



بررسی اثر گرانروی روغن بر روی ارتعاشات قائم یک موتور درونسوز به روش تجربی و تحلیلی

عباس رهی^{۱*}، رضا عابدی^۲، سید اشکان موسویان^۳، مجتبی محرابی وقار^۴، محمد علی احترام^۵

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران، a_rahi@sbu.ac.ir

^۲ پژوهشکده دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران، r.abedi1985@gmail.com

^۳ شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو)، تهران، ایران، a_moosavian@ip-co.com

^۴ شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو)، تهران، ایران، m_mehrabi@ip-co.com

^۵ دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران، m_ehteram@sbu.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۴ تیر ۱۳۹۶

پذیرش: ۲۶ دی ۱۳۹۶

کلیدواژه‌ها:

تحلیل ارتعاش

موتور درونسوز

مدلسازی ریاضی

دمای روغن

گرانروی روغن

چکیده

بررسی دلایل ارتعاش موتور برای بهبود عملکرد آن و همچنین افزایش آسایش راننده و سرنشینان خودرو از اهمیت بالایی برخوردار است. در این مقاله تأثیر تغییرات گرانروی روغن که می تواند در اثر تغییر دمای آن حاصل شود، بر ارتعاش موتور در راستای قائم، به صورت تجربی و شبیه سازی عددی مورد بررسی قرار می گیرد. برای این منظور ابتدا با انجام آزمایش های تجربی مقدار ارتعاش موتور در جهت قائم در دماهای مختلف روغن و دوره های مختلف موتور مورد بررسی قرار گرفته است و سپس با توجه به شرایط انجام آزمون ها در آزمایشگاه مدل مناسبی برای ارتعاش موتور در راستای قائم و تحت اثر نیروهای خارجی وارد بر آن ارائه شده است. در شبیه سازی های عددی، نیروهای خارجی موثر بر ارتعاش سامانه در راستای قائم متناسب با آزمایش های انجام شده، مجموع برآیند نیروهای ناشی از شتاب سنبه، مرکز جرم دسته سنبه در راستای قائم و همچنین نیروی مقاوم روغن در برابر حرکت سنبه ها در نظر گرفته می شود. سپس معادلات حاکم استخراج شده و پاسخ سامانه در حالت پایدار با استفاده از بسط سری فوریه استخراج می شود. برای اطمینان از صحت مدلسازی ریاضی و نتایج شبیه سازی های عددی، ابتدا نتایج تئوری با نتایج تجربی صحت گذاری شده است. در انتها ارتعاش موتور در راستای قائم ناشی از تغییر گرانروی روغن در دماهای مختلف و همچنین دوره های مختلف موتور مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج نشان می دهد که با افزایش مقدار دور موتور و همچنین افزایش دمای روغن و در نتیجه کاهش گرانروی آن، ریشه میانگین مربعات شتاب ارتعاش موتور در راستای قائم به میزان قابل توجهی افزایش می یابد.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

عوامل متعددی سبب ارتعاشات موتور می شوند که از آن جمله می توان به احتراق موتور، حرکت اجزاء متحرک موتور نظیر جرم های رفت و برگشتی، ساز و کار سوپاپ ها، نابالانسی میل لنگ، لقی های مکانیکی، خارج از مرکزی پیستون با بوش سیلندر، و نوع روغن و دمای آن اشاره کرد. برای شناسایی سهم هر کدام از عوامل مذکور بر ارتعاش موتور لازم است که مکانیزم عملکردی و ساختار نیروهای وارد به موتور به دقت بررسی شود. اصطکاک رینگ پیستون و بوش سیلندر سهم قابل توجهی از کاهش قدرت در یک موتور رفت و برگشتی را دارد. به منظور کاهش اصطکاک میان مجموعه پیستون و دیواره سیلندر، از روغن که روانکار دیگر اجزای موتور نیز است، استفاده می شود. نیروی هیدرودینامیکی تولید شده توسط این فیلم روغن نازک با فشار گاز در پشت هر رینگ و اصطکاک رینگ مخالف است. این نیرو و اثرات پمپاژ روغن می تواند یکی از عوامل ارتعاشات موتور باشد. در این مقاله با در نظر گرفتن شرایط یکسان به بررسی عامل گرانیروی روغن در ارتعاشات موتور پرداخته می شود. در این خصوص مطالعات تحلیلی متعددی برای مدل سازی دینامیکی و بررسی ارتعاش موتور گزارش شده است، که در ادامه به برخی از آنها اشاره می شود.

چو و اسمیت [۱]، یک موتور چهار سیلندر دارای ۶ درجه آزادی و مدل نگهدارنده آن را با ۳ فنر در جهات مختلف مورد مطالعه و بررسی قرار دادند. نتایج حاصل از مدل سازی ارایه شده توسط آنها نشان می دهد که می توان ارتعاش موتور را به خوبی پیش بینی و مورد مطالعه قرار داد. برنارد و استارکی [۲] و جرادلیف و داگودمن [۳] تلاش کردند تا آنجا که امکان دارد با بهینه سازی و طراحی مناسب، فرکانس های طبیعی سیستم را از محدوده نامطلوب دور سازند. در نتیجه آنها برای رسیدن به یک طرح بهینه، تمرکز اصلی خود را بر روی کاهش نسبت انتقال ارتعاش از موتور به بدنه خودرو قرار دادند.

سلک و ارسلان [۴]، ویژگی های ارتعاشات بلوک یک موتور دیزلی چهار سیلندر در راستای قائم نسبت به باز شدگی دریچه گاز و دورهای مختلف موتور را به روش آزمایشگاهی مورد بررسی قرار دادند. شجاعی و همکاران [۵]، تحلیل ارتعاشات پیچشی مجموعه میل لنگ موتور دیزل با کمک نرم افزار تجاری انجام دادند. این تحلیل به صورت خطی انجام گرفته و مدل محاسبه، یک سامانه جرم- فنر است که روند تحلیل آن بر پایه روش هولزر است. گازومی و همکاران [۶] با توجه به اصطکاک بین سیلندر و پیستون، به تجزیه و تحلیل عملکرد موتور به روش عددی پرداختند. آنها نشان دادند که نیروی جانبی پیستون و اصطکاک دینامیکی پیستون به سیلندر به هم وابسته هستند. که این امر باعث تغییراتی در مدل سازی ارتعاشات موتور می شود. اسفندیاری و همکاران [۷]، با استفاده از روش بهینه سازی به جداسازی جزئی حالت های ارتعاشی موتور ملی حول محور گشتاور غلتشی پرداختند. کارابولت و همکاران [۸] با انجام یک مدل سازی دینامیکی از موتور

تک سیلندر چهار زمانه، رفتار دینامیکی، ارتعاشات بلوک موتور و نوسانات سرعت زاویه ای میل لنگ را مورد بررسی قرار دادند.

