



تحلیل دینامیکی موتور سه استوانه با میله متعادل کننده

رحمان اکبری^۱، سید محمد جعفری^{۲*}، یعقوب عباسزاده^۳

^۱ کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران، ra.akbari@mail.sbu.ac.ir

^۲ استادیار، مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران، m_jafari@sbu.ac.ir

^۳ کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، واحد محاسبات مهندسی، شرکت ایپکو، تهران، ایران، y_abbaszadeh@ip-co.com

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۸ شهریور ۱۳۹۹

پذیرش: ۱۵ آذر ۱۳۹۹

کلیدواژه‌ها:

کوچک‌سازی

موتور سه استوانه

میله متعادل کننده

ضریب تعادل

چکیده

طراحی موتورهای سه استوانه خطی با هدف کوچک‌سازی، کاهش مصرف سوخت و آلاینده‌گی صورت می‌گیرد. معایب این نوع موتورها، ارتعاش شدید ذاتی آن‌ها است. هدف این پژوهش، متعادل‌سازی موتورهای سه استوانه خطی با میله متعادل کننده است. بنابراین با تحلیل دینامیکی این نوع موتورها، منابع نامتعادل مشخص می‌شوند. نتایج تحلیل دینامیکی نشان داد، گشتاور لختی ناشی از جرم‌های رفت و برگشتی و دورانی موتورهای سه استوانه خطی نامتعادل است. سپس متعادل‌سازی تحلیلی این نوع موتورها با میله متعادل کننده ارائه شد. نتایج متعادل‌سازی تحلیلی موجب استخراج معادله‌ای برای محاسبه مشخصات هندسی و جرمی و همچنین نحوه جانمایی میله متعادل کننده در این نوع موتورها منجر شد. برای بررسی صحت عملکرد متعادل‌سازی انجام شده به روش تحلیلی، موتور سه استوانه پایه با میله متعادل کننده آن در نرم‌افزار GT-Power شبیه‌سازی شد. نتایج شتاب نگهدارنده‌ها بین طرح شبیه‌سازی شده با آزمون تجربی مقایسه شدند و تطابق مناسبی بین آن‌ها برقرار بود. نتایج سطح ارتعاش موتور پایه با میله متعادل کننده طراحی شده به روش تحلیلی با نتایج طرح صحنه‌گذاری شده، مقایسه شد. نتایج نشان داد، متعادل‌سازی تحلیلی انجام شده، عملکرد مطلوب و مناسبی دارد. سپس به ارائه راهکار اصلاح میل‌لنگ با استفاده از ضریب تعادل و امکان حذف میله متعادل کننده برای متعادل‌سازی موتورهای سه استوانه خطی پرداخته شد. برای پذیرش متعادل‌سازی به این روش نتایج سطح شتاب نگهدارنده صندلی راننده به عنوان معیار پذیرش در نظر گرفته شده است. نتایج نشان داد، متعادل‌سازی موتورهای سه استوانه خطی با افزایش ضریب تعادل میل‌لنگ و حذف میله متعادل کننده امکان‌پذیر است.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

یکی از چالش‌های مهم در صنعت خودرو و وسایل نقلیه سبک و سنگین، ارتعاش و لرزش در موتور است. نیاز روزافزون به افزایش صحت و کارکرد موتور و فشردگی رقابت در بازارهای جهانی، اهمیت مسئله کاهش ارتعاشات موتور و متعادل نمودن آن را تا حد قابل توجهی افزایش داده است.

بدین جهت، بررسی وضعیت ارتعاشی موتور و حذف نیروها و گشتاورهای نامتعادل در موتور کاملاً ضروری به نظر می‌رسد [۱-۲]. ماهیت ارتعاش، حرکت رفت و برگشتی است که موجب به وجود آمدن تنش چرخه‌ای بر قطعات می‌شود. تنش چرخه‌ای به وجود آمده موجب خستگی و شکست قطعات مکانیکی بر اثر تنش‌هایی کوچک‌تر از تنش تسلیم می‌شود. در نتیجه با کاهش دامنه ارتعاش می‌توان عمر قطعات را به طرز چشمگیری افزایش داد [۳-۴]. منابع ارتعاش در خودروها عموماً به ناهمواری‌های جاده و منابع درونی تقسیم‌بندی می‌شوند [۵].

ارتعاشات ناشی از منابع درونی، ارتعاشاتی هستند که در حین روشن بودن موتور همواره بر خودرو اعمال می‌شوند. منابع درونی یکی از عوامل قابل بررسی در نمودار ارتعاشی خودرو هستند و زمینه‌هایی را به وجود می‌آورند که با یک طراحی دقیق بتوان شرایط ارتعاشی خودرو را بهبود بخشید. برای هر موتور احتراق داخلی دو منبع عمده درونی برای ایجاد عدم تعادل دینامیکی وجود دارد [۶].

۱) ضربه اشتعال سوخت در استوانه‌ها

۲) نیروی لختی جرم‌های حرکتی و گشتاور ناشی از آن‌ها

میک و همکاران [۷] در پژوهشی به طراحی و جانمایی دو میله متعادل‌کننده برای یک موتور چهار استوانه پرداختند. نتایج این پژوهش نشان داد، اضافه کردن دو میله متعادل‌کننده به موتور بررسی شده، حداکثر گشتاور خروجی موتور را ۲٫۸ درصد کاهش می‌دهد. ولی با استفاده از میله‌های متعادل‌کننده، نیروی لختی مرتبه دوم ناشی از جرم‌های رفت و برگشتی تا ۹۲٫۵ درصد متعادل شده است.

اراکلیان و همکاران [۸] در پژوهش خود طرحی را پیشنهاد کردند که به متعادل کردن هم‌زمان نیروها و گشتاورهای لختی در سازوکارهای لنگ-لغزنده می‌پرداخت. آن‌ها در این پژوهش در ابتدا با استفاده از یک سامانه بادامکی که حامل وزنه تعادلی بود، نیروها و گشتاورهای لختی را خنثی کردند و در مرحله بعد، از فنر به‌منظور جبران گشتاور موتور استفاده کردند.

سو و همکاران [۹] در مقاله‌ای بر روی موتور ۸۰۰ سی‌سی، سه استوانه با گاز مایع با استفاده از شبیه‌سازی گسسته تحقیق کردند. در این مقاله از یک الگوی دینامیکی موتور سه استوانه استفاده شده است و ویژگی‌های لختی دسته سمبه، میل‌لنگ، میل‌بادامک و میله متعادل‌کننده از روش اجزای محدود استخراج شده است. فشار احتراق در سه شرایط ۱۵۰۰، ۴۰۰۰، ۷۰۰۰ د.د.د تحت بار کامل مورد آزمایش قرار گرفته که این سه شرایط در ۲ حالت (با میله متعادل‌کننده و بدون

میله متعادل‌کننده) ارزیابی شده است. نتایج نشان داد که ارتعاشات موتور سه استوانه با بودن میله متعادل‌کننده به طور چشمگیری کاهش می‌یابد.

اورزچوفسکی و همکاران [۱۰] در مقاله‌ای به تحلیل این موضوع که میل‌لنگ باید قبل از اینکه به کار برده شود حتماً به‌صورت ایستا و پویا متعادل شود پرداختند. با این حال میل‌لنگ بدون سمبه و دسته سمبه در تعادل کامل نیست.

اکر و همکاران [۱۱] در پژوهشی موتور سه و چهار استوانه ۱٫۵ لیتری دیزل را از لحاظ هزینه، حجم اشغالی، وزن، ارتعاش و اصطکاک مقایسه کرده‌اند. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد، سطح ارتعاش موتور سه استوانه بدون میله متعادل‌کننده نسبت به موتور چهار استوانه در سطح قویتری قرار دارد. متعادل‌سازی موتور سه استوانه با استفاده از وزنه‌های تعادلی میل‌لنگ و میله متعادل‌کننده، مزایای وزن و اصطکاک موتور را کاهش می‌دهد اما سطح ارتعاشات آن را به موتور چهار استوانه می‌رساند.

