



شبیه‌سازی دینامیکی موتور ملی بر روی نگهدارنده‌های آن همراه با صحنه‌گذاری تجربی

وحید فخاری^{۱*}، عبدالرضا اوحدی همدانی^۲

^۱دانشگاه صنعتی امیرکبیر و شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو)، تهران، ایران، v.fakhari@aut.ac.ir

^۲دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، a_r_ohadi@aut.ac.ir

*نویسنده مسؤل، شماره تماس: ۰۹۱۲۷۱۰۷۰۶۷

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۹ بهمن ۱۳۹۲

پذیرش: ۲۵ اسفند ۱۳۹۲

کلیدواژه‌ها:

شبیه‌سازی دینامیکی

تحلیل ارتعاشی

موتور احتراق داخلی

صحنه‌گذاری تجربی

در این مقاله، شبیه‌سازی دینامیکی شش درجه آزادی برای موتور ملی بر روی نگهدارنده‌های آن (دسته موتورها) ارائه می‌شود و اعتبار آن با اجرای آزمون‌های تجربی صحنه‌گذاری می‌گردد. معادلات دینامیکی حاکم با استفاده از روش‌های لاگرانژ و نیوتن- اویلر استخراج می‌گردند. همچنین، به منظور لحاظ نمودن دینامیک بدنه خودرو، چرخ‌ها و سامانه تعلیق در رفتار ارتعاشی موتور، شبیه‌سازی دینامیکی سیزده درجه آزادی برای مجموعه موتور و خودرو استفاده می‌شود. شبیه‌سازی‌ها با استفاده از داده‌های موتور ملی و خودروی سمند انجام می‌پذیرد. آزمون‌های تجربی نیز بر روی خودروی سمند مجهز به موتور ملی بر روی لگام ترمز غلتکی انجام می‌گردند. در نهایت، اعتبار شبیه‌سازی دینامیکی ارائه شده و اثر لحاظ نمودن دینامیک بدنه خودرو، چرخ‌ها و سامانه تعلیق بر رفتار ارتعاشی موتور بررسی می‌شود.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱) مقدمه

شبیه‌سازی جفت شده کامل استفاده نمود. به عنوان نمونه، موتور تک‌استوانه به لحاظ نیرویی ذاتاً نامتوازن است و بنابراین، نتایج حاصل از بکارگیری شبیه‌سازی‌های جفت شده یک طرفه و کامل برای آن، تفاوت قابل توجهی باهم دارند و برای حصول نتایج صحیح باید از شبیه‌سازی جفت شده کامل استفاده نمود. در حالی که موتور شش‌استوانه با چیدمان ردیفی نسبت به موتور تک‌استوانه وضعیت بهتری به لحاظ توازن نیروها دارد و بنابراین، نتایج حاصل از بکارگیری شبیه‌سازی‌های جفت شده یک طرفه و کامل آن، تفاوت قابل توجهی باهم ندارند [۵].

در این مقاله، در نظر است که شبیه‌سازی دینامیکی توسعه داده شده برای موتور بر روی نگهدارنده‌های آن، برای موتوری چهاراستوانه (موتور ملی) بکارگرفته شود. چون موتور چهاراستوانه به لحاظ توازن نیروها در وضعیت نسبتاً مناسبی قرار دارد، به منظور شبیه‌سازی دینامیکی آن نیازی به استفاده از شبیه‌سازی جفت شده کامل نیست. نویسندگان این مقاله در پژوهش قبلی [۹]، شبیه‌سازی جفت شده یک طرفه را به منظور بررسی ارتعاشات موتور بکار گرفتند و معادلات دینامیکی حاکم بر آن را استخراج نمودند. ولی، صحت‌گذاری اعتبار شبیه‌سازی دینامیکی ارائه شده به کمک آزمون‌های تجربی در پژوهش قبلی ارائه نگردید. همچنین، بررسی اثر دینامیک بدنه خودرو، چرخ‌ها و سامانه تعلیق بر رفتار ارتعاشی موتور در پژوهش‌های قبلی مطالعه نشده است. در این مقاله، اعتبار شبیه‌سازی دینامیکی ارائه شده در پژوهش قبلی [۹] برای موتور بر نگهدارنده‌های آن با آزمون‌های تجربی صحت‌گذاری می‌شود. همچنین، اثر لحاظ نمودن دینامیک بدنه خودرو، چرخ‌ها و سامانه تعلیق بر رفتار ارتعاشی موتور بررسی می‌شود. در ابتدا معادلات دینامیکی حاکم بر رفتار ارتعاشی موتور بر نگهدارنده‌های آن با فرض شش درجه آزادی موتور ارائه می‌گردند. به منظور اعتبارسنجی شبیه‌سازی دینامیکی ارائه شده، آزمون‌های تجربی روی خودروی سمند مجهز به موتور ملی اجرا می‌شوند و نتایج بدست آمده با نتایج شبیه‌سازی مقایسه می‌گردند. در نهایت، اعتبار شبیه‌سازی دینامیکی توسعه داده شده و همچنین اثر لحاظ نمودن دینامیک بدنه خودرو، چرخ‌ها و سامانه تعلیق بر رفتار ارتعاشی موتور بررسی می‌گردند. در پایان، مختصری از نتایج به دست آمده ارائه می‌گردند.

۲) شبیه‌سازی دینامیکی موتور بر روی نگهدارنده‌های آن

در این بخش، معادلات دینامیکی حاکم بر ارتعاشات موتور بر روی نگهدارنده‌ها با بکارگیری روش‌های لاگرانژ و نیوتن- اولیتر ارائه می‌گردند.

به منظور بررسی رفتار ارتعاشی موتور خودرو بر روی نگهدارنده‌های موتور، تاکنون شبیه‌سازی‌های دینامیکی مختلفی در مقالات معتبر علمی ارائه شده است. در عمده پژوهش‌ها از شبیه‌سازی‌های دینامیکی یک طرفه^۱ استفاده شده است که از جمله می‌توان به مراجع [۴-۱] اشاره نمود. هافمن و داوولینگ^۲ [۵] شبیه‌سازی‌های دینامیکی جفت شده کامل^۳ و همچنین جفت شده یک طرفه را برای بررسی ارتعاشات موتور توسعه داده‌اند.

در شبیه‌سازی‌های جفت شده یک طرفه فرض می‌شود که حرکت صلب اجزاء متحرک داخلی موتور (سمبه‌ها، دسته سمبه‌ها و میل‌لنگ) از لحاظ دینامیکی مستقل از حرکت صلب بدنه موتور^۴ است. به عبارت دیگر، فرض می‌شود که تنها حرکت اجزاء متحرک داخلی موتور (سازوکار سمبه- دسته سمبه- میل‌لنگ) بر حرکت بدنه موتور اثرگذار است و از اثر حرکت بدنه موتور بر دینامیک اجزاء متحرک داخلی موتور صرف‌نظر می‌گردد. درحالی که در شبیه‌سازی‌های جفت شده کامل اثر حرکت بدنه موتور بر رفتار دینامیکی سازوکار سمبه- دسته سمبه- میل‌لنگ هم در نظر گرفته می‌شود.