همچنین تحقیقات متعددی نیز در زمینه اثرات احتراق سوخت های مختلف از جمله بیودیزل و گاز در ارتعاشات موتور انجام شده است [۹-۱۵]. یولودامر و همکاران [۱۴]، اثر تغییر سوخت بیو دیزل را روی ارتعاش موتور مورد بررسی قرار دادند. آنها برای پیش بینی ارتباط بین خواص سوخت و ارتعاش موتور بر اساس آنالیز خطی و غیرخطی رگرسیون، مدل مناسبی را توسعه دادند. سیلیبی و همکاران [۱۵]، اثر گرانیروی بالای سوخت های بیودیزل را بر احتراق و همچنین رفتار ارتعاشی موتور مورد مطالعه قرار دادند. نتایج حاصل از تحقیق آنها نشان داد که شتاب کلی ارتعاش موتور در حالت استفاده از سوخت بیودیزل و با افزودن هیدروژن کاهش می یابد. بهانسالی و همکاران [۱۶] به تجزیه و تحلیل ارتعاش یک موتور دیزل با استفاده از نرم افزار المان محدود انسیس در حالت نسبت تراکم متغیر، نیروهای گاز احتراق و درجه حرارت بوش سیلندر پرداختند. پیرباسامی و الوارسامی [۱۷] تاثیر ترکیب نیروهای اینرسی و نیروی ناشی از احتراق در سیلندر را روی ارتعاش موتور مورد بررسی قرار دادند. نتایج حاصل از کار آنها نشان داد که با در نظر گرفتن همزمان نیروهای اینرسی و احتراق، ارتعاش غیرخطی در بلوک موتور ایجاد خواهد کرد. ماینی بان و همکاران [۱۸] و دهکردی و همکاران [۱۹] نیز مشخصات و رفتار ارتعاشی یک موتور دیزل را با استفاده از شبکه عصبی مصنوعی مورد مطالعه قرار دادند.

سولماز و کارابولوت [۲۰]، یک مدل ریاضی برای بررسی اثر احتراق ناقص روی تغییرات سرعت دورانی میل لنگ و در نتیجه ارتعاش بلوک موتور ارایه کردند. منگ و همکاران [۲۱] تاثیر ارتعاش بوش سیلندر را بر روی حرکت جانبی و رفتار سایشی پیستون یک موتور مورد مطالعه قرار دادند. سان و همکاران [۲۲]، رفتار ارتعاشی ناشی از حالت های مختلف سایش بین رینگ و پیستون را به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. آنها از تبدیل موجک برای تحلیل سیگنال های ارتعاشی استفاده کردند. جان لیو و همکاران [۲۳] اثر آب خنک کن روی مشخصه های مودهای ارتعاشی، استهلاک و نویز موتور به روش شبیه سازی عددی و آزمایشگاهی را مورد مطالعه قرار دادند. آرکار و همکاران [۲۴] اثر فشار پاشش سوخت بر روی ارتعاشات یک موتور دیزل با سوخت دیزل-بیودیزل تک سیلندر را به روش تجربی مورد مطالعه قرار دادند. موسویان و همکاران [۲۵]، اثر نقص و خراش در پیستون را روی ارتعاش موتور احتراق داخلی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج تحقیق آنها نشان داد که نقص و خراش در پیستون افزایش قابل توجهی در ارتعاش موتور دارد.

زائو و همکاران [۲۶]، یک روش عددی بر پایه المانهای محدود برای مطالعه دینامیک پیستون با در نظر گرفتن اثر روغنکاری پیستون در یک موتور احتراق داخلی ارایه دادند. هاریگایا و همکاران [۲۷]، تاثیر تغییر گرانیروی روغن در اثر تغییر دما بر ضخامت فیلم روغن در

استفاده می شود. ابتدا به روش تجربی ارتعاشات موتور ملی در راستای قائم در حالت استفاده از روغن SAE20W50 در دماهای روغن ۳۵ و ۹۰ درجه سانتیگراد، اندازه گیری می شود. سپس با توجه به شرایط انجام آزمون های تجربی، مدل ریاضی مناسبی برای ارتعاشات موتور در جهت قائم و تحت اثر نیروهای خارجی وارد بر آن ارایه می شود. در مدلسازی، نیروهای خارجی موثر بر ارتعاش سیستم در راستای قائم متناسب با آزمون های انجام شده، مجموع برآیند نیروهای ناشی از شتاب پیستون و مرکز جرم شاتون در راستای قائم و همچنین نیروی مقاومت روغن در برابر حرکت پیستونها در نظر گرفته می شود. سپس معادلات حاکم در حالت پایدار با استفاده از بسط سری فوریه حل می شود. برای اطمینان از صحت شبیه سازی عددی، ابتدا نتایج حاصل از شبیه سازی عددی با نتایج تجربی صحت گذاری می شود. در انتها نیز ارتعاش موتور در راستای قائم ناشی از تغییرات گرانروی روغن و همچنین دوره های مختلف موتور مورد بررسی قرار می گیرد. نتایج نشان می دهد که افزایش دمای روغن و همچنین افزایش مقدار دور موتور، شتاب ریشه میانگین مربعات^۱ ارتعاش موتور خودرو در راستای قائم را به میزان قابل توجهی افزایش می دهد.

۲- روش آزمون تجربی و نتایج آزمایشگاهی

در بخش آزمون های تجربی به منظور به دست آوردن ارتعاشات موتور ناشی از گرانروی روغن، از روش موتورگردانی استفاده شده است تا اثرات پدیده احتراق و نیروهای ناشی از آن بر روی ارتعاشات موتور حذف شوند. همچنین به منظور بررسی ارتعاشات ناشی از اجزاء متحرک موتور نظیر جرم های رفت و برگشتی و میل لنگ، از روش آزمون جداسازی^۲ پیشنهادی از شرکت FEV استفاده شد. این روش که یکی از روش های رایج در تعیین اصطکاک و یا ارتعاش قطعات و مکانیزم های موتوری است بدین صورت است که در ابتدا موتور به طور کامل تحت آزمون قرار می گیرد و مشخصه های مورد نظر اندازه گیری می شود. سپس در ابتدا مکانیزم سوپاپ از موتور جدا شده و بار دیگر آزمون انجام می شود. از تفاضل مقدار اندازه گیری های به دست آمده در این آزمون و آزمون موتور کامل، مشخصه مورد نظر برای مجموعه مکانیزم سوپاپ به دست می آید. در گام بعد مجموعه پیستون و رینگ ها از موتور جدا شده و تنها میل لنگ مورد آزمون قرار می گیرد. بنابراین در این حالت نیز مشخصه مورد نظر اندازه گیری می شود. با تفاضل میان اندازه گیری های انجام شده برای موتور با مجموعه پیستون و میل لنگ و مقدار اندازه گیری انجام شده برای میل لنگ تنها، می توان مقدار مشخصه مورد نظر را برای جرم های رفت و برگشتی شامل پیستون و رینگ ها محاسبه کرد. بدین ترتیب، توسط روش جداسازی قطعات، مشخصه های مورد نظر از جمله اصطکاک و

رینگ های پیستون را در یک موتور دیزل مورد مطالعه قرار دادند. آنها با شبیه سازی عددی و همچنین با در نظر گرفتن معادلات رینولدز برای روغن، توانستند ضخامت فیلم روغن بین رینگ پیستون و بوش سیلندر را برحسب مقدار دما و نرخ برش در روغن برآورد کنند. مالاجی و همکاران [۲۸]، یک مدل مفهومی برای مطالعه حرکت دینامیکی پیستون و تعیین کاهش اصطکاک بین پیستون و بوش سیلندر برای موتورهای احتراق داخلی ارایه کردند. کارابولوت و ارسوی [۲۹]، رفتار دینامیکی یک موتور احتراق داخلی دو سیلندر را مورد بررسی قرار دادند. آنها از یک مدل دینامیکی چهار درجه آزادی برای مطالعه ارتعاش بلوک موتور استفاده کردند. مدل ارایه شده توسط آنها قادر بود که مقدار بهینه جرم پیستون و مرکز جرم شاتون را برای کاهش ارتعاش میل لنگ و بلوک موتور برآورد کند. کانگ و همکاران [۳۰]، آنالیز ارتعاش گذرای غیرخطی یک خودروی کامل را مطالعه کردند. آنها در مدل خود کلیه اجزای اصلی خودرو را در مدلسازی ارتعاش در نظر گرفتند ولی مدل ارایه شده قادر به بیان رفتار تغییر گرانروی روغن روی ارتعاش سیستم نبود.