هوانگ و همکاران [۱۲] در مطالعه‌ای به بررسی اثر حذف میله متعادل‌کننده بر سطح ارتعاش و نویز در یک موتور دیزلی کوچک پرداخته‌اند. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد، حذف میله متعادل‌کننده موجب افزایش ارتعاش موتور به مقدار قابل ملاحظه‌ای می‌شود. اما حذف میله متعادل‌کننده سبب حذف چرخ‌دنده انتقال قدرت به میله متعادل‌کننده می‌شود که در نتیجه سبب کاهش سطح نوفه شده است. کیم جون و همکاران [۱۳] یک طراحی مفهومی بهینه شده از میله متعادل‌کننده را که با تعیین مکان عدم تعادل همراه بود ارائه کردند که هدف آن‌ها به حداقل رساندن مجموعه‌ای از انرژی‌های یکسان‌سازی شده از کرنش دائمی و انرژی جنبشی بود.

کلینگ و همکاران [۱۴] در مقاله‌ای به بررسی یک روش کلی برای متعادل کردن موتورهای جدید با تأکید بر بهینه‌سازی سامانه پرداختند، که این روش در مؤسسه فن‌آوری شرکت ولوو بر روی موتور ولوو نوع GTT پیاده‌سازی شد که این آزمایش‌ها، آن‌ها را قادر ساخت تا مفاهیم جدید موتور و قابلیت این روش را برای توسعه بیشتر ارزیابی کند.

کیم جون [۱۵] در یک مقاله به بهینه‌سازی مکان وزنه‌های تعادل و یاتاقان‌های میله متعادل‌کننده برای به حداقل رساندن خمش ایجاد شده در آن پرداخت. نتایج نشان می‌دهد فاصله طولی بین یاتاقان‌ها باید ۶۷ درصد فاصله بین وزنه‌های تعادل باشد تا کمترین خمش در میله متعادل‌کننده ایجاد شود.

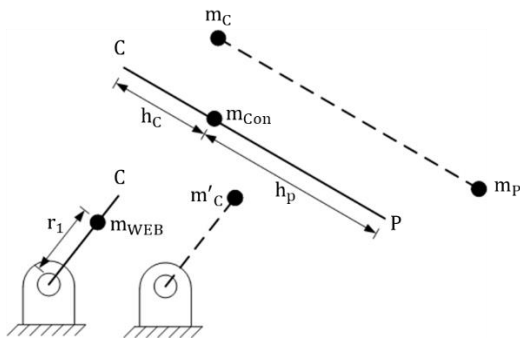
محمدی و همکاران [۱۶] در پژوهشی به بهینه‌سازی چند هدفی وزنه‌های تعادل میل‌لنگ در یک موتور سه استوانه پرداخته‌اند. نتایج این پژوهش نشان داد با بهینه‌سازی وزنه‌های تعادل میل‌لنگ می‌توان گشتاور نامتعادل پیچشی را تا ۹۰ درصد کاهش داد. همچنین اشاره شده است استفاده از این روش به‌جای میله متعادل‌کننده برای متعادل‌سازی مناسب‌تر است.

$$\vec{a}_0 = -r\omega^2 \left(\cos \theta + \frac{r}{L} \cos 2\theta \right) \hat{j} \quad (2)$$

جرم دورانی (نقطه C) در فاصله شعاعی لنگ دارد، بنابراین برای شتاب این جرم داریم [۱۹]:

$$\vec{a}_r = -r\omega^2 \vec{e}_r \quad (3)$$

در معادلات (۲) و (۳) بترتیب شتاب جرم‌های رفت و برگشتی و دورانی محاسبه گردید. اما لازم به ذکر است در موتورهای احتراق داخلی، لنگ فقط حرکت دورانی و سمبه فقط حرکت رفت و برگشتی دارد، درحالی که حرکت دسته سمبه یک حرکت ترکیبی از جابجایی و دوران است، که محاسبات را دشوار می‌کند. به منظور ساده‌سازی محاسبات دینامیکی، دسته سمبه و لنگ که دارای توزیع جرمی یکنواخت پیوسته هستند، با جرم‌های نقطه‌ای معادل جایگزین می‌شوند. نحوه معادل‌سازی جرم‌ها در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲: معادل‌سازی جرم دسته سمبه و لنگ به جرم‌های متمرکز

بنابراین داریم [۲۱]:

$$m_C = \left(\frac{h_P}{h_C + h_P} \right) m_{Con} \quad (4)$$

$$m_P = \left(\frac{h_C}{h_C + h_P} \right) m_{Con} \quad (5)$$

$$m'_C = \left(\frac{r_1}{r} \right) m_{WEB} \quad (6)$$

بنابراین برای مجموع جرم‌های رفت و برگشتی (m_0) و دورانی (m_r) متمرکز در موتورهای احتراق داخلی داریم:

$$m_0 = m_{Piston} + m_{Pin Piston} + m_P \quad (7)$$

$$m_r = m'_C + m_C + m_{PB} \quad (8)$$

که m_{Piston} جرم سمبه، $m_{Pin Piston}$ جرم پین سمبه و m_{PB} جرم یاتاقان متحرک اند. با توجه به معادلات شتاب استخراج شده، نیروی لختی ناشی از جرم‌های متمرکز رفت و برگشتی و دورانی را می‌توان محاسبه کرد. بنابراین برای مجموع نیروی لختی ناشی از جرم‌های رفت و برگشتی (\vec{F}_0) و دورانی (\vec{F}_r) در یک موتور سه استوانه خطی داریم:

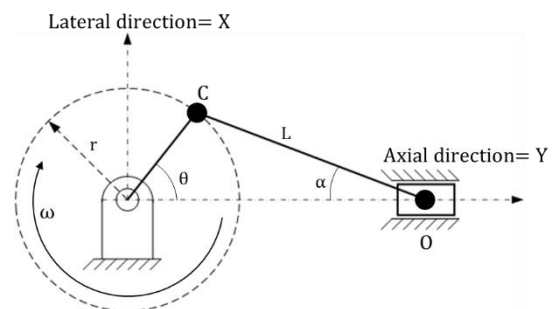
$$\vec{F}_0 = -m_0 r \omega^2 \sum_{i=1}^3 \left(\cos \theta_i + \frac{r}{L} \cos 2\theta_i \right) \hat{j} \quad (9)$$

هوپر [۱۷] در پژوهشی به استفاده از موتورهای سه استوانه در خودروهای دورگه پرداخته است. در این پژوهش اشاره شده، متعادل‌سازی موتورهای سه استوانه با میله متعادل‌کننده موجب کاهش چشمگیر سطح ارتعاش موتور می‌شود اما مزایای وزن، هزینه و حجم اشغالی را کاهش می‌دهد.

گو و همکاران [۱۸] در پژوهشی به تأثیر جرم‌های نامتعادل میل لنگ بر سطح ارتعاش موتورهای سه استوانه پرداخته‌اند. نتایج نشان می‌دهد، با افزایش جرم‌های نامتعادل میل لنگ، سطح ارتعاش موتور در راستای جانبی افزایش و در راستای دورانی و محوری کاهش پیدا کرده است. تفاوت این پژوهش با دیگر پژوهش‌های ارائه شده، نگاه تحلیلی به مسئله برای اثبات و نحوه استخراج معادلات دینامیکی حاکم برای متعادل‌سازی موتورهای سه استوانه خطی با میله متعادل‌کننده و کسب دانش متعادل‌سازی با این ابزار است که تاکنون درجایی به آن اشاره نشده است. همچنین بررسی وضعیت ارتعاشی موتورهای سه استوانه خطی با اصلاح میل لنگ با استفاده از ضریب تعادل آن و امکان حذف میله متعادل‌کننده است.

۲- تحلیل دینامیکی موتور سه استوانه خطی

دانستن شرایط کاری و نیروهای اعمال شده بر موتورهای احتراق داخلی به منظور بهبود و اصلاح قطعات آن‌ها، جزء متغیرهای اولیه در طراحی محسوب می‌شوند و اولین قدم در راهبرد کاهش یا مهار ارتعاش‌اند. در شکل ۱، سازوکار لنگ-لغزنده با سرعت ثابت که مبنای عملکرد موتورهای احتراق داخلی است، نشان داده شده است. در این شکل، r شعاع لنگ، L طول دسته سمبه، ω سرعت دورانی میل لنگ، θ زاویه لنگ و α زاویه دسته سمبه با راستای محوری (Y) هستند.