ما و پرکینس^۵ [۶] شبیه‌سازی دینامیکی موتور احتراق داخلی را ارائه کردند. فرض انعطاف‌پذیری میل‌لنگ و لحاظ نمودن اثرات دینامیکی یاتاقان‌ها از ویژگی‌های شبیه‌سازی دینامیکی مذکور است. در نهایت، به منظور صحت‌گذاری دینامیک توسعه داده شده، نتایج آن با نتایج نرم‌افزار ADAMS مقایسه شده‌اند. گازومی^۶ و همکاران در مرجع [۷] با ارائه نتایج نظری و تجربی اثر اصطکاک میان سمبه و استوانه بر رفتار دینامیکی بدنه موتور را بررسی کردند. کارابولوت^۷ [۸] نیز رفتار ارتعاشی موتور احتراق داخلی دو استوانه چهار زمانه را بررسی نمود.

در موتورهایی که در آنها توازن نیروها از وضعیت خوبی برخوردار است^۸، ارتعاشات بدنه موتور ضعیف‌تر است و در نتیجه اثر حرکات بدنه موتور بر حرکت اجزای داخلی آن نیز کمتر است. بنابراین، نتایج بکارگیری شبیه‌سازی‌های جفت شده یک طرفه و کامل تفاوت قابل توجهی باهم ندارند ولی برای موتورهای با وضعیت توازن نیرویی ضعیف^۹، موتورهای با ارتعاش شدید و همچنین موتورهای سبک با سرعت دورانی تند، نتایج شبیه‌سازی‌های جفت شده یک طرفه و کامل تفاوت قابل توجهی باهم دارند و در این موارد برای حصول نتایج صحیح (نزدیک به نتایج حاصل از آزمون‌های تجربی) باید از

1 One-way-coupled

2 D.M.W. Hoffman and D.R. Dowling

3 Fully coupled

4 Engine block

5 Z.D. Ma and N.C. Perkins

6 A.L. Guzzoni

7 H. Karabulut

8 Well-balanced engines

9 Poorly balanced engines

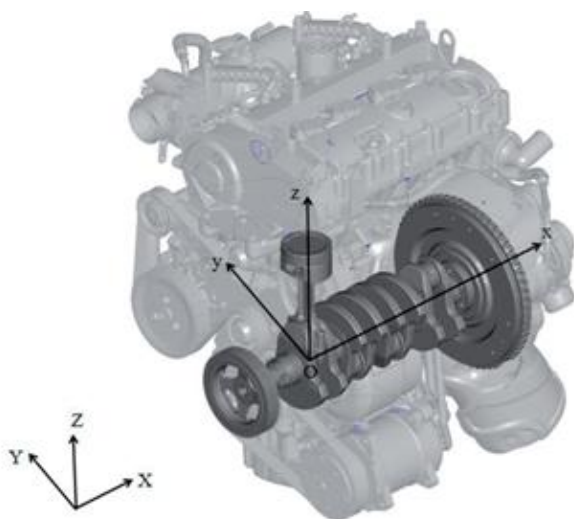
شبیه‌سازی دینامیکی توسعه داده شده برای موتور بر روی نگهدارنده‌ها شامل دو جزء اصلی است: شبیه‌سازی سمبه-دسته سمبه-میل‌لنگ و شبیه‌سازی حرکت بدنه موتور.

در شبیه‌سازی دینامیکی سمبه-دسته سمبه-میل‌لنگ، دینامیک غیرخطی سازوکار سمبه-دسته سمبه-میل‌لنگ در نظر گرفته می‌شود که در آن کلیه حرکات بر حسب یک درجه آزادی (زاویه لنگ) ارائه می‌شوند. به عبارت دیگر، در این شبیه‌سازی یک درجه آزادی، مجموعه سمبه-دسته سمبه-میل‌لنگ با سازوکار لنگ و لغزنده شبیه‌سازی می‌شود. در شبیه‌سازی دینامیکی حرکت بدنه موتور، شش درجه آزادی برای ارتعاشات بدنه موتور در نظر گرفته می‌شود.

ورودی‌های شبیه‌سازی عبارتند از: مشخصه‌های هندسی، جرمی و لختی موتور و اجزاء متحرک داخلی آن (سمبه‌ها، دسته سمبه‌ها و میل‌لنگ)، مشخصه‌های دینامیکی (سختی و میرایی) و موقعیت نگهدارنده‌های موتور، نمودارهای فشار احتراق بر حسب زاویه لنگ و همچنین گشتاور بار اعمال شده به میل‌لنگ در دوره‌های مختلف کاری موتور به دست آمده از آزمون‌های تجربی.

در ابتدا بدنه موتور ثابت فرض می‌شود و معادله یک درجه آزادی برای سازوکار سمبه-دسته سمبه-میل‌لنگ استخراج می‌گردد. سپس، نیروها و گشتاورهایی که اجزاء متحرک داخلی موتور (سمبه‌ها، دسته سمبه‌ها و میل‌لنگ) بر بدنه ثابت موتور اعمال می‌نمایند، تعیین می‌گردند. در نهایت، نیروها و گشتاورهای مذکور همراه با نیروها و گشتاورهای حاصل از احتراق به عنوان ورودی‌های تحریک در شبیه‌سازی شش درجه آزادی بدنه موتور بر روی نگهدارنده‌ها اعمال می‌گردند.

به منظور استخراج معادلات دینامیکی حاکم، سامانه مختصات متصل به بدنه موتور (XYZ) مطابق شکل ۱ در نظر گرفته می‌شود. این سامانه مختصات به بدنه موتور متصل است و مبدأ آن در محل تلاقی محور استوانه اول و محور میل‌لنگ (نقطه O) است.



شکل ۱: نمایی از سامانه‌های مختصات متصل به بدنه موتور و لختی

فرضیات در نظر گرفته شده برای شبیه‌سازی دینامیکی ارائه شده همان فرضیات در نظر گرفته شده هافمن و داوولینگ [۵] است:

