرفعال، مستهلک کننده و فعال



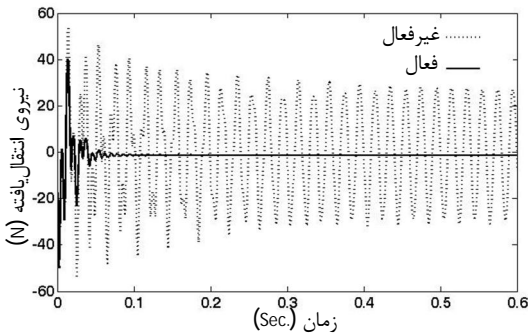
شکل 5 جریان مورد نیاز برای اعمال به عملگر



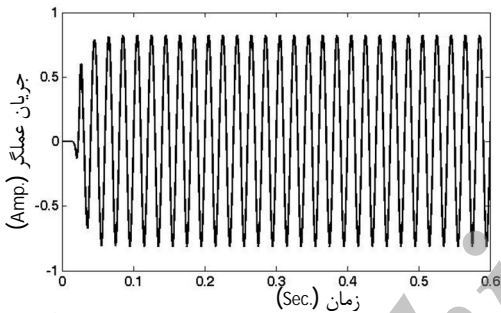
شکل 6 جابه جایی پیستون در حالت غیرفعال



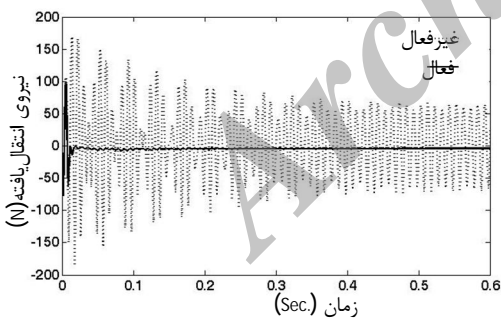
شکل 9 مدل ساده شده الگوریتم FXLMS [24]



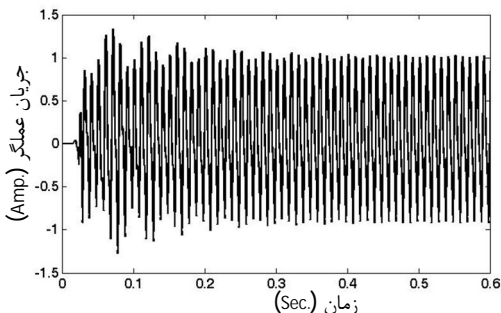
شکل 10 مقایسه نیروی انتقال یافته به بدنه در دو حالت فعال و غیر فعال در فرکانس ورودی 50 هرتز



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



شکل 12 مقایسه نیروی انتقال یافته به بدنه در دو حالت فعال و غیر فعال در فرکانس ورودی 100 هرتز



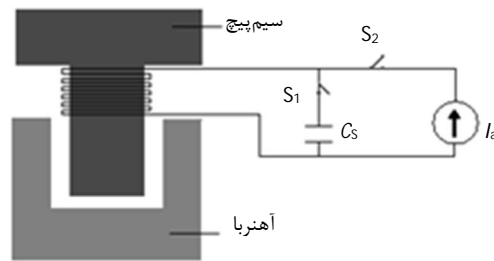
شکل 13 جریان مورد نیاز برای اعمال به عملگر در حالت فعال در فرکانس 100 هرتز

ولتاژ تولیدی توسط تاکومتر تعیین می شود که دارای فرکانسی معادل فرکانس ارتعاشات ناخواسته موتور است. سیگنال خطا، توسط یک نیروسنج که بین موتور و دسته موتور قرار گرفته است، نیروی انتقال یافته از موتور به بدنه را نشان می دهد.

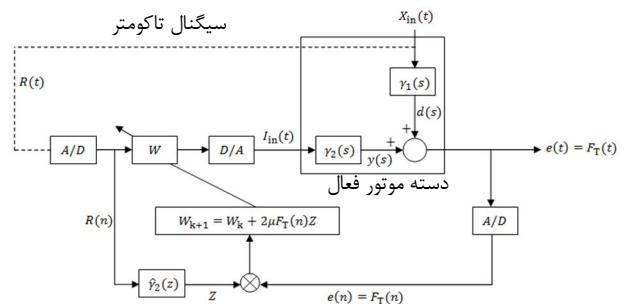
در الگوریتم نشان داده شده در شکل 8، تابع تبدیل $\hat{y}_2(s)$ به صورت بهنگام توسط الگوریتم LMS دیگری که در این شکل نشان داده نشده است، به روزرسانی می شود. در مرجع [23] توضیحات بیشتری در این خصوص ارائه شده است. در اینجا با توجه به مشخص بودن تابع تبدیل می توان مستقیماً از مدل ساده شده الگوریتم، که در شکل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

با استفاده از آرایش نشان داده شده در شکل های 8 و 9 و انجام شبیه سازی با در نظر گرفتن 150 ضریب وزنی، فرکانس نمونه برداری برابر 5 کیلوهرتز و اندازه گام برابر 0/0001، نتایج مطلوبی از کاهش ارتعاشات انتقال یافته به دست آمد. شکل 10 کارایی دسته موتور را در فرکانس 50 هرتز نشان می دهد. در شکل 11، جریان مورد نیاز برای اعمال به عملگر در حالت فعال نشان داده شده است. در شکل 12 و 13 نیروی انتقال یافته 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 به کارگیری تابع تبدیل مناسب براساس مدل دینامیکی در مسیر ثانویه الگوریتم کنترلی FXLMS تضمین می شود. خوانندگان برای توضیحات بیشتر می توانند به مرجع [4] مراجعه نمایند.



شکل 7 مدار الکتریکی موازی شده با سیم پیچ عملگر



شکل 8 حذف ارتعاشات به کمک الگوریتم FXLMS [11]

9- نتیجه گیری

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 می پذیرد. از ویژگی های دسته موتور طراحی شده امکان استفاده از آن در حالت های غیرفعال، شبه فعال، مستهلک کننده و فعال است. معادلات حاکم بر مسأله به کمک روش باندرگراف استخراج شد و سختی دینامیکی به عنوان مبنای مقایسه مورد ارزیابی واقع شد. با به کارگیری الگوریتم کنترل وقتی FXLMS کارایی دسته موتور در حالت فعال نشان داده شد و با حالت غیرفعال مقایسه شد. نیروی انتقال یافته به بدنه با کمک الگوریتم کنترلی نسبت به حالت فعال کاهش قابل ملاحظه ای را نتیجه داد. همچنین، حل در حوزه زمان برای دو فرکانس نمونه نشان داد که دسته موتور طراحی شده قادر است ارتعاشات وارده در فرکانس های ورودی را به میزان قابل توجهی طی زمان بسیار کوتاهی کاهش دهد.

10- مراجع

- [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.
- [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. Dukkkipati, 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.