شکل ۱: سازوکار لنگ-لغزنده با علائم هندسی [۱۹]

برای موقعیت جرم لغزنده (نقطه O) نسبت به محور دورانی (Z) برحسب زاویه لنگ داریم [۱۹]:

$$S_0 = r \cos \theta + L \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \right)^2 \sin^2 \theta} \quad (1)$$

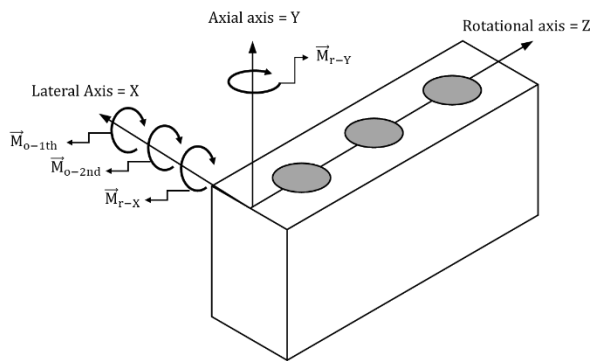
با مشتق دوم برحسب زمان، شتاب جرم لغزنده محاسبه می‌شود که معادله‌ای دقیق و پیچیده است. برای ساده‌سازی معادله شتاب از بسط تیلور عبارت زیر رادیکال استفاده می‌شود. بنابراین داریم [۲۰]:

$$\vec{M}_r = -\frac{\sqrt{3}}{2} dm_r r \omega^2 [(\sqrt{3} \cos \theta_1 + \sin \theta_1) \hat{i} + (\sqrt{3} \sin \theta_1 - \cos \theta_1) \hat{j}] \quad (۱۴)$$

$$\vec{M}_{O-1th} = -\frac{\sqrt{3}}{2} dm_o r \omega^2 (\sqrt{3} \cos \theta_1 + \sin \theta_1) \hat{i} \quad (۱۵)$$

$$\vec{M}_{O-2nd} = -\frac{\sqrt{3}}{2L} dm_o (r\omega)^2 (\sqrt{3} \cos 2\theta_1 + \sin 2\theta_1) \hat{i} \quad (۱۶)$$

گشتاور لختی ناشی از جرم‌های دورانی دارای دو مؤلفه حول راستاهای محوری و جانبی است اما گشتاور لختی مرتبه اول و دوم ناشی از جرم‌های رفت و برگشتی تنها حول راستای جانبی مؤلفه دارد. در شکل ۴، گشتاورهای لختی نامتعادل در موتورهای سه استوانه خطی به صورت تفکیک نشان داده شده است.



شکل ۴: جداسازی گشتاورهای لختی نامتعادل

۳- متعادل سازی تحلیلی موتور سه استوانه خطی

در این بخش به متعادل سازی تحلیلی موتور سه استوانه خطی و استخراج معادلات حاکم پرداخته می شود. برای متعادل سازی تحلیلی این نوع موتورها از وزنه‌های تعادل میل لنگ و میله متعادل کننده استفاده شده است.

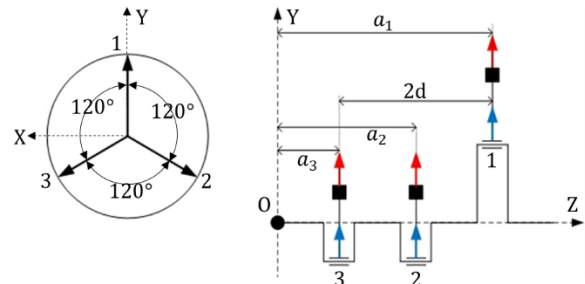
در شکل ۵ نحوه جانمایی وزنه‌های تعادل میل لنگ و میله متعادل کننده برای متعادل سازی موتورهای سه استوانه خطی به صورت دو بعدی در صفحه‌های X-Z و Y-Z نشان داده شده است. با توجه به این دو شکل، چهار وزنه تعادل برای میل لنگ در مقابل لنگ‌های شماره ۱ و ۳ قرار گرفته است. همچنین میله متعادل کننده هم سطح با میل لنگ و با یک فاصله جانبی نسبت به آن قرار داده شده است.

همچنین در شکل ۶ نحوه زاویه بندی وزنه‌های تعادل میل لنگ و میله متعادل کننده جانمایی شده، نشان داده شده است. با توجه به این نوع جانمایی، وزنه‌های تعادل مقابل هر لنگ با لنگ دیگر و وزنه‌های تعادل میله متعادل کننده با ۱۸۰ درجه اختلاف زاویه قرار داده شده‌اند. بنابراین مجموع نیروی لختی تولیدی وزنه‌های تعادل میل لنگ و میله متعادل کننده در هر لحظه صفر است.

$$\vec{F}_r = -m_r r \omega^2 \sum_{i=1}^3 (\sin \theta_i \hat{i} + \cos \theta_i \hat{j}) \quad (۱۰)$$

در شکل ۳ نحوه قرارگیری لنگ‌ها در موتور سه استوانه خطی همراه با نیروهای لختی تولیدی آن نشان داده شده است. با توجه به این شکل، اختلاف زاویه بین لنگ‌ها ۱۲۰ درجه است. بنابراین زاویه قرارگیری لنگ‌ها بدین صورت است.

$$\theta_2 = \theta_1 + 120^\circ, \quad \theta_3 = \theta_1 + 240^\circ \quad (۱۱)$$



شکل ۳: نحوه قرارگیری لنگ‌های موتور سه استوانه خطی

با جایگذاری مقادیر زاویه لنگ‌ها در معادلات (۹) و (۱۰) به این نتیجه می‌رسیم که مجموع نیروی لختی ناشی از جرم‌های رفت و برگشتی و دورانی در هر لحظه متعادل است و تعادل نیروی ذاتاً در این نوع موتورها برقرار است. با توجه به شکل (۳)، گشتاور ناشی از نیروهای لختی حول نقطه اثر O محاسبه می‌شود. بنابراین داریم:

$$\vec{M}_{T-I} = a_1 (\vec{F}_{o1} + \vec{F}_{r1}) + a_2 (\vec{F}_{o2} + \vec{F}_{r2}) + a_3 (\vec{F}_{o3} + \vec{F}_{r3}) \quad (۱۲)$$

با جایگذاری معادلات نیروی لختی و زاویه لنگ‌ها و ساده سازی هندسی ضرایب، کل گشتاور ناشی از نیروهای لختی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\vec{M}_{T-I} = -\frac{\sqrt{3}}{2} dr \omega^2 \left[\begin{array}{c} (m_o + m_r) (\sqrt{3} \cos \theta_1 + \sin \theta_1) \\ + \\ \frac{m_o r}{L} (\sqrt{3} \cos 2\theta_1 + \sin 2\theta_1) \end{array} \right] \hat{i} - \frac{\sqrt{3}}{2} dr \omega^2 m_r (\sqrt{3} \sin \theta_1 - \cos \theta_1) \hat{j} \quad (۱۳)$$

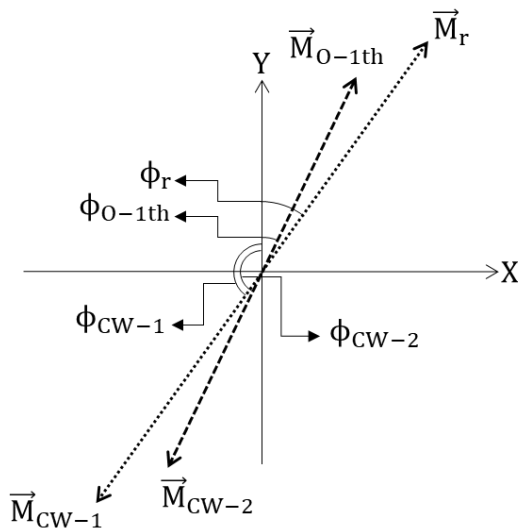
با توجه به معادله (۱۳) می‌توان دریافت گشتاور ناشی از نیروهای لختی متعادل نیست. کل گشتاور لختی نامتعادل به سه قسمت تقسیم می‌شود که شامل گشتاور لختی ناشی از جرم‌های دورانی (\vec{M}_r)، گشتاور لختی مرتبه اول جرم‌های رفت و برگشتی (\vec{M}_{O-1th}) و گشتاور لختی مرتبه دوم جرم‌های رفت و برگشتی (\vec{M}_{O-2nd}) است و به صورت زیر تعریف می‌شوند.