همچنین در بسیاری از مقالات نیز به بررسی و مطالعه اثر دسته موتور و انتقال ارتعاشات از موتور به بدنه خودرو پرداخته شده است [۳۱-۳۵]. برای ارزیابی جداسازی ارتعاش، بی و میزهی [۳۶] با مطالعه تجربی بر روی سیستم نصب موتور، عملکرد سیستم هیدرولیکی و دسته موتور لاستیکی را مورد بررسی قرار دادند که نتایج کار آنها در کاهش ارتعاش منتقل شده به بدنه خودرو رضایت بخش بود. مدلسازی و مونتاژ قطعات اجزای لاستیکی برای نگهدارنده موتور با استفاده از نرم افزار و بررسی عددی با استفاده از نرم افزار آباکوس در مقاله ای توسط رامانچاندران و همکاران [۳۷] انجام شد. فخاری و اوحدی [۳۸] به بررسی ارتعاش موتور چهار سیلندر با دسته موتورهای فعال با الگوریتم کنترل مقاوم پرداختند. نتایج تحقیق آنها نشان داد که دسته موتور فعال با کنترل کننده های مقاوم طراحی شده، باعث کاهش انتقال ارتعاش موتور به بدنه خودرو می شود. همچنین کنترل ارتعاش موتور ملی (EF7) با استفاده از دسته موتور فعال توسط رتوفی و همکاران [۳۹] مورد مطالعه و بررسی قرار گرفت. آنها با توجه به ویژگی های نیروی منتقل شده از موتور به شاسی و بدنه خودرو، از الگوریتم خاصی به نام الگوریتم باند باریک برای حذف فرکانس هارمونیک غالب از ارتعاشات ناخواسته موتور استفاده کردند. نتایج حاصل از تحقیق آنها نشان داد که سیستم فعال، نیروی منتقل شده از طریق سه دسته موتور به شاسی خودرو را تقریباً ۸۵ درصد در تمام دوره های موتور کاهش می دهد.

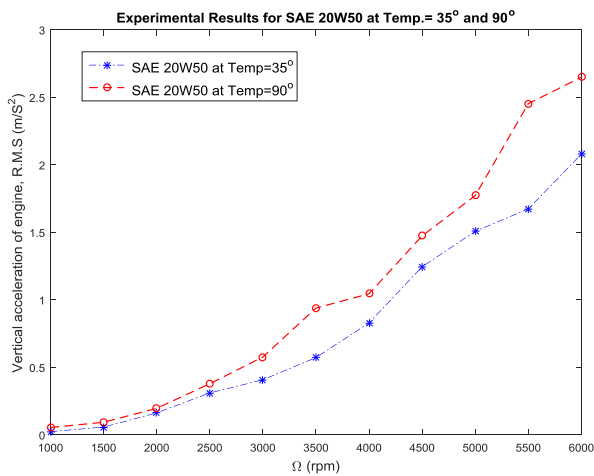
در مقاله حاضر، تاثیر تغییر دما و در نتیجه تغییر گرانروی روغن بر روی ارتعاش بلوک موتور بنزینی چهار سیلندر به روش آزمایشگاهی و شبیه سازی مورد مطالعه قرار می گیرد. برای این منظور از یک مدلسازی ارتعاشی یک درجه آزادی برای بررسی ارتعاش موتور در راستای قائم

^۲ Strip-down method

^۱ Root Mean Square (R.M.S)

دوران میل لنگ اندازه گیری شد. سپس با جدا کردن پیستون و شاتون از میل لنگ، مجدداً ارتعاشات موتور ناشی از تنها دوران میل لنگ به دست آمد. لذا می توان با تفاضل این دو اندازه گیری، مقدار ارتعاش ناشی از حرکت جرم های رفت و برگشتی و تأثیر ویسکوزیته روغن را تعیین کرد. لازم به ذکر است که آزمون ها در دماهای مختلف روغن مختلف انجام شده است و برای تنظیم دمای روغن موتور از دستگاه تنظیم کننده دما و فشار روغن^۱ استفاده شد. نتایج حاصل از ارتعاش موتور در راستای قائم برای روغن SAE20W50 در دماهای ۳۵ و ۹۰ درجه سانتیگراد و در دوره های مختلف موتور، در شکل ۳ ارایه شده است. برای اطمینان از نتایج بدست آمده در شکل ۳، در برخی موارد آزمون ها چندین بار تکرار شده اند.

همانطور که در شکل ۳ مشاهده می شود، که با افزایش دمای روغن، ارتعاش موتور در راستای قائم کاهش نمی یابد. یکی از دلایل افزایش ارتعاش موتور در اثر افزایش دما می تواند آن باشد که با رقیق شدن روغن، نیروی پشت رینگ ها افزایش یافته و باعث افزایش ارتعاش می شود. در ادامه به مدلسازی نیروهای خارجی وارد به موتور برای شرایط در نظر گرفته شده برای آزمون های انجام شده و همچنین استخراج معادلات حاکم بر سیستم و شبیه سازی تحلیل- عددی آن، پرداخته می شود.



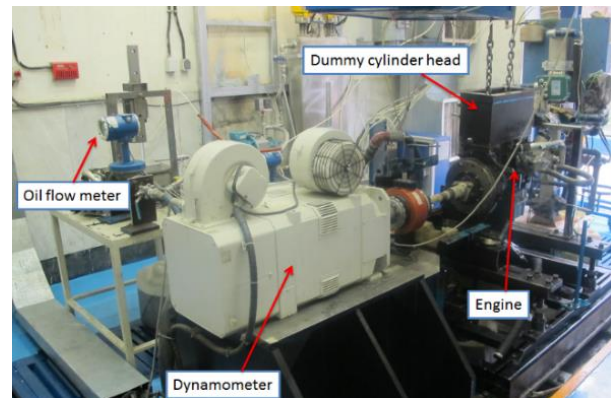
شکل ۳: نمودار R.M.S شتاب ارتعاش موتور در دوره های مختلف برای روغن SAE 20W50 در دماهای ۳۵ و ۹۰ درجه بر اساس نتایج تجربی

۳- مدلسازی و استخراج معادلات حاکم

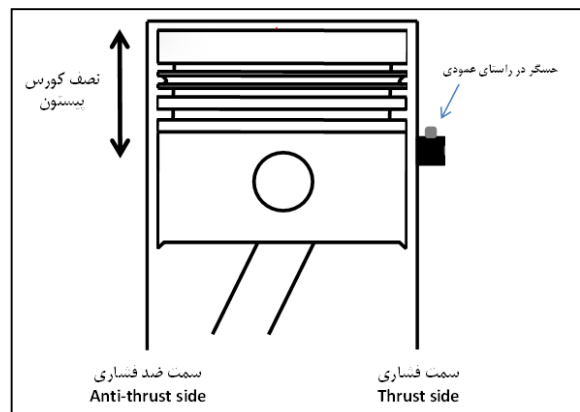
برای بررسی تاثیر مقدار گرانبوی روغن موتور در دماهای مختلف بر ارتعاش قائم آن، با توجه به شرایط آزمون های انجام گرفته از مدل ارایه شده در شکل ۴ برای یک موتور چهار سیلندر استفاده می شود.

یا ارتعاش برای اجزاء و مکانیزم های مختلف موتور به صورت تجربی قابل اندازه گیری است. در شکل ۱ نمایی از اتاق آزمون به همراه تجهیزات مهم نشان داده شده است.