- بدنه موتور با یک جسم صلب شبیه‌سازی می‌شود که دارای شش درجه آزادی (سه درجه آزادی انتقالی و سه درجه آزادی دورانی) است.
- اجزاء متحرک داخلی (مجموعه سمبه، دسته سمبه و میل‌لنگ) با سازوکار لنگ لغزنده و با اجسام صلب شبیه‌سازی می‌شوند.
- جابه‌جایی‌ها و چرخش‌های دینامیکی بدنه موتور روی نگهدارنده‌ها و همچنین مشتقات زمانی آنها کوچک فرض می‌گردند.
- بررسی عواملی مثل تغییرات بازده تنفسی با تغییر سرعت دورانی موتور، چگونگی باز شدن دریچه گاز به توسط راننده (تغییرات زاویه دریچه گاز)، تنظیمات مقدار پاشش سوخت به توسط واحد مدیریت هوشمند موتور در برخی شرایط خاص و چگونگی اختلاط سوخت و هوا و احتراق آن، هدف مطالعه این پژوهش نیست. همه این عوامل باعث تغییر فشار حاصل از احتراق می‌شوند و به عبارت دیگر، بر نمودارهای فشار احتراق بر حسب زاویه لنگ تأثیر گذارند. در این مقاله، با در نظر گرفتن نمودارهای فشار احتراق بر حسب زاویه لنگ در دوره‌های مختلف، خودبه‌خود اثر عوامل مذکور نیز در نظر گرفته می‌شوند.
- در این مقاله، نیروهای اصطکاکی میان سمبه‌ها و جداره استوانه‌ها و همچنین نیروهای اصطکاکی در محل یاتاقان‌های میل‌لنگ به طور دقیق، شبیه‌سازی نمی‌شوند، ولی اثر آنها تا حد امکان در گشتاور بار اعمالی به میل‌لنگ در نظر گرفته می‌شود. به این ترتیب که در شبیه‌سازی ارائه شده در این مقاله، گشتاور بار اعمال شده به میل‌لنگ کمی بیشتر از مقدار به دست آمده از آزمون‌های تجربی در نظر گرفته می‌شود. این اختلاف همان گشتاور اصطکاکی موتور است که در این مقاله برای هر دور معین موتور مقداری ثابت فرض می‌شود. بنابراین گشتاور اصطکاکی (که در آزمون‌های تجربی وجود دارد)، در شبیه‌سازی نیز تا حد ممکن لحاظ می‌گردد. نیروهای اصطکاکی موتور، خصوصاً در سرعت دورانی تند موتور در مقایسه با نیروهای لختی قابل چشم‌پوشی‌اند. بنابراین صرف‌نظر نمودن از آنها در شبیه‌سازی، خصوصاً در سرعت دورانی تند، خطای زیادی ایجاد نخواهد کرد.
- موقعیت مرکز جرم موتور و گشتاورهای لختی جرمی آن علی‌رغم حرکت اجزای داخلی موتور ثابت فرض می‌شوند.

همچنین، \vec{H}_G و \vec{a}_G بترتیب نمایانگر آهنگ تغییرات اندازه حرکت زاویه‌ای حول مرکز جرم و شتاب مرکز جرم موتوراند که بدین صورت ارائه می‌گردند:

$$\vec{a}_G = (\ddot{x} + r_3 \ddot{\theta}_y - r_2 \ddot{\theta}_z) \hat{i} + (\ddot{y} + r_1 \ddot{\theta}_z - r_3 \ddot{\theta}_x) \hat{j} + (\ddot{z} + r_2 \ddot{\theta}_x - r_1 \ddot{\theta}_y) \hat{k}$$

$$\vec{H}_G = \begin{bmatrix} I_{G11} & I_{G12} & I_{G13} \\ I_{G12} & I_{G22} & I_{G23} \\ I_{G13} & I_{G23} & I_{G33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_x \\ \ddot{\theta}_y \\ \ddot{\theta}_z \end{bmatrix} \quad (۴)$$

نیروی برآیند و گشتاور برآیند (حول نقطه O) اعمال شده به موتور را می‌توان بدین صورت بیان نمود:

$$\sum \vec{F} = \vec{F}_{bp} + \vec{F}_g + \vec{F}_m$$

$$\sum \vec{M}_O = \vec{M}_{bp} + \vec{M}_g + \vec{M}_m \quad (۵)$$

در معادله (۵)، \vec{F}_{bp} ، \vec{F}_g و \vec{F}_m بترتیب نمایانگر نیروی برآیند اعمال شده از طرف سازوکار سمبه- دسته سمبه- میل‌لنگ، نیروی برآیند حاصل از احتراق و نیروی برآیند از طرف نگهدارنده‌های موتوراند. همچنین، \vec{M}_{bp} ، \vec{M}_g و \vec{M}_m بترتیب گشتاور برآیند نیروهای اعمال شده از طرف سازوکار سمبه- دسته سمبه- میل‌لنگ، گشتاور برآیند نیروهای حاصل از احتراق و گشتاور برآیند نیروهای نگهدارنده‌ها حول نقطه O را نشان می‌دهند. با جایگذاری معادلات (۱)، (۴) و (۵) در معادله (۳)، معادلات حاکم بر شبیه‌سازی دینامیکی حرکت بدنه موتور بدین صورت، به دست می‌آیند:

$$[M_e] \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\theta}_x \\ \ddot{\theta}_y \\ \ddot{\theta}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \vec{F}_{bp} \\ \vec{M}_{bp} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \vec{F}_g \\ \vec{M}_g \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \vec{F}_m \\ \vec{M}_m \end{bmatrix} \quad (۶)$$

که در آن:

$$[M_e] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & mr_3 & -mr_2 \\ 0 & m & 0 & -mr_3 & 0 & mr_1 \\ 0 & 0 & m & mr_2 & -mr_1 & 0 \\ 0 & -mr_3 & mr_2 & I_{11} & I_{12} & I_{13} \\ mr_3 & 0 & -mr_1 & I_{12} & I_{22} & I_{23} \\ -mr_2 & mr_1 & 0 & I_{13} & I_{23} & I_{33} \end{bmatrix} \quad (۷)$$

همچنین، یک سامانه مختصات لختی (XYZ) در نظر گرفته می‌شود که مبدأ آن در نقطه O وقتی موتور در حال سکون (تعادل ایستایی) است، قرار دارد. بردارهای یکه $(\hat{i}, \hat{j}, \hat{k})$ و $(\hat{i}, \hat{j}, \hat{k})$ بترتیب برای سامانه‌های مختصات متصل به بدنه موتور و لختی در نظر گرفته می‌شوند.

در این مطالعه، کلیه معادلات دینامیکی حول نقطه تعادل ایستایی موتور بر روی نگهدارنده‌ها نوشته می‌شوند. بنابراین نیروهای گرانش (وزن) موتور و اجزاء آن در معادلات دینامیکی ظاهر نمی‌شوند. زیرا این نیروها و گشتاورهای ناشی از آنها را نیروها و گشتاورهای اعمال شده به موتور از طرف نگهدارنده‌ها در اثر جابه‌جایی‌ها و چرخش‌های ایستایی موتور خنثی می‌کنند.

فرض می‌شود که جابه‌جایی دینامیکی نقطه O در سه راستای محورهای سامانه مختصات لختی، x ، y و z باشند. همچنین، زوایای چرخش دینامیکی موتور حول محورهای سامانه مختصات لختی با θ_x ، θ_y و θ_z نمایش داده می‌شوند. جابه‌جایی‌ها و زوایای چرخش دینامیکی موتور و همچنین مشتقات زمانی آنها کوچک فرض می‌شوند.