که r_{CW} فاصله شعاعی مرکز جرم وزنه‌های تعادل میل‌لنگ تا محور دورانی آن و m_{CW} جرم وزنه‌های تعادل است. با ساده‌سازی مثلثاتی و معادل کردن ضرایب با متغیر d ، معادله گشتاور لختی ناشی از وزنه‌های تعادل میل‌لنگ به صورت زیر ساده می‌شود.

$$\vec{M}_{CW} = -4dr_{CW}m_{CW}\omega^2 [(\cos \theta_{12})\hat{i} + (\sin \theta_{12})\hat{j}] \quad (18)$$

وزنه‌های تعادل به صورت صلب به میل‌لنگ متصل شده و سرعت دورانی آن‌ها برابر سرعت دورانی میل‌لنگ است. در نتیجه وزنه‌های تعادل تنها با گشتاور لختی نامتعادل ناشی از جرم‌های دورانی (\vec{M}_r) و گشتاور لختی مرتبه اول جرم‌های رفت و برگشتی (\vec{M}_{O-1th}) مقابله می‌کنند و اثری بر گشتاور لختی مرتبه دوم ناشی از جرم‌های رفت و برگشتی ندارند.

بنابراین برای ساده‌سازی، دو عامل نامتعادلی ذکر شده به صورت جداگانه با وزنه‌های تعادل، متعادل سازی خواهند شد. گشتاور ناشی از وزنه‌های تعادل در مقابل گشتاور لختی نامتعادل جرم‌های دورانی با \vec{M}_{CW-1} و گشتاور ناشی از وزنه‌های تعادل در مقابل گشتاور لختی نامتعادل مرتبه اول جرم‌های رفت و برگشتی با \vec{M}_{CW-2} نشان داده می‌شود. شکل ۷، توضیحات داده شده را به طور برداری نشان می‌دهد.

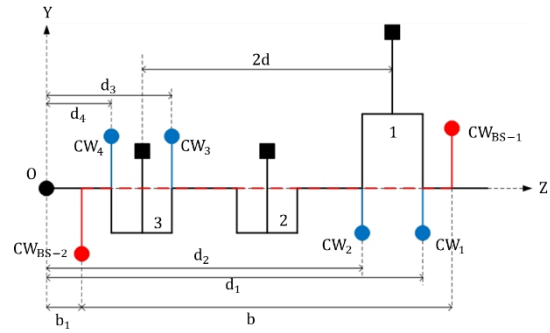


شکل ۷: نحوه متعادل سازی موتور با وزنه‌های تعادل میل‌لنگ

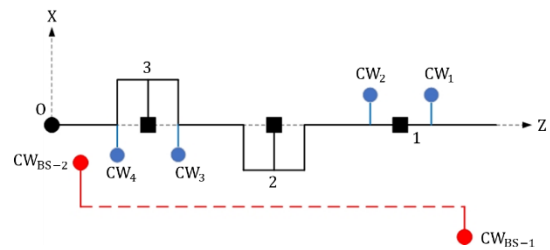
ابتدا سهم جرم‌های دورانی محاسبه می‌گردد. با توجه به شکل ۷، دو بردار گشتاور لختی \vec{M}_r و \vec{M}_{CW-1} باید برابر و در خلاف جهت باشند. این عبارت به شکل ریاضی بدین شرح است:

$$\vec{M}_{CW-1} = -\vec{M}_r \rightarrow \begin{cases} |\vec{M}_{CW-1}| = |\vec{M}_r| \\ \phi_{CW-1} = \phi_r + 180^\circ \end{cases} \quad (19)$$

در نتیجه تعادل نیرویی که در موتورهای سه استوانه ذاتاً برقرار بود، همچنان برقرار باقی می‌ماند.

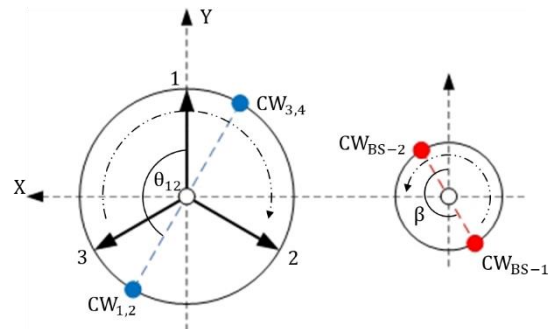


(الف)



(ب)

شکل ۵: نحوه جانمایی وزنه‌های تعادل میل‌لنگ و میله متعادل کننده (الف) نحوه جانمایی ابزار متعادل سازی در صفحه (Z-Y) (ب) نحوه جانمایی ابزار متعادل سازی در صفحه (Z-X)



شکل ۶: نحوه زاویه بندی وزنه‌های تعادل میل‌لنگ و میله متعادل کننده

۳-۱- متعادل سازی با وزنه‌های تعادل میل‌لنگ

با توجه به شکل ۵ گشتاور لختی ناشی از وزنه‌های تعادل میل‌لنگ محاسبه می‌شود. برای گشتاور لختی ایجاد شده توسط این وزنه‌ها داریم:

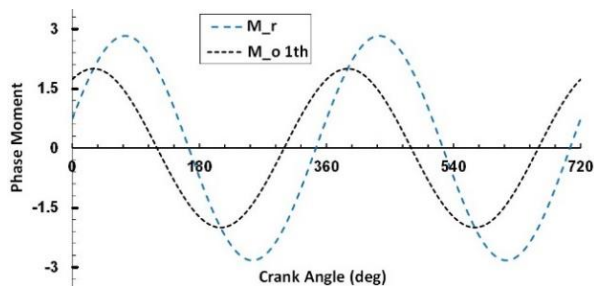
$$\vec{M}_{CW} = -r_{CW}m_{CW}\omega^2 \left\{ \begin{aligned} & \left[\begin{aligned} & (d_1 + d_2) \cos \theta_{12} + \\ & [(d_3 + d_4) \cos(\theta_{12} + \pi)] \end{aligned} \right] \hat{i} \\ & + \\ & \left[\begin{aligned} & (d_1 + d_2) \sin \theta_{12} + \\ & [(d_3 + d_4) \sin(\theta_{12} + \pi)] \end{aligned} \right] \hat{j} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

در معادله (۲۵) نشان داده می‌شود که گشتاور لختی ناشی از جرم‌های رفت و برگشتی مرتبه اول فقط حول راستای جانبی است. در نتیجه خواهیم داشت:

$$\phi_{CW-2} = \phi_{0-1th} + 180 = 0 + 180 = 180^\circ \quad (26)$$

معادله (۲۶) حکم می‌کند که زاویه وزنه‌های تعادل میل‌لنگ (ϕ_{CW-2})، همیشه باید یک عدد ثابت (۱۸۰ درجه) باشد. اما می‌دانیم که این زاویه در حال تغییر است، چون وزنه‌های تعادل میل‌لنگ همراه با خود میل‌لنگ در حال دوران هستند. پس نتیجه می‌گیریم امکان خنثی کردن گشتاور لختی مرتبه اول جرم‌های رفت و برگشتی با استفاده از وزنه‌های تعادل میل‌لنگ وجود ندارد.

اما با توجه به شکل ۸ که نحوه و حالت گشتاور لختی ناشی از جرم‌های دورانی و رفت و برگشتی مرتبه اول در آن نشان داده شده است، می‌توان دریافت که رفتار دو گشتاور لختی نامتعادل نزدیک به هم است.