موتور الکتریکی استفاده شده در آزمایش تجربی دارای حداکثر توان ۶۰ کیلووات و حداکثر گشتاور ۱۴۳ نیوتن-متر و حداکثر سرعت دورانی ۱۰۰۰۰ دور بر دقیقه است. همچنین ولتاژ تغذیه و جریان مصرفی آن به ترتیب برابر ۳۶۰ ولت و ۱۱۳ آمپر است. به منظور اندازه گیری ارتعاشات موتور، از یک حسگر شتاب سنج که به طور عمودی بر روی بلوک موتور نصب گردید، استفاده شد. شکل ۲، موقعیت حسگر شتاب سنج را نشان می دهد. حسگر شتاب سنج بر روی بلوک موتور سیلندر شماره ۳ و در مرکز کورس پیستون قرار گرفته است. دلیل انتخاب این مکان نیز برای مشاهده بهتر ارتعاشات قائم موتور است چرا که طبق پژوهش های پیشین، در موتور تحت آزمون این تحقیق، مکان مذکور بیشترین مقدار ارتعاش را دارد [۴۰].



شکل ۱: نمایی از اجزاء مورد استفاده در آزمون تجربی



شکل ۲: مکان نصب حسگر ارتعاشی برای اندازه گیری شتاب ارتعاش موتور در راستای قائم

برای بردن تأثیر گرانبوی روغن بر ارتعاش موتور در راستای قائم، ابتدا ارتعاشات موتور در اثر حرکت جرم های رفت و برگشتی و

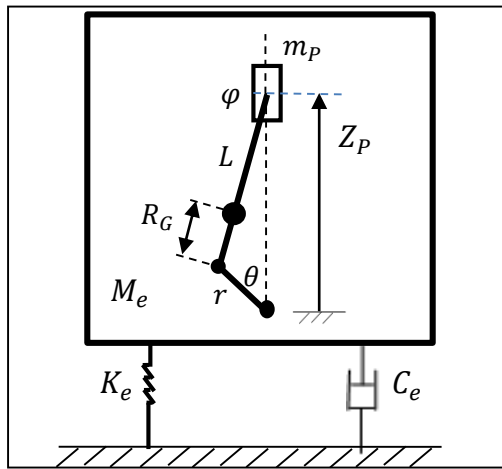
^۱ oil conditioner

$$\ddot{Z}_P = r \dot{\theta}^2 \left[\frac{r \cos^2(\theta)}{L \cos^3(\varphi)} - \sin(\theta) \tan(\varphi) - \cos(\theta) \right]$$

به همین ترتیب مقدار شتاب مرکز جرم شاتون در راستای قائم نیز از رابطه زیر محاسبه می شود: [۶]

$$\ddot{Z}_{GR} = r \dot{\theta}^2 \left[J \frac{r \cos^2(\theta)}{L \cos^3(\varphi)} - J \sin(\theta) \tan(\varphi) - \cos(\theta) \right] J = \frac{R_G}{L} \quad (۶)$$

که در آن L طول شاتون، r شعاع لنگ میل لنگ، θ زاویه لنگ میل لنگ نسبت به راستای قائم، φ زاویه بین شاتون نسبت به راستای قائم، و R_G فاصله مرکز جرم شاتون از انتهای متصل آن به میل لنگ است.



شکل ۵: مدل سازی حرکت پیستون در موتور

پس مقدار برآیند نیروی مورد نیاز برای شتاب گرفتن چهار پیستون موتور (نیروی اینرسی) و مرکز جرم شاتون های متصل به آنها در راستای قائم، از رابطه زیر می تواند محاسبه شود:

$$\begin{aligned} f_{ez1}(t) &= \sum_{j=1}^4 -m_p \ddot{Z}_{Pj} + \sum_{j=1}^4 -m_R \ddot{Z}_{GRj} \\ &= -2m_p [\ddot{Z}_P(\theta) + \ddot{Z}_P(\theta + \pi)] \\ &\quad - 2m_R [\ddot{Z}_{GR}(\theta) + \ddot{Z}_{GR}(\theta + \pi)] \\ &= -2(m_p + Jm_R) r \dot{\theta}^2 \left\{ \left[\frac{r \cos^2(\theta)}{L \cos^3(\varphi)} - \sin(\theta) \tan(\varphi) \right] \right. \\ &\quad \left. + \left[\frac{r \cos^2(\theta + \pi)}{L \cos^3(\tilde{\varphi})} - \sin(\theta + \pi) \tan(\tilde{\varphi}) \right] \right\} \quad (۷) \end{aligned}$$

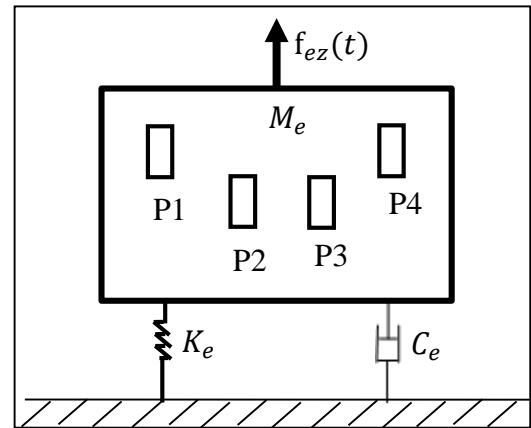
در شکل ۴، M_e جرم موتور، K_e سختی معادل دسته موتورهای خودرو در جهت قائم، C_e ضریب استهلاک معادل دسته موتورهای بلوک موتور در راستای قائم، و $f_{ez}(t)$ برآیند نیروهای خارجی وارد بر موتور می باشد. معادله حاکم بر ارتعاش موتور در راستای قائم بر اساس مدل ارایه شده در شکل ۴، به صورت زیر است.

$$M_e \ddot{Z}_e + C_e \dot{Z}_e + K_e Z_e = f_{ez}(t) \quad (۱)$$

که در آن Z_e مقدار جابجایی موتور در راستای قائم می باشد. مقدار نیروی خارجی $f_{ez}(t)$ شامل دو بخش نیروی ناشی از شتاب گرفتن جرم (اینرسی) پیستون ها و شاتون و همچنین نیروی ناشی از مقاومت روغن در برابر حرکت پیستون ها می باشد. سایر نیروها از نوع نیروهای داخلی بوده و برآیند آنها در سیستم مورد نظر صفر خواهد شد. پس داریم:

$$f_{ez}(t) = f_{ez1}(t) + f_{ez2}(t) \quad (۲)$$

که در آن $f_{ez1}(t)$ برآیند نیروی مورد نیاز برای شتاب گرفتن جرم پیستونها و جرم شاتون در راستای قائم، و $f_{ez2}(t)$ برآیند نیروهای مقاوم ناشی از روغن در چهار سیلندر موتور در راستای قائم می باشد.