در این مطالعه، فرض می‌شود که موقعیت مرکز جرم موتور نسبت به بدنه موتور، ثابت است. بنابراین، موقعیت مرکز جرم موتور و گشتاورهای لختی جرمی آن در زاویه معینی از چرخش میل‌لنگ (یعنی: $\theta = \theta_0$) در نظر گرفته می‌شوند. جرم کل موتور با m نمایش داده می‌شود و بردار موقعیت مرکز جرم آن (برای $\theta = \theta_0$) در سامانه مختصات متصل به بدنه موتور به صورت معادله (۱) در نظر گرفته می‌شود.

$$\vec{r}_G = r_1 \hat{i} + r_2 \hat{j} + r_3 \hat{k} \quad (۱)$$

تسور گشتاور لختی جرمی موتور (برای $\theta = \theta_0$) نسبت به سامانه مختصات واقع در مرکز جرم و به موازات سامانه مختصات متصل به بدنه موتور (XYZ) به صورت معادله (۲) در نظر گرفته می‌شود:

$$[I]_G = \begin{bmatrix} I_{G11} & I_{G12} & I_{G13} \\ I_{G12} & I_{G22} & I_{G23} \\ I_{G13} & I_{G23} & I_{G33} \end{bmatrix} \quad (۲)$$

معادلات نیوتن- اویلر را برای موتور می‌توان بدین صورت نوشت:

$$\sum \vec{F} = m \vec{a}_G$$

$$\sum \vec{M}_O = \dot{\vec{H}}_G + m \vec{r}_G \times \vec{a}_G \quad (۳)$$

در معادله (۳)، $\sum \vec{F}$ و $\sum \vec{M}_O$ بترتیب نیروی برآیند و گشتاور برآیند (حول نقطه O) اعمال شده به موتور را نشان می‌دهند.

که در آن:

$$\begin{aligned} I_{11} &= I_{G11} + m (r_2^2 + r_3^2) \\ I_{12} &= I_{G12} - m r_1 r_2 \\ I_{13} &= I_{G13} - m r_1 r_3 \\ I_{22} &= I_{G22} + m (r_1^2 + r_3^2) \\ I_{23} &= I_{G23} - m r_2 r_3 \\ I_{33} &= I_{G33} + m (r_1^2 + r_2^2) \end{aligned} \quad (8)$$

در این مطالعه، موتور بر روی نگهدارنده‌های لاستیکی و هیدرولیکی در نظر گرفته می‌شود. نگهدارنده هیدرولیکی موتور دو قسمت لاستیکی و هیدرولیکی دارد.

هر نگهدارنده لاستیکی و همچنین قسمت لاستیکی نگهدارنده هیدرولیکی را می‌توان به صورت مجموعه‌های فنر و مستهلک کننده عمود برهم در سه راستای محورهای الاستیک آنها شبیه‌سازی نمود. برای هر نگهدارنده موتور، یک سامانه مختصات محلی در راستای محورهای الاستیک آن در نظر گرفته می‌شود. سامانه مختصات محلی نگهدارنده موتور i ام با $(\hat{x}_i \hat{y}_i \hat{z}_i)$ نشان داده می‌شود. بر اساس جهت قرارگیری هر نگهدارنده موتور، جدول^۱ دوران $[A]_i$ از سامانه مختصات محلی نگهدارنده i ام به سامانه مختصات لختی در نظر گرفته می‌شود. جدول دوران مذکور، متعامد^۲ است، یعنی $[A]_i^{-1} = [A]_i^T$. بردار موقعیت نگهدارنده موتور i ام در سامانه مختصات متصل به بدنه موتور به صورت معادله (۹) در نظر گرفته می‌شود.

$$\vec{r}_i = r_{1i} \hat{i} + r_{2i} \hat{j} + r_{3i} \hat{k} \quad (9)$$

در این مطالعه، نگهدارنده هیدرولیکی، شیار لختی دارد. همان گونه که اشاره گردید، قسمت لاستیکی نگهدارنده هیدرولیکی مشابه نگهدارنده لاستیکی با فنر و مستهلک کننده شبیه‌سازی می‌گردد. بخش هیدرولیکی آن را می‌توان مطابق مرجع [۱۰] شبیه‌سازی خطی نمود. شکل ۲ نمایی از نگهدارنده هیدرولیکی با شیار لختی و جداکننده را نمایش می‌دهد.

در شکل مذکور، K_r و b_r بترتیب نمایانگر سختی و میرایی بخش لاستیکی نگهدارنده در راستای اعمال نیروی هیدرولیکی‌اند. همچنین، C_1 و C_2 بترتیب نمایانگر نرمی حجمی محفظه‌های بالایی و پایینی‌اند. مقاومت شیار لختی و لختی سیال درون آن بترتیب با R_i و I_i و همچنین مقاومت جداکننده و لختی سیال بترتیب با R_d و I_d نشان داده می‌شوند. سطح مؤثر سمبه معادل و سطح جداکننده نیز بترتیب با A_d و A_p نمایش داده می‌شوند. P_1 ، P_2 ، X_h نیز، بترتیب فشار

محفظه‌های بالایی و پایینی و جابه‌جایی موتور در محل نگهدارنده هیدرولیکی در راستای اعمال نیروی هیدرولیکی را نشان می‌دهند. با استفاده از معادلات پیوستگی برای محفظه‌های بالایی و پایینی خواهیم داشت [۱۰]:

$$\begin{aligned} C_1 \dot{P}_1 &= A_p \dot{X}_h - Q_i - Q_d \\ C_2 \dot{P}_2 &= Q_i + Q_d \end{aligned} \quad (10)$$

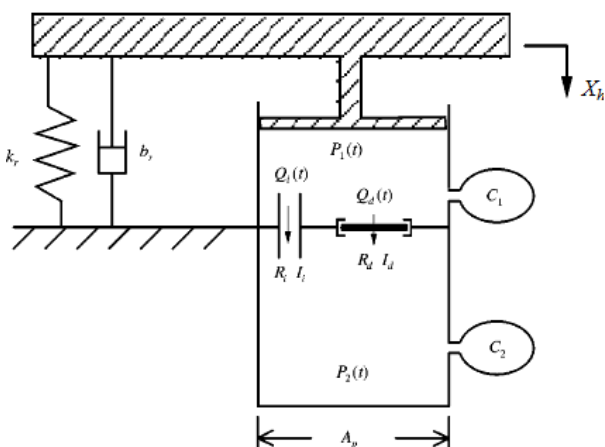
همچنین با بکارگیری معادله اندازه حرکت برای شیار لختی و جداکننده خواهیم داشت [۱۰]:

$$\begin{aligned} P_1 - P_2 &= I_i \dot{Q}_i + R_i Q_i \\ P_1 - P_2 &= I_d \dot{Q}_d + R_d Q_d \end{aligned} \quad (11)$$

در نهایت، با در نظر گرفتن فنر و مستهلک کننده معادل نگهدارنده‌های لاستیکی و قسمت لاستیکی نگهدارنده هیدرولیکی و همچنین با بکارگیری شبیه‌سازی دینامیکی ارائه شده برای نگهدارنده هیدرولیکی می‌توان نیروها و گشتاورهای اعمال شده به بدنه موتور از طرف نگهدارنده‌ها را در سامانه مختصات متصل به بدنه موتور (\vec{F}_m) و (\vec{M}_m) به دست آورد و در معادله (۶) استفاده نمود. عبارت‌های \vec{F}_{bp} ، \vec{M}_{bp} ، \vec{F}_g و \vec{M}_g در معادله (۶) نیز بتفصیل در پژوهش قبلی [۹] استخراج و ارائه شده‌اند.