شکل ۸: حالت وارد شدن گشتاور لختی مرتبه اول ناشی از جرم‌های رفت و برگشتی و دورانی

در نتیجه می‌توان با استفاده از وزنه‌های تعادلی که برای مقابله با اثر جرم‌های دورانی در زاویه ۱۵۰ درجه قرار دادیم، بهبودی ایجاد کنیم که گشتاور مرتبه اول ناشی از جرم‌های رفت و برگشتی کاهش یابد. بدین منظور درصدی از جرم‌های رفت و برگشتی به جرم دورانی در معادله (۲۱) اضافه می‌شود تا وزنه‌های تعادل میل‌لنگ که فقط برای مقابله با جرم‌های دورانی به دست آمده بودند، اصلاح شوند. معادله اصلاح شده به صورت معادله (۲۷) نشان داده شده است. در این معادله، BF، درصد ضریب تعادل میل‌لنگ است که بین صفر تا صد متغیر است ($0 \leq BF \leq 100$). بنابراین داریم:

$$r_{CW}m_{CW} = \frac{1.732}{4} r(m_r + BF m_o) \quad (27)$$

همچنین زاویه کلی وزنه‌های تعادل میل‌لنگ فقط شامل زاویه وزنه‌های تعادلی خواهد بود که در مقابل گشتاور لختی جرم‌های دورانی قرار می‌گیرند. در نتیجه:

$$\phi_{CW-1} = \tan^{-1}(\tan \theta_{12}) \rightarrow \theta_{12} = 150^\circ \quad (28)$$

با توجه به معادلات (۱۴) و (۱۸) برای برابر بودن اندازه دو بردار داریم:

$$\left| -\frac{\sqrt{3}}{2} dm_r r \omega^2 [(\sqrt{3} \cos \theta_1 + \sin \theta_1) \hat{i} + (\sqrt{3} \sin \theta_1 - \cos \theta_1) \hat{j}] \right| = 4 dr_{CW} m_{CW} \omega^2 (\cos \theta_{CW-1} \hat{i} + \sin \theta_{CW-1} \hat{j}) \quad (20)$$

با به توان ۲ رساندن دو طرفین معادله (۲۰) و ساده‌سازی آن خواهیم داشت:

$$r_{CW} m_{CW} = \frac{\sqrt{3}}{4} r m_r = \frac{1.732}{4} r m_r \quad (21)$$

مساوی قرار دادن اندازه بردار گشتاور لختی جرم‌های دورانی و وزنه‌های تعادل میل‌لنگ موجب استخراج معادله‌ای برای محاسبه جرم وزنه‌های تعادل میل‌لنگ گردید. حال جهت دو بردار بررسی می‌شود. با توجه به معادله (۱۴) برای ϕ_r داریم:

$$\phi_r = \tan^{-1} \left(\frac{\sqrt{3} \sin \theta_1 - \cos \theta_1}{\sqrt{3} \cos \theta_1 + \sin \theta_1} \right) \quad (22)$$

مقدار ϕ_r را در لحظه شروع حرکت که $\theta_1 = 0$ است محاسبه می‌شود. بنابراین داریم:

$$\phi_{CW-1} = \phi_r + 180 \quad (23)$$

$$\frac{t=0}{\theta_1=0} \phi_{CW-1} = 180 - 30 = 150$$

معادله (۲۳) اگرچه برای لحظه شروع حرکت ($t = 0$) به دست آمد، اما در زمان‌های دیگر نیز صادق است. چراکه وزنه‌های تعادل و جرم‌های دورانی به صورت صلب به میل‌لنگ متصل هستند و با یک سرعت دوران می‌کنند. حال به سراغ گشتاور لختی نامتعادل مرتبه اول جرم‌های رفت و برگشتی می‌رویم. با توجه به شکل ۷، باید دو بردار گشتاور لختی \vec{M}_{O-1th} و \vec{M}_{CW-2} برابر و در خلاف جهت باشند. این عبارت به شکل ریاضی بدین شرح است:

$$\vec{M}_{CW-2} = -\vec{M}_{O-1th}$$

$$\rightarrow \begin{cases} |\vec{M}_{CW-2}| = |\vec{M}_{O-1th}| \\ \phi_{CW-2} = \phi_{O-1th} + 180^\circ \end{cases} \quad (24)$$

برخلاف قسمت قبل، ابتدا جهت دو بردار بررسی می‌شود. با توجه به معادله (۱۵)، برای مقدار ϕ_{O-1th} خواهیم داشت:

$$\phi_{O-1th} = \tan^{-1} \left(\frac{0}{3 \cos \theta_1 + \sqrt{3} \sin \theta_1} \right) = 0 \quad (25)$$

که گشتاور ناشی از جرم‌های دورانی (\vec{M}_r) با عبارت \vec{M}_{CW-1} حاصل شده از گشتاور وزنه‌های تعادل میل‌لنگ خنثی می‌گردد. عبارت \vec{M}_{CW-2} گشتاور ناشی از درصدی از جرم‌های رفت و برگشتی است که به جرم وزنه‌های تعادل میل‌لنگ افزوده شد و براساس معادله (۳۱) تعریف شده است.

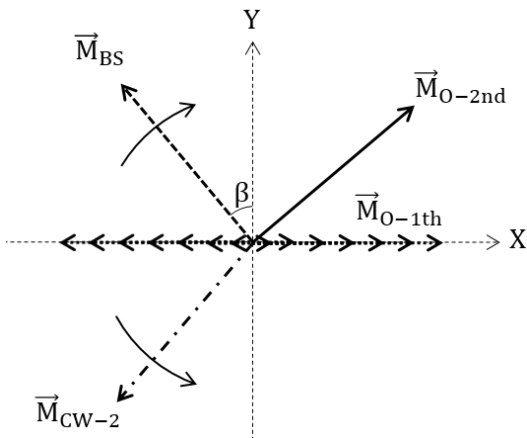
$$\vec{M}_{CW-2} = \sqrt{3}drBFm_o\omega^2(\cos\theta_{12}\hat{i} + \sin\theta_{12}\hat{j}) \quad (31)$$

بنابراین برای کل گشتاور لختی باقی مانده داریم:

$$\vec{M}_{T-I} = \vec{M}_{O-1th} + \vec{M}_{O-2nd} + \vec{M}_{CW-2} + \vec{M}_{BS} \quad (32)$$

در شکل ۱۰ کل گشتاور لختی وارد شده بر بدنه موتور پس از متعادل‌سازی با وزنه‌های تعادل میل‌لنگ و اضافه شدن میله متعادل‌کننده نشان داده شده است.

با توجه به شکل، گشتاور لختی ناشی از میله متعادل‌کننده (\vec{M}_{BS}) باید به‌گونه‌ای جانمایی شود تا مؤلفه آن در حول راستای محوری با مؤلفه \vec{M}_{CW-2} حول همین راستا مقابله کند و مؤلفه آن حول راستای جانبی باید هم‌جهت با مؤلفه \vec{M}_{CW-2} حول همین راستا باشد تا مجموع آن‌ها با گشتاور لختی \vec{M}_{O-1th} که در تمام لحظات دوران حول راستای جانبی است مقابله کنند. برای برقراری این شرایط باید میله متعادل‌کننده با سرعت دورانی برابر و مخالف با میل‌لنگ جانمایی شود.



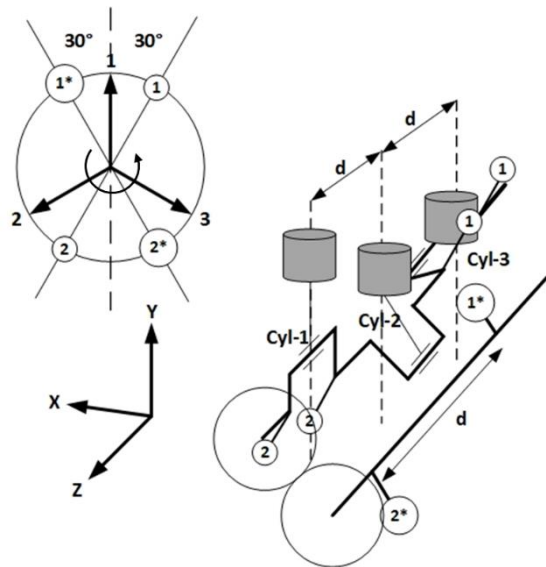
شکل ۱۰: نحوه متعادل‌سازی موتور سه استوانه با میله متعادل‌کننده

در نتیجه برای برقراری تعادل گشتاور لختی در راستای محوری (Y) باید مولفه‌های بردارهای \vec{M}_{BS} و \vec{M}_{CW-2} حول همین راستا، دقیقاً هم‌اندازه و مخالف هم باشند. همچنین مجموع مؤلفه‌های آن‌ها حول راستای جانبی باید با گشتاور لختی \vec{M}_{O-1th} مقابله کنند. این عبارت به شکل ریاضی بدین شرح است:

$$(\vec{M}_{CW-2})_y = -(\vec{M}_{BS})_y \quad (33)$$

$$(\vec{M}_{CW-2})_x + (\vec{M}_{BS})_x = -\vec{M}_{O-1th} \quad (34)$$

نتایج متعادل‌سازی تحلیلی موتورهای سه استوانه خطی با میله متعادل‌کننده و وزنه‌های تعادل میل‌لنگ در شکل ۹ نشان داده شده است.