شکل ۴: مدل سازی ارتعاشی موتور در راستای قائم و متغیرهای آن

برای محاسبه برآیند نیروی وارد بر بلوک موتور، ابتدا حرکت یکی از پیستون ها و شاتون متصل به آن مورد بررسی قرار می گیرد. مدل سازی حرکت یکی از پیستون ها در داخل بلوک موتور، در شکل ۵ ارایه شده است. مطابق شکل ۵ داریم:

$$L \sin(\varphi) = r \sin(\theta) \quad (۳)$$

که در آن L طول شاتون، r شعاع لنگ میل لنگ، θ زاویه لنگ میل لنگ نسبت به راستای قائم، و φ زاویه بین شاتون نسبت به راستای قائم، مطابق شکل ۵ می باشد. همچنین داریم: [۶]

$$\begin{aligned} Z_p &= r \cos(\theta) - L \cos(\varphi) \\ \theta &= \omega t \end{aligned} \quad (۴)$$

که در آن Z_p موقعیت پیستون در راستای قائم نسبت به موتور، t زمان، و ω سرعت زاویه ای میل لنگ برحسب رادیان بر ثانیه است. از روابط (۳) و (۴) برای دور ثابت میل لنگ موتور، داریم:

$$\ddot{Z}_p = r \dot{\theta} [\cos(\theta) \tan(\varphi) - \sin(\theta)] \quad (۵)$$

$$b_j = \frac{2}{\tau} \int_0^\tau f_{ez}(t) \sin(j\omega t) dt, \quad j = 1, 2, 3, \dots$$

که در آن $\tau = \frac{2\pi}{\omega}$ دوره تناوب نیروی خارجی $f_{ez}(t)$ می باشد. پس از یافتن ضرایب سری فوریه، با حل معادله (۱) در حالت پاسخ دائم (پاسخ حالت پایدار سیستم) داریم:

$$\begin{aligned} Z_e(t) &= \frac{a_0}{2K_e} \\ &+ \sum_{j=1}^{\infty} \frac{(a_j/K_e)}{\sqrt{(1-j^2r^2)^2 + (2\xi jr)^2}} \cos(j\omega t - \phi_j) \\ &+ \sum_{j=1}^{\infty} \frac{(b_j/K_e)}{\sqrt{(1-j^2r^2)^2 + (2\xi jr)^2}} \sin(j\omega t - \phi_j) \end{aligned} \quad (۱۳)$$

برای یافتن شتاب موتور در جهت قائم، از رابطه (۱۳) دو بار نسبت به زمان مشتق می گیریم:

$$\begin{aligned} \ddot{Z}_e(t) &= \sum_{j=1}^{\infty} \frac{(-a_j\omega^2 j^2/K_e)}{\sqrt{(1-j^2r^2)^2 + (2\xi jr)^2}} \cos(j\omega t - \phi_j) \\ &+ \sum_{j=1}^{\infty} \frac{(b_j\omega^2 j^2/K_e)}{\sqrt{(1-j^2r^2)^2 + (2\xi jr)^2}} \sin(j\omega t - \phi_j) \\ \phi_j &= \tan^{-1} \left(\frac{2\xi jr}{1-j^2r^2} \right), \quad j = 1, 2, 3, \dots \end{aligned} \quad (۱۴)$$

حال می توان شتاب R.M.S موتور در جهت قائم را با استفاده از رابطه زیر محاسبه و سپس نتایج را با مقدار حاصل از آزمون تجربی مقایسه کرد. برای این منظور از رابطه زیر استفاده می شود:

$$\ddot{Z}_e|_{R.M.S} = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_0^\tau [\ddot{Z}_e(t)]^2 dt}, \quad \tau = \frac{2\pi}{\omega} \quad (۱۵)$$

لازم به ذکر است که در این تحقیق، برای شبیه سازی های عددی تنها چهار جمله اول سری فوریه در نظر گرفته شده است که با دقت بالایی بر مقدار واقعی نیروی خارجی منطبق است.

۴- ارزیابی نتایج عددی، بحث و نتیجه گیری

برای حل عددی معادلات حاکم، از نرم افزار متلب استفاده شده است. در حل عددی از مشخصات مربوط به یک موتور بنزینی سواری چهار سیلندر استفاده شده است. به این منظور قطر، ارتفاع، و جرم پیستون به ترتیب ۷۸،۵۴ میلی متر، ۵۱،۷ میلی متر و ۳۱۷ گرم، لقی بین پیستون و بوش سیلندر ۳۶ میکرون، طول شاتون ۱۳۴،۵ میلی متر، جرم شاتون ۵۰۴،۹ گرم، فاصله مرکز جرم شاتون از انتهای متصل به میل لنگ ۱۳،۵ میلی متر، شعاع لنگ میل لنگ ۴۲،۵ میلی متر، جرم موتور خودرو ۱۴۳ کیلوگرم، و سختی معادل و نسبت استهلاک دسته موتورهای پایه بلوک موتور در راستای قائم به ترتیب ۳۵۰ نیوتن بر میلی متر و ۹،۱ در نظر گرفته شده است. نیروی مورد نیاز برای شتاب گرفتن مرکز جرم

که در آن m_P جرم پیستون، و m_R جرم شاتون است. همچنین زاویه های φ و $\tilde{\varphi}$ از رابطه زیر محاسبه می شوند.

$$\begin{aligned} \varphi &= \sin \left[\frac{r}{L} \sin(\theta) \right] \\ \tilde{\varphi} &= \sin \left[\frac{r}{L} \sin(\theta + \pi) \right] \end{aligned} \quad (۸)$$

برآیند نیروهای مقاوم ناشی از روغن موتور در برابر حرکت پیستون در یک موتور چهار سیلندر نیز به صورت زیر مدل سازی می شود:

$$\begin{aligned} f_{ez2}(t) &= -\text{Sign}(\dot{Z}_P) \sum_{j=1}^4 C_\mu \dot{Z}_{Pj} \\ &= -2 \text{Sign}(\dot{Z}_P) C_\mu [\dot{Z}_P(\theta) + \dot{Z}_P(\theta + \pi)] \\ &= -2 \text{Sign}(\dot{Z}_P) C_\mu r^2 \dot{\theta}^2 \{ [\cos(\theta) \tan(\varphi) - \sin(\theta)]^2 \\ &\quad + [\cos(\theta + \pi) \tan(\tilde{\varphi}) - \sin(\theta + \pi)]^2 \} \end{aligned} \quad (۹)$$

که در آن C_μ ضریب مقاومت روغن در برابر حرکت پیستون در سیلندر می باشد که خود تابعی از گرانشی روغن است. همچنین و زاویه های φ و $\tilde{\varphi}$ از رابطه (۸) محاسبه می شود. در این مطالعه ضریب C_μ به صورت زیر در نظر گرفته شده است:

$$C_\mu = \frac{C_F A_C}{\mu + \mu_0} \quad (۱۰)$$

که در آن A_C سطح متناسب با لقی بین پیستون و سیلندر، μ گرانشی روغن، μ_0 یک ضریب ثابت برای حداقل گرانشی است و C_F ضریب تصحیح تجربی متناسب با جرم موثر روغن جابجا شده، می باشد که مقدار آن با توجه به نتایج آزمون های انجام گرفته تعیین می شود.