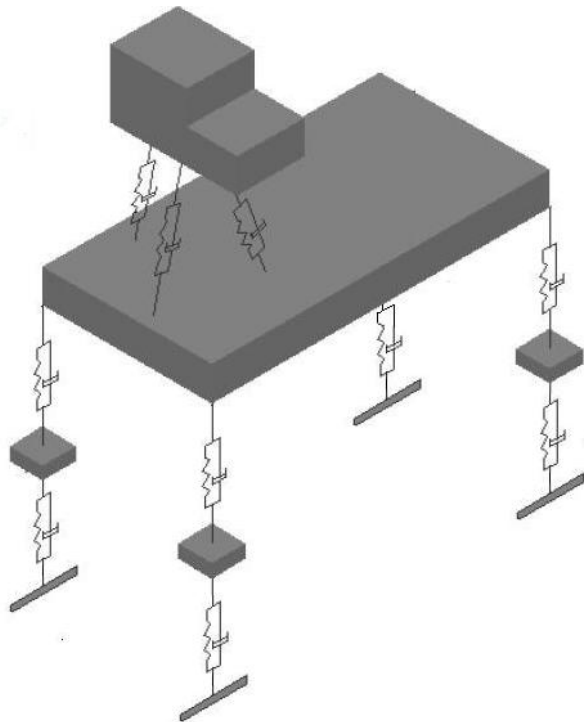
۳) اعتبارسنجی شبیه‌سازی

به منظور اعتبارسنجی شبیه‌سازی دینامیکی ارائه شده در بخش قبل برای رفتار ارتعاشی موتور، آزمون‌های تجربی انجام می‌شود و نتایج با نتایج حاصل از شبیه‌سازی مقایسه می‌گردند. در بخش قبل، شبیه‌سازی دینامیکی شش درجه آزادی برای موتور بر روی نگهدارنده‌های آن ارائه گردید.



شکل ۲: نمایی از نگهدارنده هیدرولیکی با شیار لختی و جداکننده [۱۰]

1 Matrix
2 Orthogonal



شکل ۳: نمایی از شبیه سازی سیزده درجه آزادی موتور روی خودرو [۱۱]

شکل ۴ نمایی از آزمون انجام شده بر روی خودرو توسط لگام ترمز غلتکی را نشان می‌دهد. در نقاط اتصالی موتور به نگهدارنده‌ها شتاب‌سنج‌هایی نصب می‌گردند که شتاب موتور در محل نگهدارنده‌ها را اندازه گیری می‌کنند. شکل ۵ نمایی از محل نصب شتاب‌سنج‌ها را نمایش می‌دهد. در این آزمون، دور موتور از دور آرام (حدود ۸۰۰ دور بر دقیقه) تا بیشینه دور (حدود ۵۲۰۰ دور بر دقیقه) در مدت زمان حدود یک دقیقه افزایش داده می‌شود (رویش^۳ دور موتور). شرایط آزمون، حالت تمام بار و با دنده ۳ است. در حین روبش دور موتور، شتاب موتور را در محل نگهدارنده‌ها، شتاب‌سنج‌ها اندازه‌گیری می‌کنند. همچنین دور موتور نیز از واحد مدیریت هوشمند موتور دریافت می‌گردد. با تبدیل فوریه سریع^۴ بر روی شتاب، می‌توان نمودار شتاب موتور در محل اتصال به نگهدارنده‌ها را بر حسب دور موتور برای مرتبه‌های دلخواه دور موتور ترسیم نمود. شرایط روبش دور موتور از دور آرام تا بیشینه دور انجام شده در آزمون تجربی، در شبیه‌سازی دینامیکی موتور ملی بر روی نگهدارنده‌ها (در نرم‌افزار متلب سیمولینک) نیز اجرا می‌گردد. با تبدیل فوریه سریع بر روی شتاب، می‌توان نمودارهای شتاب بر حسب دور موتور را برای مرتبه‌های دلخواه دور موتور از شبیه‌سازی استخراج نمود.

آزمون تجربی مورد نظر برای موتور (ملی) بر روی خودرو (سمنند) انجام می‌گردد. بنابراین، به منظور مقایسه نتایج شبیه‌سازی با نتایج تجربی لازم است دینامیک مناسبی نیز برای بدنه خودرو، سامانه تعلیق و چرخ‌ها در نظر گرفته شود. زیرا ضریب سختی سامانه تعلیق خودرو و لاستیک چرخ‌ها ممکن است بر مقدار ارتعاشات موتور تأثیرگذار باشد. به این منظور، از یک شبیه‌سازی هفت درجه آزادی برای بدنه خودرو، سامانه تعلیق و چرخ‌ها استفاده می‌شود که همراه با شبیه‌سازی شش درجه آزادی موتور (توسعه داده شده در بخش قبلی)، شبیه‌سازی سیزده درجه آزادی برای خودرو [۱۱] خواهیم داشت. شبیه‌سازی مذکور در شکل ۳ نمایش داده شده است که شامل شش درجه آزادی برای حرکت‌های انتقالی و دورانی موتور، سه درجه آزادی برای جابه‌جایی قائم و دوران حول محورهای افقی جرم فنربندی شده (بدنه خودرو) و چهار درجه آزادی برای جابه‌جایی قائم جرم‌های فنربندی نشده (چرخ‌ها) است. سختی و میرایی سامانه‌های تعلیق بتربیب با k_{si} و c_{si} و همچنین سختی و میرایی چرخ‌ها بتربیب با k_{ti} و c_{ti} نمایش داده می‌شوند ($i = 1-4$). معادلات حاکم بر دینامیک شش درجه آزادی موتور در بخش قبل نشان داده شدند. معادلات دینامیکی حاکم بر شبیه‌سازی هفت درجه آزادی بدنه خودرو و چرخ‌ها در مرجع [۱۱] استخراج شده‌اند و از ارائه دوباره آنها خودداری می‌نماییم.

موتور ملی سه نگهدارنده دارد: نگهدارنده روی جعبه دنده^۱، نگهدارنده گشتاوری^۲ و نگهدارنده هیدرولیکی. نگهدارنده‌های روی جعبه دنده و گشتاوری از نوع لاستیکی‌اند و وظیفه اصلی آنها کاهش ارتعاشات پیچشی حول محور میل لنگ (ناشی از گشتاور تولیدی موتور) است. نگهدارنده هیدرولیکی موتور ملی تنها دارای شیار لختی (بدون جداکننده) است و بخش هیدرولیکی آن وظیفه مستهلک کردن ارتعاشات کم بسامد (ناشی از تحریک جاده) را دارد.

معادلات حاکم بر دینامیک سیزده درجه آزادی خودرو با داده‌های مربوط به موتور ملی و نگهدارنده‌های آن و همچنین داده‌های مربوط به خودروی سمنند (بدنه خودرو، سامانه تعلیق و چرخ‌ها) به کمک نرم‌افزار متلب سیمولینک حل می‌گردند.

به منظور اعتبارسنجی شبیه‌سازی دینامیکی موتور بر روی نگهدارنده‌ها ارائه شده در بخش قبل، آزمون تجربی بر روی خودروی سمنند مجهز به موتور ملی انجام می‌شود. در این آزمون، چرخ‌های جلوی خودرو بر روی غلتک‌های لگام ترمز قرار می‌گیرند. غلتک‌ها مقاومتی بر چرخ‌ها اعمال می‌نمایند که نمایانگر مقاومت اعمال شده بر چرخ‌ها از طرف جاده است.