$$\text{counterweight} \rightarrow r_{CW}m_{CW} = \frac{1.732}{4}r\left(m_r + \frac{m_0}{2}\right)$$

$$\text{Balancer Shaft} \rightarrow r_{BS}M_{BS} = \frac{1.732}{2}rm_0\frac{d}{b}$$

شکل ۹: نتایج متعادل‌سازی تحلیلی موتور سه استوانه خطی با میله متعادل‌کننده

۲-۳- متعادل‌سازی با میله متعادل‌کننده

به‌منظور متعادل‌سازی با میله متعادل‌کننده ابتدا گشتاور لختی ناشی از وزنه‌های آن محاسبه می‌گردد و از جرم میله رابط بین آن‌ها صرف نظر می‌شود. با توجه به شکل ۵ داریم:

$$\begin{aligned} \vec{M}_{BS} &= -r_{BS}m_{BS}\omega^2\{[(b+b_1)\cos\beta + b_1\cos(\beta+\pi)]\hat{i} \\ &\quad + [(b+b_1)\sin\beta + b_1\sin(\beta+\pi)]\hat{j}\} \\ &= -br_{BS}m_{BS}\omega^2[\cos\beta\hat{i} + \sin\beta\hat{j}] \end{aligned} \quad (29)$$

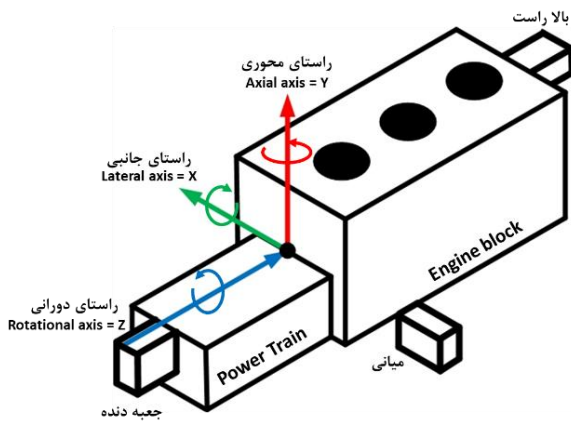
که r_{BS} شعاع مرکز جرم وزنه‌های تعادل تا محور دورانی میله متعادل‌کننده، m_{BS} جرم وزنه‌های تعادل میله متعادل‌کننده و β زاویه مرکز جرم وزنه تعادل شماره ۱ میله متعادل‌کننده نسبت به راستای محوری است. پس از متعادل‌سازی موتور سه استوانه با وزنه‌های تعادل میل‌لنگ و جانمایی میله متعادل‌کننده، کل گشتاور لختی وارد بر بدنه موتور سه استوانه خطی صلاح می‌شود. بنابراین داریم:

$$\begin{aligned} \vec{M}_{T-I} &= \vec{M}_r + \vec{M}_O + \vec{M}_{CW} + \vec{M}_{BS} \\ &= \vec{M}_r + \vec{M}_{O-1th} + \vec{M}_{O-2nd} + \vec{M}_{CW-1} \\ &\quad + \vec{M}_{CW-2} + \vec{M}_{BS} \end{aligned} \quad (30)$$

تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو انجام شده است. در شکل ۱۱، خودروی ۳۰۸ مجهز به موتور پایه در اتاق آزمون نشان داده شده است. برای اندازه‌گیری شتاب نگهدارنده‌ها، از سه عدد شتاب‌سنج سه جهتی و سامانه ثبت داده‌های ارتعاشی پالس (Pulse) استفاده شده است. برای هر نگهدارنده، حسگر در دو طرف آن (سمت بدنه موتور و شاسی) نصب شده است. همچنین در شکل ۱۲ نحوه نام‌گذاری نگهدارنده‌های موتور نشان داده شده است.



شکل ۱۱: خودروی مجهز به موتور سه استوانه‌ای خطی در اتاق آزمون



شکل ۱۲: نحوه نام‌گذاری نگهدارنده‌های متصل به موتور

در طرح شبیه‌سازی شده نتایج شتاب نگهدارنده‌ها در سمت بدنه موتور قابل استخراج است، بنابراین نتایج این بخش بررسی و مقایسه شده است. نحوه داده‌برداری به صورت جاروب دور موتور از ۱۰۰۰ تا ۶۰۰۰ د.د.د بوده است و داده‌های ارتعاشی در بازه بسامدی ۷ تا ۵۰۰ هرتز تحلیل شده‌اند.

در شکل‌های ۱۳-۱۵ بترتیب شتاب نگهدارنده جعبه‌دنده، میانی و بالا راست بین طرح شبیه‌سازی شده با میله متعادل‌کننده و آزمون تجربی در راستاهای دورانی، جانبی و محوری مقایسه شده است. با توجه به این شکل‌ها می‌توان دریافت بین نتایج آزمون تجربی و نرم‌افزاری رفتاری مشابه مشاهده وجود دارد. اما از آنجایی که برخی مشخصات به علت در دسترس نبودن به صورت تقریبی محاسبه گردیده‌اند، در نتیجه انتظار انطباق کامل نمی‌رود.

با توجه به معادلات (۲۹) و (۳۱)، برای برقراری معادله (۳۳) خواهیم داشت:

$$\sqrt{3}drBFm_o\omega^2 = -br_{BS}m_{BS}\omega^2 \quad (35)$$

$$\sin\theta_{12} = -\sin\beta \quad (36)$$

با ساده‌سازی معادله (۳۵) جرم وزنه‌های تعادل میله متعادل‌کننده محاسبه می‌گردد. بنابراین داریم:

$$r_{BS}m_{BS} = 1.732rBFm_o \frac{d}{b} \quad (37)$$

همچنین از معادله (۳۶) داریم:

$$\sin\theta_{12} = \sin(-\beta) \rightarrow \theta_{12} = -\beta \quad (38)$$

$$\rightarrow \beta = -150^\circ$$

حال مقادیر به دست آمده در معادلات (۳۷) و (۳۸) را در معادله (۳۴) جایگذاری و ساده می‌کنیم. بنابراین داریم:

$$-\sqrt{3}drBFm_o\omega^2[\cos\theta_{12} + \cos(-\theta_{12})] = \frac{m_o}{2}r\omega^2d(3\cos\theta_1 + \sqrt{3}\sin\theta_1) \quad (39)$$

اگر ضریب تعادل را در لحظه شروع حرکت محاسبه کنیم، به این نتیجه می‌رسیم مقدار ضریب تعادل باید ۵۰ درصد باشد. از آنجایی که میل‌لنگ و میله متعادل‌کننده به هم متصل بوده و با سرعتی برابر و در خلاف جهت هم دوران دارند، بنابراین ضریب تعادل در تمام لحظات باید ۵۰ درصد باشد چرا در غیر این صورت متعادل‌سازی به‌درستی انجام نشده است.

$$BF = \frac{1}{2} \rightarrow BF = 50\% \quad (40)$$

همانگونه که اشاره گردید، وزنه‌های تعادل میل‌لنگ و میله متعادل‌کننده با سرعت دورانی برابر با میل‌لنگ دوران دارند. در نتیجه با استفاده از این ابزار نمی‌توان گشتاور لختی مرتبه دوم ناشی از جرم‌های رفت و برگشتی را متعادل نمود.

لازم به ذکر است که این گشتاور نامتعادل مرتبه دوم درصد کمی از کل گشتاور نامتعادل را تشکیل می‌دهد و صرفه اقتصادی برای مهار و کاهش آن با جانمایی میله متعادل‌کننده دوم با سرعت دورانی دو برابر سرعت میل‌لنگ وجود ندارد. بنابراین از مهار و کاهش گشتاور لختی مرتبه دوم ناشی از جرم‌های رفت و برگشتی صرفنظر می‌شود.