پس از جایگذاری روابط (۷) و (۹) در رابطه (۲) و ساده سازی آن، داریم:

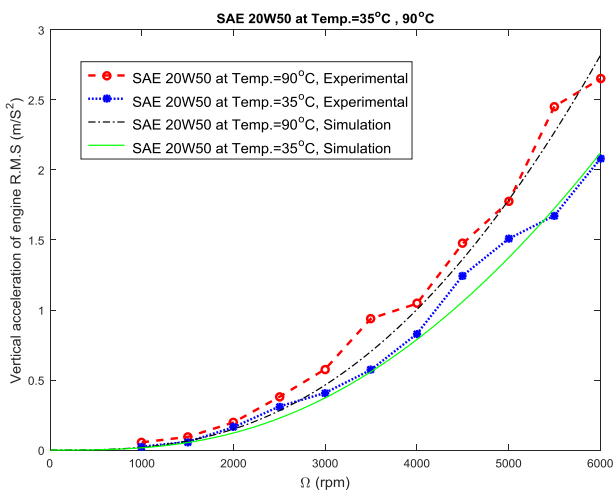
$$\begin{aligned} f_{ez}(t) &= -2(m_P \\ &\quad + Jm_R) r \dot{\theta}^2 \left\{ \left[\frac{r}{L} \frac{\cos^2(\theta)}{\cos^3(\varphi)} - \sin(\theta) \tan(\varphi) \right] \right. \\ &\quad \left. + \left[\frac{r}{L} \frac{\cos^2(\theta + \pi)}{\cos^3(\tilde{\varphi})} - \sin(\theta + \pi) \tan(\tilde{\varphi}) \right] \right\} \\ &\quad - 2 \text{Sign}(\dot{Z}_P) C_\mu r^2 \dot{\theta}^2 \{ [\cos(\theta) \tan(\varphi) - \sin(\theta)]^2 \\ &\quad + [\cos(\theta + \pi) \tan(\tilde{\varphi}) - \sin(\theta + \pi)]^2 \} \end{aligned} \quad (۱۱)$$

که در آن $\dot{\theta} = \omega$ سرعت زاویه ای ثابت میل لنگ (دور موتور) بر حسب رادیان بر ثانیه است. همانطور که از رابطه (۱۱) مشاهده می شود برآیند نیروهای خارجی وارد به موتور غیر خطی است و لذا با توجه به رابطه (۱)، برای بدست آوردن تحلیلی شتاب موتور در راستای قائم در حالت پاسخ پایدار، ابتدا باید نیروی $f_{ez}(t)$ را با استفاده از سری فوریه، بسط داد. برای این منظور داریم:

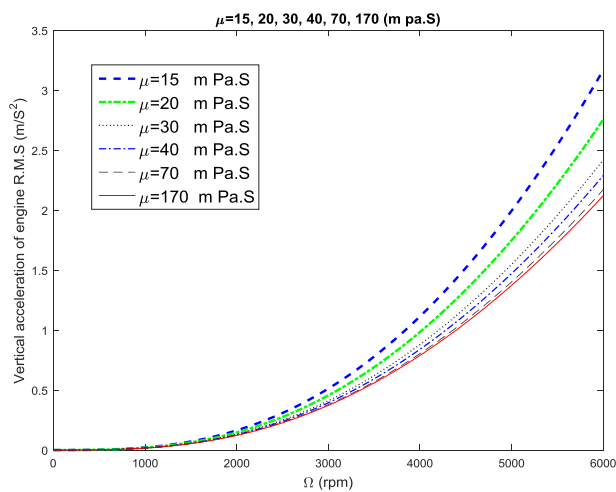
$$\begin{aligned} f_{ez}(t) &= \frac{a_0}{2} + \sum_{j=1}^{\infty} a_j \cos(j\omega t) \\ &\quad + \sum_{j=1}^{\infty} b_j \sin(j\omega t) \end{aligned} \quad (۱۲)$$

$$a_j = \frac{2}{\tau} \int_0^\tau f_{ez}(t) \cos(j\omega t) dt, \quad j = 0, 1, 2, \dots$$

برای صحه گذاری مدل سازی، معادلات حاکم و روش پیشنهادی ارایه شده برای حل تحلیلی- عددی سیستم و برای محاسبه نیروهای خارجی، از نتایج آزمون های تجربی برای روغن SAE 20W50 در دو دمای ۳۵ و ۹۰ درجه سانتیگراد استفاده شده است. صحه گذاری انجام شده در شکل ۸ آمده است که نشان می دهد نتایج شبیه سازی و معادلات و ضرایب تصحیح به کار گرفته شده برای شبیه سازی عددی تطابق خوبی با نتایج آزمون های تجربی دارد و مقدار گرانیوی در دوره های قائم دارد و در دوره های پایین موتور این تغییرات ناچیز است. در شکل ۹ مشاهده می شود که گرانیوی های پایین روغن تأثیری بیشتری بر ارتعاش بلوک موتور در جهت قائم دارند. و این افزایش ارتعاش در دوره های بالای موتور نیز شدت می گیرد.

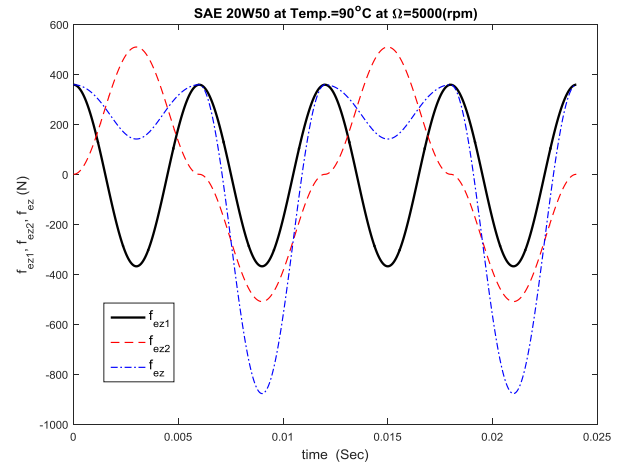


شکل ۸: صحه گذاری روش تحلیلی- عددی با نتایج تجربی برای روغن SAE 20W50 در دو دمای ۳۵ و ۹۰ درجه سانتیگراد



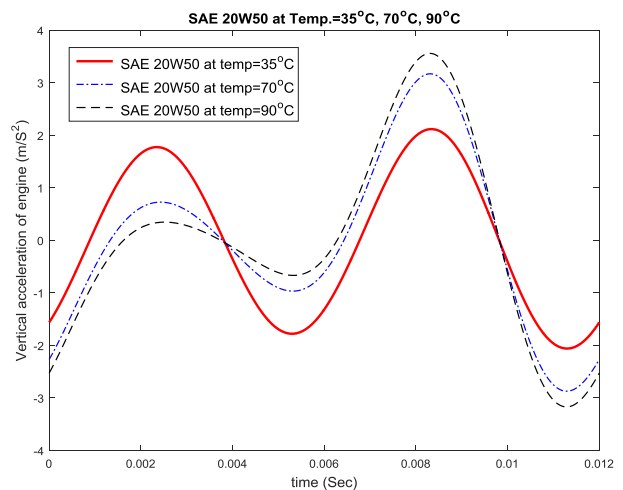
شکل ۹: ارتعاش بلوک موتور خودرو در جهت قائم بر حسب دور موتور خودرو در گرانیوی های مختلف روغن

پیستون و مرکز جرم شاتون در راستای قائم، نیروی مقاوم روغن در برابر حرکت پیستون، و همچنین برآیند آنها در دور ثابت موتور ۵۰۰۰ دور در دقیقه برای دو دوره تناوب حرکت سیستم در شکل ۶ ارایه شده است. همانطور که مشاهده می شود در برخی از مواقع دو نیروی فوق هم فاز نیستند و موجب تضعیف یکدیگر می شوند و در عین حال در برخی زمانها یکدیگر را تقویت می نمایند.



شکل ۶: برآیند نیروی وارد بر بلوک موتور در جهت قائم ناشی از جابجایی اینرسی جرم های رفت و برگشتی در راستای قائم و نیروی مقاوم روغن در برابر حرکت پیستون ها در دور موتور ۵۰۰۰ د.د.د.

شتاب بلوک موتور در جهت قائم برای یک دوره تناوب نیروی خارجی در حالت پاسخ پایدار سیستم برای دماهای ۳۵، ۷۰، و ۹۰ درجه سانتیگراد روغن و در دور ثابت موتور ۵۰۰۰ دور در دقیقه نیز در شکل ۷ آمده است. همانطور که از شکل ۷ مشاهده می شود شتاب بلوک موتور در جهت قائم از مقدار گرانیوی روغن که در اثر تغییر دمای روغن موتور تغییر می کند، متاثر است.