³ Sweep

⁴ Fast fourier transform (FFT)

¹ Transmission mount

² Torque strut mount

(الف)



(ب)



(ج)



شکل ۵: نمایی از محل نصب شتاب‌سنج‌ها برای اندازه‌گیری شتاب موتور ملی در محل اتصال به نگهدارنده‌های آن شامل (الف) نگهدارنده روی جعبه دنده، (ب) نگهدارنده گشتاوری و (ج) نگهدارنده هیدرولیکی

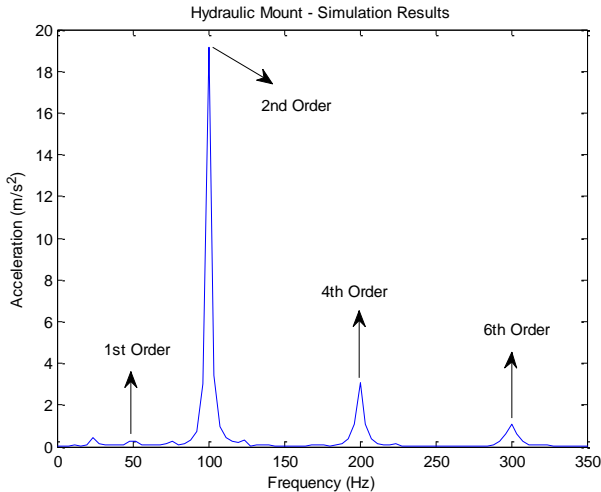


شکل ۴: نمایی از آزمون به کمک لگام ترمز غلتکی بر روی خودروی سمند مجهز به موتور ملی

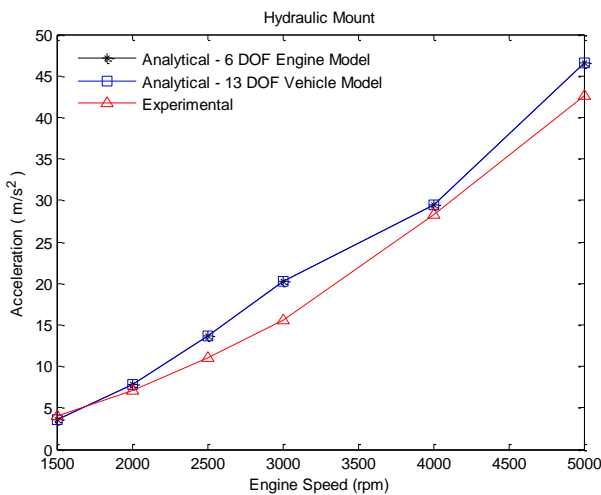
اشکال ۶ و ۷ بترتیب نتایج تجربی و شبیه‌سازی پاسخ بسامدی شتاب موتور در راستای قائم در محل نگهدارنده هیدرولیکی را در دور ۳۰۰۰ دور بر دقیقه (به دست آمده از تبدیل فوریه سریع) نمایش می‌دهند. با توجه به اشکال مذکور، شتاب متناظر با مرتبه‌های مختلف دور موتور قابل استخراج است. مشاهده می‌شود که شتاب مرتبه دوم دور موتور (بسامد دو برابر دور موتور) دارای بیشترین مقدار است و به عبارتی، مرتبه دوم دور موتور مرتبه غالب است. با توجه به نتایج تجربی ارائه شده در شکل ۶، به دلیل وجود خش (نویز)^۱ در حسگرهای اندازه‌گیری در بسامدهایی که ضرابی از دور موتور نیستند، مقادیر شتاب غیرصفر است که این مقادیر به لحاظ اندازه در حدود مقادیر شتاب مرتبه‌های اول، چهارم و ششم‌اند. از این رو، در مقادیر اندازه‌گیری شده شتاب مرتبه‌های اول، چهارم و ششم خطاهایی وجود دارد. ولی، چون مقدار شتاب مرتبه دوم خیلی بیشتر از مقدار خش شتاب‌سنج‌ها است، دارای دقت قابل قبولی است. از این رو، به منظور مقایسه نتایج شبیه‌سازی و تجربی و اعتبارسنجی شبیه‌سازی دینامیکی توسعه داده شده برای موتور مقادیر شتاب مرتبه دوم استفاده می‌شوند.

اشکال ۸، ۹ و ۱۰ بترتیب دامنه شتاب (مرتبه دوم) موتور در راستای قائم را در محل اتصال به نگهدارنده هیدرولیکی، نگهدارنده روی جعبه دنده و نگهدارنده پایینی حاصل از آزمون تجربی و شبیه‌سازی با شبیه‌سازی های شش درجه آزادی موتور و سیزده درجه آزادی خودرو نمایش می‌دهند. نتایج به دست آمده نشان می‌دهند که اولاً نتایج حاصل از بکارگیری دینامیک شش درجه آزادی موتور و سیزده درجه آزادی خودرو بسیار به هم نزدیک‌اند. ثانیاً نتایج تجربی و شبیه‌سازی تطابق نسبتاً خوبی باهم دارند.

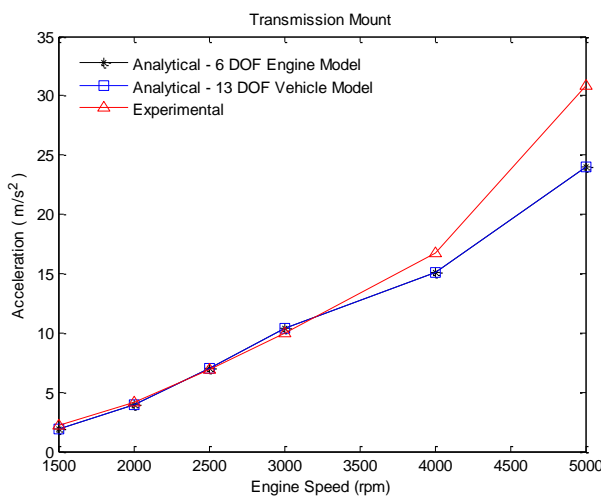
¹ Noise



شکل ۷: پاسخ بسامدی شتاب موتور در راستای قائم در محل اتصال به نگهدارنده هیدرولیکی در دور ۳۰۰۰ دور بر دقیقه- نتایج شبیه سازی



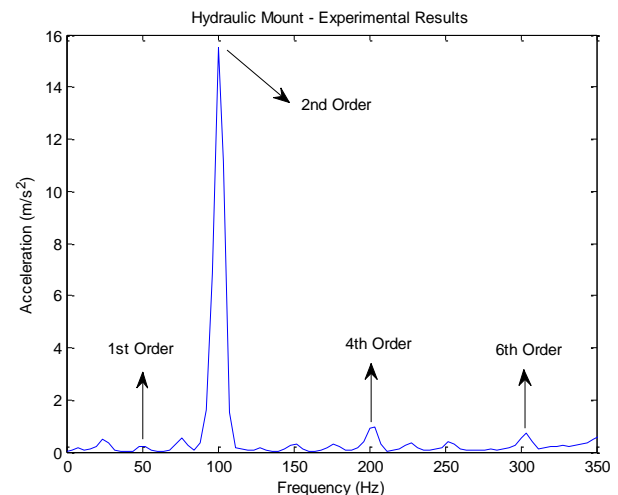
شکل ۸: دامنه شتاب (مرتبه دوم) موتور در راستای قائم در محل اتصال به نگهدارنده هیدرولیکی موتور