۴- شبیه‌سازی و آزمون تجربی

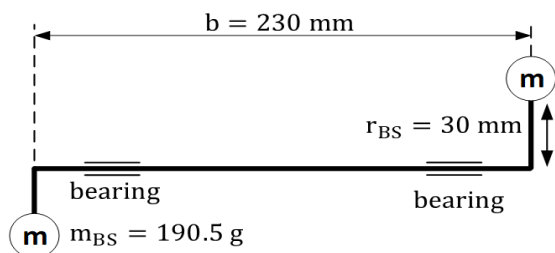
برای بررسی متعادل‌سازی انجام شده به روش تحلیلی، موتور سه استوانه‌ای خطی دارای میله متعادل‌کننده EB2 از شرکت پژو در نرم‌افزار GT-Power شبیه‌سازی شده است. برای صحه‌گذاری شبیه‌سازی، نتایج شتاب نگهدارنده‌های طرح شبیه‌سازی شده با نتایج آزمون تجربی مقایسه شده است.

آزمون تجربی در اتاق آزمون (اتاق شاسی با لگام ترمز) واقع در شرکت

از سه متغیر مجهول را قبل از جایگذاری مشخص و فرض کنیم. بدین منظور فاصله شعاعی مرکز جرم وزنه‌های تعادل و فاصله طولی بین آن‌ها با توجه به ابعاد و هندسه میل لنگ موتور پایه فرض می‌شود. در جدول (۱) مقدار متغیرهای ورودی، فرض شده و خروجی نشان داده شده است. همچنین در شکل ۱۶، نمودار آزاد میله متعادل کننده طراحی شده با معادلات تحلیلی با مشخصات آن نشان داده شده است.

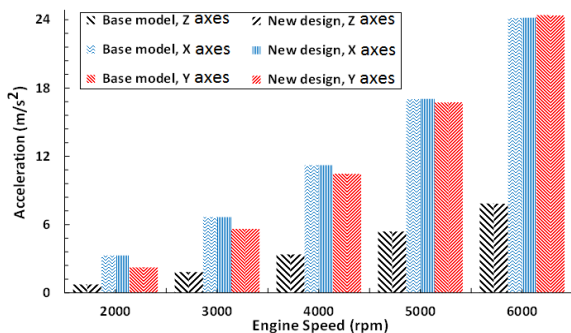
جدول ۱: مشخصات هندسی و جرمی میله متعادل کننده جدید

مقدار	ویژگی
۴۵,۲۵ میلی‌متر	r
۴۸۰,۴۱ گرم	m_0
۸۲,۱ میلی‌متر	d
۲۳۰ میلی‌متر	b (فرض شده)
۳۰ میلی‌متر	r_{BS} (فرض شده)
۱۹۰,۵ گرم	m_{BS} (محاسبه شده)

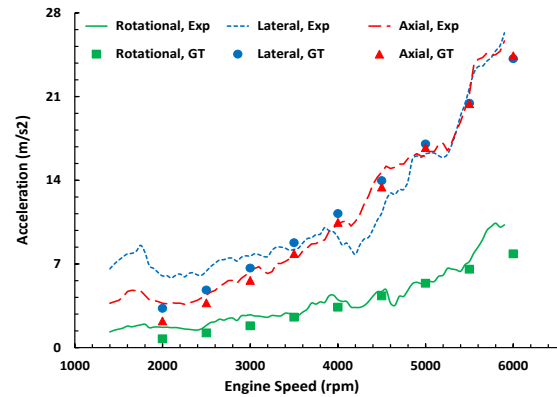


شکل ۱۶: نمودار آزاد میله متعادل کننده طراحی شده

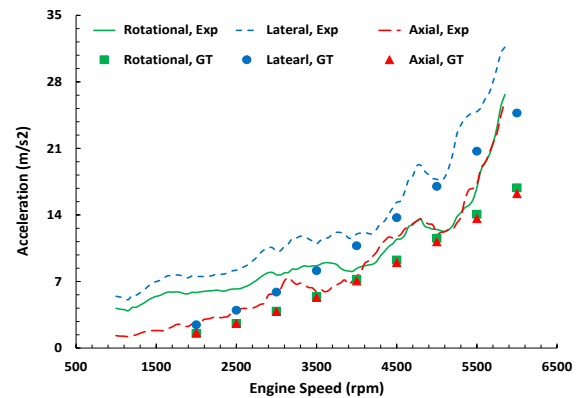
برای بررسی صحت عملکرد متعادل سازی تحلیلی انجام شده، نتایج سطح شتاب نگهدارنده‌ها بین دو طرح پایه و جدید مقایسه شده است. در شکل ۱۷ شتاب نگهدارنده جعبه دنده بین دو موتور با میله متعادل کننده طراحی شده با معادلات تحلیلی استخراج شده و پایه در راستای دورانی، جانبی و محوری مقایسه شده است. با توجه به این شکل، نتایج سطح شتاب در طرح جدید نسبت به طرح پایه، یکسان است. نتایج شتاب نگهدارنده میانی و بالا راست مانند نگهدارنده جعبه دنده یکسان هستند و برای جلوگیری از تکرار از رسم نمودار آن‌ها خودداری شده است.



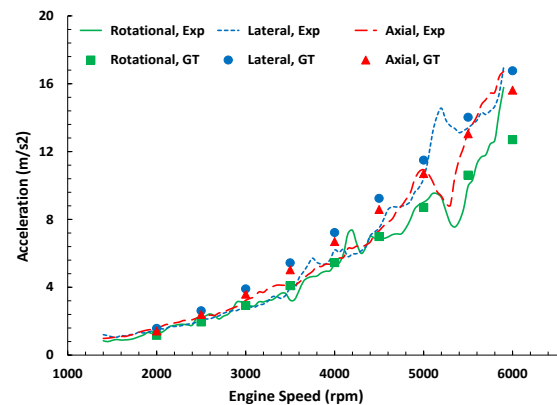
شکل ۱۷: شتاب نگهدارنده جعبه دنده در طراحی جدید و پایه



شکل ۱۳: شتاب نگهدارنده جعبه دنده در آزمون تجربی و شبیه سازی



شکل ۱۴: شتاب نگهدارنده میانی در آزمون تجربی و شبیه سازی



شکل ۱۵: شتاب نگهدارنده بالا راست در آزمون تجربی و شبیه سازی

۵- طراحی میله متعادل کننده

به صورت تحلیلی معادلات دینامیکی حاکم بر میله متعادل کننده برای متعادل سازی موتورهای سه استوانه استخراج گردید. بر اساس معادلات استخراج شده، میله متعادل کننده جدید برای موتور پایه طراحی می‌شود. با توجه به معادله (۳۷)، سه متغیر d ، r و m_0 معلوم و بر اساس مشخصات هندسی و جرمی موتور ثابت و قابل محاسبه هستند. اما سه متغیر b ، r_{BS} و m_{BS} متغیرهای هندسی و جرمی وزنه‌های تعادل میله متعادل کننده هستند که متغیر اند.

پس یک معادله با سه مجهول وجود دارد. برای حل مسئله باید دو متغیر

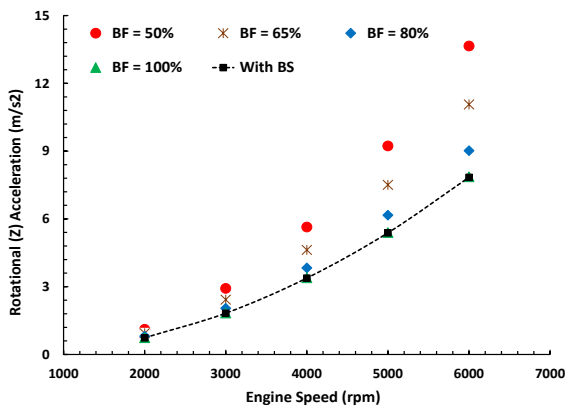
جدول ۲: مشخصات میله متعادل کننده موتور پایه

ویژگی	جرم (گرم)	موقعیت شعاعی (میلی متر)
وزنه تعادل ۱ میله متعادل کننده	۲۹۴,۹۵	۱۷,۷
وزنه تعادل ۲ میله متعادل کننده	۶۴۲,۹۴	۱۵,۲
فاصله طولی	۲۵۰ میلی متر	