شکل ۷: شتاب بلوک موتور در راستای قائم در یک دوره تناوب اعمال نیروی خارجی در دماهای مختلف روغن

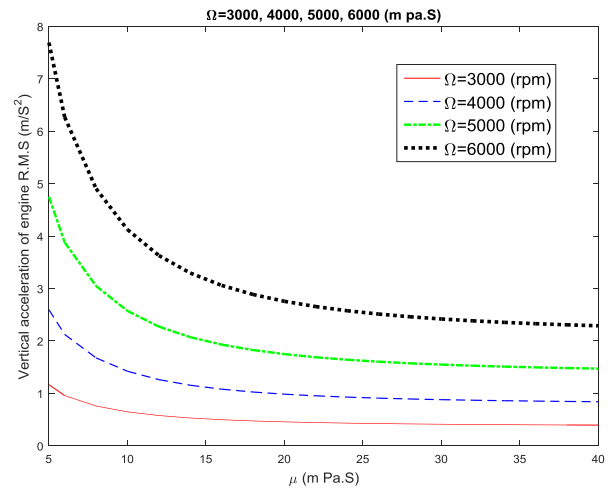
تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله، از شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، به ویژه واحد آزمایشگاه موتور به دلیل فراهم آوردن زمینه های لازم برای انجام آزمون های تجربی تشکر و قدردانی می نماید.

مراجع

- [1] Suh, Chung-Ha, and Clifford G. Smith, "Dynamic simulation of engine-mount systems", No. 971940. SAE Technical Paper, 1997
- [2] Bernard, James E., and J. M. Starkey, "Engine mount optimization", 830257. SAE Technical Paper, 1983
- [3] Radcliffe, C., and E. DaGoodman, "Optimal design and simulation of vibrational isolation systems", Transactions of ASME, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design 107, pp 271-276, 1985.
- [4] Cellek, Fatih, and H. Arslan, "Determination of Vibration Characteristics on Vertical Axis of a Four Cylinder Gasoline Engine", Int. Journal of Automotive Engineering and Technologies 6.1, pp 41-47, 2017
- [5] Shojaei, S., Tajdari, M., Hoseinalipur, M., and Chamani, V., "Torsional Vibrations Analysis of the Set of Linear Six Cylinder Diesel Engine Crankshaft and Validation of Its Results", Journal of Aerospace Mechanics (Dynamics, Vibrations and Control) Vol. 10, pp. 35-42, 2014 (Persian).
- [6] Guzzomi, A.L., D.C. Hesterman, and B. J. Stone, Variable inertia effects of an engine including piston friction and a crank or gudgeon pin offset, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 222.3, pp 397-414, 2008.
- [7] H. Esfandiyari, V. Fakhari, A. Shooshtari, "Complete and partial vibration mode decoupling of national engine about torque roll axis", The Journal of Engine Research, Vol. 40, pp. 03-12, 2015 (Persian)
- [8] Karabulut, Halit, E. Ozturk, C. Cinar, "Dynamic Modeling and Investigation of Vibrations of a Single Cylinder Four-Stroke Diesel Engine", Journal of the Faculty of Engineering & Architecture of Gazi University 26.1, 2011.
- [9] Taghizadeh-Alisaraei, A., Ghobadian, B., Tavakoli-H., T. and Mohtasebi, S.S., "Vibration analysis of a diesel engine using biodiesel and petrodiesel fuel blends", fuel 102, pp 414-422, 2012.
- [10] Keskin, A., "The influence of ethanol-gasoline blends on spark ignition engine vibration characteristics and noise emissions", Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects 32.20, pp1851-1860, 2010.
- [11] Chiatti, Giancarlo, Ornella Chiavola, and Fulvio Palmieri, "Vibration and acoustic characteristics of a city-car engine fueled with biodiesel blends", Applied Energy 185, pp 664-670, 2017.
- [12] H. Dehkordi, S.H., Almasi, M., Borghei, A.L., Beheshti, "Effect of bioethanol and diesel fuel blends on vibration of diesel engine", Journal of Agricultural Machinery Vol. 4, No. 2, pp. 236-243, 2014 (Persian).
- [13] Safrangian, A., Naderloo L., Javadikia, H., Mostafaei,

به طور کلی نتایج حاصل نشان می دهد که ارتعاش موتور بر اثر افزایش مقدار دور موتور و همچنین کاهش مقدار گرانروی روغن موتور به میزان قابل توجهی افزایش می یابد.



شکل ۱۰: ارتعاش بلوک موتور خودرو در جهت قائم بر حسب مقدار گرانروی روغن در دورهای مختلف موتور

در انتها نیز مقدار ارتعاش بلوک موتور در جهت قائم بر حسب تغییر مقدار گرانروی روغن در دورهای مختلف در شکل ۱۰ بررسی شده است. با توجه به نتایج این تحقیق می توان گفت که مقادیر ارتعاش مدلسازی شده موتور تطابق خوبی با مقادیر تجربی داشته و می تواند در تحقیقات بعدی و کاربردهای واقعی استفاده شود.

۵- جمع بندی

در این مقاله تاثیر مقدار دما و گرانروی روغن روی ارتعاش بلوک موتور مورد بررسی قرار گرفت. برای این منظور از یک مدلسازی ارتعاشی یک درجه آزادی برای بررسی ارتعاش موتور در راستای قائم استفاده شد. نیروهای خارجی وارد بر موتور در راستای قائم با توجه به روش اندازه گیری تجربی استخراج گردید. نیروی خارجی وارد به سیستم مجموع نیروهای ناشی از شتاب جرم پیستون و مرکز جرم شاتون در راستای قائم و همچنین نیروی مقاومت روغن در برابر حرکت پیستونها در نظر گرفته شد. سپس پاسخ حالت پایدار سیستم با استفاده از معادلات حاکم و بسط سری فوریه استخراج گردید. نتایج شبیه سازی عددی نشان داد که با افزایش دما هرچند که گرانروی روغن کاهش می یابد ولی شتاب R.M.S ارتعاش موتور در راستای قائم افزایش می یابد. این موضوع را نتایج تجربی و آزمایشگاهی نیز تایید کرد. نتایج حاصل از ایت پژوهش نشان داد که افزایش دور موتور و کاهش گرانروی روغن، شتاب R.M.S ارتعاش موتور در راستای قائم به میزان قابل توجهی افزایش می دهد. همچنین از مدل ارایه شده در این پژوهش، می توان برای شبیه سازی موارد مشابه در سایر کاربردهای دیگر استفاده کرد.