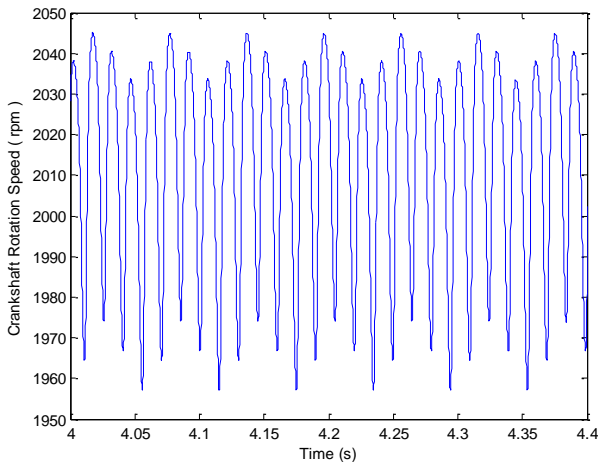
شکل ۹: دامنه شتاب (مرتبه دوم) موتور در راستای قائم در محل اتصال به نگهدارنده روی جعبه دنده

با این وجود، علل اختلاف موجود میان نتایج شبیه سازی و تجربی را می توان بدین شرح بیان نمود:

- مشخصه های سختی و میرایی نگهدارنده ها با گذشت زمان و فرسودگی معمولاً دچار تغییر می شوند، در حالی که در شبیه سازی ها از مقادیر نگهدارنده های نو (مقادیر نامی) برای مشخصه های نگهدارنده ها استفاده شده است.
 - در معادلات دینامیکی ارائه شده برای موتور، دینامیک حرکتی میل بادامک، درپچه ها، تجهیزات جانبی (مانند تلمبه ها و ...) در نظر گرفته نشده اند. در حالی که دینامیک قطعات مذکور بر ارتعاشات موتور تأثیر گذار است.
 - در این مقاله، نیروهای اصطکاکی میان سمبه ها و جداره استوانه ها و همچنین نیروهای اصطکاکی در محل یاتاقان های میل لنگ در نظر گرفته نشده اند که این امر می تواند یکی از دلایل اختلاف نتایج شبیه سازی و تجربی باشد.
 - در معادلات دینامیکی ارائه شده در این مقاله، موقعیت مرکز جرم و مقادیر گشتاورهای لختی موتور ثابت فرض شده اند. در حالی که با حرکت اجزاء متحرک داخلی موتور، مقادیر مذکور متغیرند. این امر می تواند یکی از عوامل اختلاف نتایج شبیه سازی و تجربی باشد.
- با توجه به عوامل ذکر شده برای علل اختلاف نتایج تجربی و شبیه سازی، در مجموع می توان نتیجه گرفت که نتایج تجربی و شبیه سازی انطباق نسبتاً مناسبی دارند و معادلات دینامیکی ارائه شده برای موتور بر روی نگهدارنده ها (در بخش قبل) دارای دقت قابل قبولی هستند.



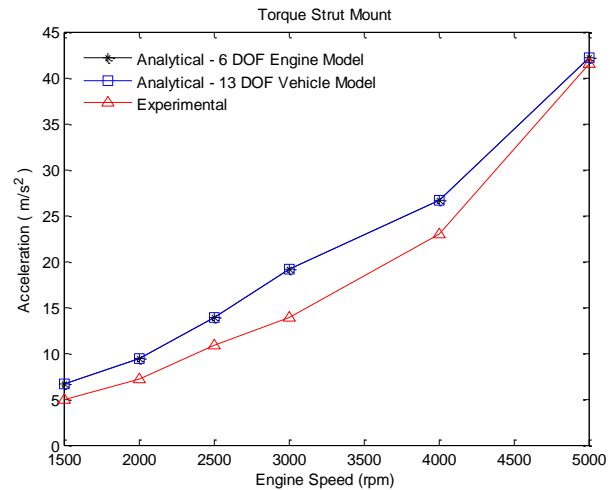
شکل ۱۰: پاسخ بسامدی شتاب موتور در راستای قائم در محل اتصال به نگهدارنده هیدرولیکی در دور ۳۰۰۰ دور بر دقیقه- نتایج تجربی



شکل ۱۱: سرعت دورانی میل لنگ در ۲۰۰۰ دور بر دقیقه

علت اصلی نوسانات دور میل لنگ ماهیت نوسانی فشار داخل محفظه احتراق است. به این مفهوم که فشار داخل محفظه احتراق (فشار اعمالی بر سمبه) ثابت نیست و در مرحله احتراق بیشینه مقدار را دارد و پس از آن کاهش می‌یابد تا این که در مرحله تخلیه به کمینه مقدار خود می‌رسد. بنابراین، در مرحله احتراق و با پایین آمدن سمبه، انرژی زیادی به میل لنگ منتقل می‌گردد، ولی در مرحله تخلیه، برای بالارفتن سمبه و خارج نمودن گازهای حاصل از احتراق، از میل لنگ انرژی گرفته می‌شود. بنابراین مرتباً به میل لنگ انرژی داده و گرفته می‌شود. این امر موجب نوسانات در دور میل لنگ می‌شود که در این مقاله بررسی شده است.

به منظور کاهش و محدود نمودن نوسانات دور میل لنگ و یکنواخت نمودن دور میل لنگ تا حد ممکن، از چرخ طیار در انتهای میل لنگ استفاده می‌شود. چرخ طیار به دلیل داشتن لختی نسبتاً زیاد، انرژی منتقل شده به میل لنگ (با پایین آمدن سمبه پس از احتراق) را ذخیره می‌نماید و در مرحله تخلیه برای خارج نمودن گازهای خروجی، آن را آزاد می‌کند و به این ترتیب نوسانات دور میل لنگ را کاهش می‌دهد [۱۲]. عوامل دیگری نیز می‌توانند باعث نوسانات دور میل لنگ شوند که از جمله می‌توان به تفاوت در نسبت سوخت و هوای استوانه‌های مختلف اشاره نمود [۱۳] که باعث تفاوت در منحنی فشار محفظه احتراق در استوانه‌های مختلف می‌گردد. این عامل در این مقاله، شبیه‌سازی نشده است. بنابراین نوسانات دور میل لنگ ارائه شده در شکل ۱۱ ناشی از ماهیت نوسانی فشار داخل محفظه احتراق است.



شکل ۱۰: دامنه شتاب (مرتبه دوم) موتور در راستای قائم در محل اتصال به نگهدارنده پایینی

همان گونه که اشاره گردید، با توجه به شکل‌های ۸-۱۰ نتایج بکارگیری شبیه‌سازی‌های شش درجه آزادی موتور و سیزده درجه آزادی خودرو بسیار نزدیک به هم‌اند. از این رو، در مواردی که بررسی اثر تحریک جاده بر رفتار دینامیکی موتور مورد نظر نباشد، استفاده از شبیه‌سازی شش درجه آزادی موتور برای ارزیابی رفتار دینامیکی موتور کافی است و نیازی به بکارگیری دینامیک کامل خودرو (دینامیک بدنه خودرو، سامانه‌های تعلیق و چرخ‌ها) نیست. ولی در مواردی که بررسی اثر تحریک جاده بر رفتار دینامیکی موتور نیز مورد نظر باشد، استفاده از شبیه‌سازی کامل خودرو (مانند دینامیک سیزده درجه آزادی) ضروری است.