- numerical method for piston dynamics and lubrication analysis", *Tribology International*, 94, pp.395-408, 2016.
- [27] Harigaya, Y., Suzuki, M., Toda, F. and Takiguchi, M., "Analysis of oil film thickness and heat transfer on a piston ring of a diesel engine: Effect of lubricant viscosity", *Journal of engineering for gas turbines and power*, 128(3), pp.685-693, 2006.
- [28] Malagi, R.R., Kurbet, S.N. and Krishnakumar, R., "A Comprehensive Model to Study the Dynamic Motion of Piston and Friction and Lubrication in IC Engines", 2008-28-0061, SAE Technical Paper, 2008.
- [29] Karabulut, H. and Ersoy, H., "Dynamic behaviors of a two-cylinder four-stroke", *Gazi University Journal of Science*, 25(2), pp.519-532, 2012.
- [30] Kang, M.K., Kim, J.H., Oh, H., Jang, W., Lee, S. and Lee, Y.H., "Transient Nonlinear Full-Vehicle Vibration Analysis", 2017-01-1553, SAE Technical Paper, 2017.
- [31] Kurna, S., Jain, R., Mathur, A., Parwal, M. and Legala, "Design Optimization of Engine Mounts for Commercial Vehicle Application to Avoid Failures", No. 2017-26-0287, SAE Technical Paper, 2017.
- [32] Yamasaki, A., Yamamoto, T., Hisada, K., Nakahara, H. and Kawasaki, T., "Engine Mount System Achieving Reduced Vibration from an Inline 3 Cylinder Engine Installed in a Utility Vehicle", No. 2015-32-0727. SAE Technical Paper, 2015.
- [33] Yang, W., Shi, W. and Chen, C., "Research on vibration isolation of semi-active controlled hydraulic engine mount with air spring", *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems* 7.2014-01-0008, pp. 15-20. 2014.
- [34] Ramachandran, T., and Padmanaban, K.P., "Multibody Modelling of Engine and Minimization of Engine Mount Vibration using Ant Colony Algorithm Optimization", *International Journal of Vehicle Structures & Systems* 7.1, 2015.
- [35] Mehrkish, A., Moavenian, M., and Gholami, M.R., "Evaluation of Dynamic Response in the Troubleshooting of Multi-Enclosed Active Mounts with Cooling Capability", 5th International Conference on Acoustics and Vibration 2015 (Persian).
- [36] Yi, Fengyan, and Meizhi Xie, "Objective evaluation of engine mounting isolation", *AASRI Procedia* 3, pp. 49-53, 2012.
- [37] Ramachandran, T., Padmanaban, K.P., and Nesamani, P., "Modeling and analysis of IC engine rubber mount using finite element method and RSM", *Procedia Engineering* 38, pp. 1683-1692, 2012.
- [38] Fakhari, V., and Ohadi, A.R., "Robust control of automotive engine using active engine mount", *Journal of Vibration and Control* 19.7, pp. 1024-1050, 2013.
- [39] Raoofy, A., Fakhari, V., and Ohadi, A.R., "Vibration control of an automotive engine using active mounts", *The Journal of Engine Research* 30, pp. 3-14, 2013.
- [40] Ben-Ari, J., deBotton, G., Itzhaki, R., and Sher, E., "Fault detection in internal combustion engines by the vibrations analysis method", 1999-01-1223, SAE Technical Paper, 1999.
- M., Mohtasebi, S.S., "Investigating the engine vibration in MF285 tractor effected by different blends of biodiesel fuel using statistical methods and ANFIS", *Journal of Agricultural Machinery* Vol. 7, No. 1, pp. 165-176, 2017
- [14] Uludamar, Erinc, Erdi Tosun, and Kadir Aydin, "Experimental and regression analysis of noise and vibration of a compression ignition engine fuelled with various biodiesels", *Fuel* 177, pp. 326-333, 2016.
- [15] Çelebi, Kerimcan, E. Uludamar, and M. Özcanlı, "Evaluation of fuel consumption and vibration characteristic of a compression ignition engine fuelled with high viscosity biodiesel and hydrogen addition", *Int. Journal of Hydrogen Energy*, 2017.
- [16] Bhansali, S.S., Kongre, U.V., Shirgire, N.D., Bodade, P.R., "Analysis and study of vibrations in view of combustion gas forces for diesel engine", *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 6:3, pp. 48-55, 2013.
- [17] Periyasamy, Sivanandi, and Thirunarayanawamy Alwarsamy, "Combined effects of inertia and pressure on engine vibration", *Journal of Vibration and Control* 19.16, pp. 2469-2480, 2013.
- [18] Manieniyani, V., and S. Sivaprakasam, "Artificial neural network based modelling for vibration characteristics of di diesel engine using biodiesel", *International Journal* 3.8, 2013.
- [19] Dehkordi, SH Hashemi Fard, M. Almassi, A. M. Borghei, and B. Beheshti, "Simulation of small diesel engine vibration using artificial neural network", *International Journal of Agriculture and Crop Sciences* 5.18, 2013.
- [20] Solmaz Hamit, Halit Karabulut, "A mathematical model to investigate the effects of misfire and cyclic variations on crankshaft speed fluctuations in internal combustion engines", *Journal of Mechanical Science and Technology* 29.4, 2015.
- [21] Meng, F.M., Wang, X.F., Li, T.T. and Chen, Y.P., "Influence of cylinder liner vibration on lateral motion and tribological behaviors for piston in internal combustion engine", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 229.2, pp. 151-167, 2015.
- [22] Sun, D., Li, G., Wei, H., Liao, H. and Liu, T., "Investigation on Frictional Vibration Behavior of Tribological Pairs under Different Wear States", *Journal of Tribology* 137.2, 2015.
- [23] Liu, R.J., Hao, Z.Y., Xu, W., Zheng, X., Mao, J., Xiong, F. and Yang, W.Y., "A study of the influence of cooling water on the structural modes and vibro-acoustic characteristics of a gasoline engine", *Applied Acoustics* 104, pp. 42-49, 2016.
- [24] Arekar, Harshal A., S.V. Kshirsagar, and B.D. Bachchhav, "Effect of Injection Pressure on Vibration Performance of IC Engine by using Diesel-Biodiesel Fuel", *International Journal of Scientific Research in Science*, Volume 2, Issue 4 2016.
- [25] Moosavian, A., Najafi, G., Ghobadian, B. and Mirsalim, M., "The effect of piston scratching fault on the vibration behavior of an IC engine", *Applied Acoustics* 126, pp. 91-100, 2017.
- [26] Zhao, B., Dai, X.D., Zhang, Z.N. and Xie, Y.B., "A new



Experimental and Analytical Investigation of the Oil Viscosity Effect on Vertical Vibrations of a CI Engine

A. Rahi^{1*}, R. Abedi², S. A. Mosavian³, M. Mehrabi Vaghar⁴, A. Ehteram⁵

¹Faculty of Mechanical & Energy Engineering, Shahid Beheshti, Tehran, Iran, a_rahi@sbu.ac.ir

²Sharif University of Technology Research & Development Center, Tehran, Iran, r.abedi1985@gmail.com

³IranKhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, a_moosavian@ip-co.com

⁴IranKhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, m_mehrabi@ip-co.com

⁵Faculty of Mechanical & Energy Engineering, Shahid Beheshti, Tehran, Iran, a_ehteram@sbu.ac.ir

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 15 July 2017

Accepted: 16 January 2018

Keywords:

Vibration Analysis

CI Engine

Mathematical Modeling

Oil Temperature

Oil Viscosity

ABSTRACT

Study about reasons of engine vibration can help to improve the engine performance and comfort of the passenger. In this paper, the effect of oil viscosity on the engine vibration is investigated in the experimental and analytical simulation methods. For this purpose, firstly, by performing experimental tests, the engine vibrations were obtained in the vertical direction at different engine speeds and different oil temperatures which change the oil viscosities. Then, according to the experimental tests conditions in the laboratory, a suitable model for engine vibration in the vertical direction has been presented. In numerical simulation, the external forces that affect the system along the vertical direction are the force due to acceleration of piston, connecting rod mass center, and the oil-resistant force against the motion of the piston. The governing equations are derived and then the system vibration response is obtained in a steady state by using Fourier series method. To ensure the accuracy of mathematical modeling, the simulation results are confirmed by experimental results. At the end, the engine vibration in the vertical direction is studied at various temperatures and various engine speeds. The results show that by increasing engine speed and also increasing the oil temperature (reducing oil viscosity), acceleration R.M.S of engine increases in the vertical direction.