شایان ذکر است که در برخی از شبیه‌سازی‌های دینامیکی ارائه شده در مقالات علمی برای موتور بر روی نگهدارنده‌ها، نوسانات دور میل لنگ^۱ که در واقعیت هم وجود دارد، لحاظ نشده و دور ثابتی را برای میل لنگ در نظر گرفته‌اند. ولی شبیه‌سازی دینامیکی توسعه داده شده در این مقاله قادر به پیشگویی مقدار نوسانات دور میل لنگ، نیز است. شکل ۱۱ نوسانات سرعت دورانی میل لنگ را بر حسب زمان در دور کاری ۲۰۰۰ دور بر دقیقه حاصل از شبیه‌سازی را نمایش می‌دهد. با توجه به شکل ۱۱ مشاهده می‌شود که مقدار متوسط دور میل لنگ همان مقدار ۲۰۰۰ دور بر دقیقه (دور نامی موتور) است که دارای نوساناتی در حدود ۴۵ دور بر دقیقه حول مقدار متوسط است.

¹ Crankshaft speed fluctuation

۴) نتیجه گیری

در این مقاله، شبیه‌سازی دینامیکی برای موتور ملی بر روی نگهدارنده‌های آن ارائه و اعتبار آن با اجرای آزمون‌های تجربی ارزیابی شد. همچنین اثر لحاظ نمودن دینامیک بدنه خودرو، سامانه تعلیق و چرخ‌ها بر رفتار ارتعاشی موتور بررسی گردید. نتایج نشان داد که شبیه‌سازی دارای دقت قابل قبولی است و البته اختلافاتی میان نتایج شبیه‌سازی و تجربی وجود دارد که علل آن بتفصیل ارائه گردید. با بهبود برخی فرضیات شبیه‌سازی دینامیکی توسعه داده شده (مانند لحاظ نمودن دینامیک میل بادامک، نیروهای اصطکاکی و ...) می‌توان اختلاف میان نتایج شبیه‌سازی و تجربی را کاهش داد و شبیه‌سازی دینامیکی ارائه شده را بهبود بخشید. بر اساس نتایج شبیه‌سازی، نتایج حاصل از بکارگیری شبیه‌سازی‌های شش درجه آزادی موتور و سیزده درجه آزادی خودرو بسیار نزدیک به هم‌اند. از این رو، در مواردی که بررسی اثر تحریک جاده بر رفتار دینامیکی موتور مورد نظر نباشد، استفاده از دینامیک شش درجه آزادی موتور برای ارزیابی رفتار دینامیکی موتور کافی است و نیازی به بکارگیری دینامیک کامل خودرو (دینامیک بدنه خودرو، سامانه‌های تعلیق و چرخ‌ها) نیست. ولی در مواردی که بررسی اثر تحریک جاده بر رفتار دینامیکی موتور نیز مورد نظر باشد، استفاده از شبیه‌سازی کامل خودرو (مانند دینامیک سیزده درجه آزادی) ضروری است.

تشکر و قدردانی

نویسندگان این مقاله از شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو برای تأمین تجهیزات و همچنین از همکاری جناب آقای دکتر بابک سخایی برای کمک در اجرای آزمون‌های تجربی مراتب تشکر و قدردانی خود را اعلام می‌نمایند.

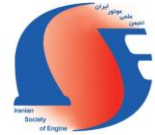
References

- [3] P.S. Pol, Dynamic loads in engine test benches, 12th ASME Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, Montreal, Quebec, Canada, 1989
- [4] C.H. Suh, C.G. Smith, Dynamic simulation of engine-mount systems, SAE International, Paper No. 971940, 1997
- [5] D.M.W. Hoffman, D.R. Dowling, Fully coupled rigid internal combustion engine dynamics and vibration - Part I: Model development. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 123, No. 3, pp. 677-84, 2001
- [6] Z.D. Ma, N.C. Perkins, An efficient multi-body dynamics model for internal combustion engine systems, Multi-body System Dynamics, Vol. 10, No. 4, pp. 363-391, 2003
- [7] A.L. Guzzomi, D.C. Hesterman, B.J. Stone, The effect of piston friction on engine block dynamics, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, Vol. 221, No. 2, pp. 277-289, 2007
- [8] H. Karabulut, Dynamic model of a two-cylinder four-stroke internal combustion engine and vibration treatment, International Journal of Engine Research, Vol. 13, No. 6, pp. 616-627, 2012
- [9] V. Fakhari, A. Ohadi, Robust control of automotive engine using active engine mount. Journal of Vibration and Control, Vol. 19, No. 7, pp. 1024-1050, 2012
- [10] A. Geisberger, A. Khajepour, F. Golnaraghi, Non-linear modelling of hydraulic mounts: Theory and experiment, Journal of Sound and Vibration, Vol. 249, No. 2, pp. 371-397, 2002
- [11] A.R. Ohadi, G. Maghsoodi, V. Fakhari, Simulation of engine vibration on nonlinear hydraulic engine mounts through full-vehicle model, 14th International Congress on Sound and Vibration, Cairns, Australia, 2007
- [12] K.C. Pal, Heat power, Orient Longman Limited, 1990
- [13] D. Shim, J. Park, P.P. Khargonekar, W.B. Ribbens, Reducing automotive engine speed fluctuation at idle, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 4, No. 4, pp. 404-410, 1996
- [1] T. Butsuen, M. Ookuma, A. Nagamatsu, Application of direct system identification method for engine rigid body mount system, SAE International, Paper No. 860551, 1986
- [2] M. Okuma, T. Ohara, A. Nagamatsu, Application of a new experimental identification method to engine rigid body mount system, SAE International, Paper No. 891139, 1989



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineersearch.ir



Dynamic modeling of national engine on mounts together with experimental validation

V. Fakhari^{1*}, A.R. Ohadi Hamedani²

¹Amirkabir University of Technology and Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, v.fakhari@aut.ac.ir

²Amirkabir University of Technology, Tehran, Iran, a_r_ohadi@aut.ac.ir

*Corresponding Author, Phone Number: +98-912-710-7067

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 18 February 2014

Accepted: 16 March 2014

Keywords:

Dynamic modeling

Vibration analysis

Internal combustion engine

Experimental validation

ABSTRACT

In this study, a six-degree-of-freedom dynamic model for the national engine on mounts is presented and is validated by experimental tests. Dynamic equations of the motion were derived using Lagrange's and Newton-Euler equations. In addition, a thirteen-degree-of-freedom dynamic model for the engine and the vehicle was employed to consider dynamics of the vehicle body, tires and suspension systems in the vibration behaviour of the engine. Simulations were performed using data related to the national engine and the Samand vehicle. Experimental tests were performed on the Samand vehicle with the national engine using the chassis dynamometer. Finally, the validity of the presented mathematical model and the consideration of dynamics of the vehicle body, tires and suspension systems on the vibration behaviour of the engine were investigated.

© Iranian Society of Engine (ISE), all rights reserved.