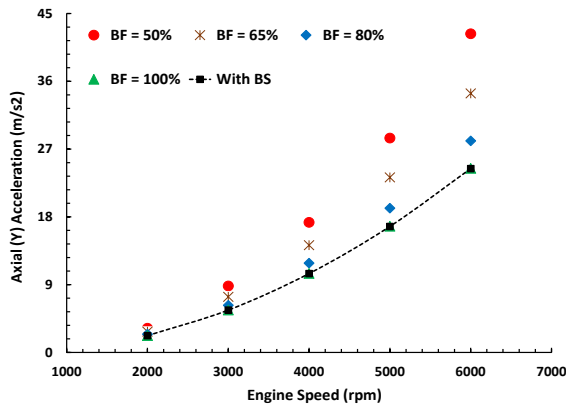
جدول ۴: جرم وزنه های تعادل میل لنگ اصلاح شده

جرم وزنه های تعادل میل لنگ	ضریب تعادل میل لنگ
۵۹۲,۸ گرم	۵۰٪
۶۲۲,۸ گرم	۶۵٪
۶۵۲,۸ گرم	۸۰٪
۶۹۲,۸ گرم	۱۰۰٪

در شکل ۱۸ و ۱۹ بترتیب شتاب نگهدارنده جعبه دنده در راستای دورانی و محوری نشان داده شده است. با توجه به شکل ۱۸، با حذف میله متعادل کننده و اصلاح میل لنگ با ضریب تعادل ۵۰ درصد، سطح شتاب در راستای دورانی افزایش پیدا کرده است. اما با افزایش ضریب تعادل میل لنگ، سطح شتاب در این راستا کاهش پیدا کرده است به صورتی که سطح شتاب نگهدارنده جعبه دنده با میل لنگ اصلاح شده با ضریب تعادل ۱۰۰ درصد با سطح شتاب موتور پایه با میله متعادل کننده یکسان است. بنابراین افزایش ضریب تعادل موجب کاهش سطح ارتعاش موتور در راستای دورانی شده است. با توجه به شکل ۱۹، می توان دریافت که شتاب نگهدارنده جعبه دنده در راستای محوری رفتاری مشابه در راستای دورانی داشته است. اما مقدار شتاب در دو راستا متفاوت است.



شکل ۱۸: شتاب نگهدارنده جعبه دنده در موتور پایه و موتور با میل لنگ اصلاح شده در راستای دورانی



شکل ۱۹: شتاب نگهدارنده جعبه دنده در موتور پایه و موتور با میل لنگ اصلاح شده در راستای محوری

با توجه به ثابت ماندن تمامی متغیرها و تنها جابجایی میله متعادل کننده طراحی شده با طرح پایه، انتظار می رفت نتایج سطح شتاب نگهدارنده ها متفاوت باشد. به همین دلیل گشتاور لختی ناشی از میله های متعادل کننده برای متعادل سازی مقایسه می شوند. ابتدا گشتاور لختی ناشی از میله متعادل کننده موتور پایه محاسبه می شود. داریم:

$$br_{BS}m_{BS}\omega^2 = 13 \times 10^{-5} \times \omega^2 \quad (41)$$

به همین روش اندازه گشتاور لختی ناشی از میله متعادل کننده طراحی شده محاسبه می شود. بنابراین داریم:

$$br_{BS}m_{BS}\omega^2 = 13 \times 10^{-5} \times \omega^2 \quad (42)$$

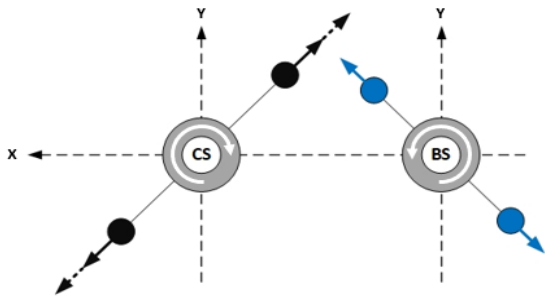
با توجه به معادلات بالا، گشتاور لختی ناشی از میله متعادل کننده موتور پایه و طراحی شده یکسان است. با ثابت باقی ماندن گشتاور لختی برای متعادل سازی در دو طرح و یکسان بودن تمامی متغیرها، سطح شتاب نگهدارنده ها نباید تغییر کند که همین اتفاق افتاده است. پس می توان دریافت متعادل سازی تحلیلی صورت گرفته مطلوب و عملکرد درستی دارد.

۶- متعادل سازی با استفاده از ضریب تعادل میل لنگ

نتایج متعادل سازی موتورهای سه استوانه با میله متعادل کننده نشان داد ضریب تعادل میل لنگ و میله متعادل کننده برای متعادل سازی باید ۵۰ درصد باشد. اما در این بخش، میله متعادل کننده حذف گردیده و ضریب تعادل میل لنگ را بین ۵۰ تا ۱۰۰ درصد تغییر می دهیم و جرم وزنه های تعادل میل لنگ را محاسبه می کنیم. بنابراین با توجه به معادله (۲۱) و مقدار جرم های رفت و برگشتی و دورانی در موتور پایه و شعاع قرارگیری وزنه های تعادل جرم وزنه های تعادل محاسبه می گردد. در جدول (۳) مشخصات ورودی و در جدول (۴) جرم های اصلاح شده نشان داده شده اند.

جدول ۳: مشخصات هندسی و جرمی موتور پایه

مقدار	متغیر
۴۰ میلی متر	r_{CW}
۱۰۰۶ گرم	m_r
۴۰۸,۴۱ گرم	m_o



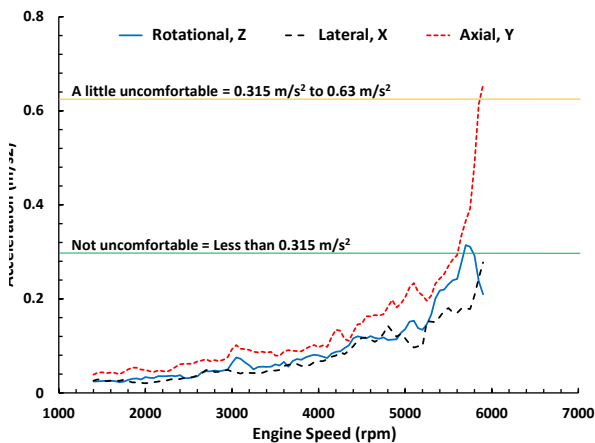
شکل ۲۱: وضعیت دینامیکی وزنه‌های تعادل با اصلاح میل‌لنگ

رفتار دو نگهدارنده دیگر مشابه رفتار نگهدارنده جعبه‌دنده است و برای جلوگیری از تکرار از رسم آن‌ها خودداری شده است. بنابراین حذف میله متعادل‌کننده و اصلاح میل‌لنگ با افزایش ضریب تعادل موجب افزایش سطح ارتعاش موتور در راستای جانبی و کاهش سطح ارتعاش در راستای دورانی و محوری می‌شود.

در واقع سطح ارتعاش موتور با میل‌لنگ اصلاح شده نسبت به موتور با میله متعادل‌کننده در راستای محوری و دورانی مشابه و در راستای جانبی افزایش پیدا کرده است.

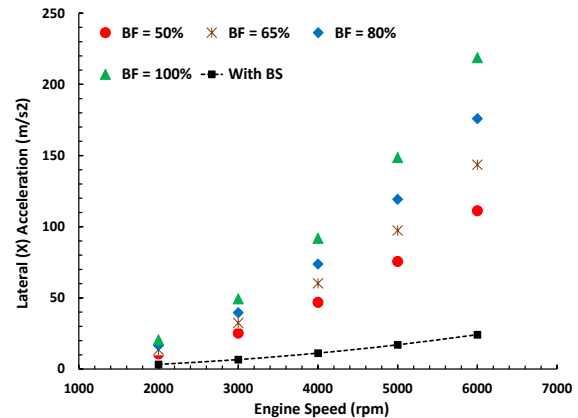
معیاری برای پذیرش سطح ارتعاش در نگهدارنده‌های یک موتور وجود ندارد. بنابراین برای پذیرش سطح ارتعاش موتور پایه متعادل‌سازی شده با اصلاح میل‌لنگ و بدون میله متعادل‌کننده، سطح شتاب احساس شده توسط سرنشین در استاندارد ایزو ۲۶۳۱-۱ به‌عنوان مینا برای پذیرش سطح ارتعاش موتور متعادل‌سازی شده با ضریب تعادل میل‌لنگ و بدون میله متعادل‌کننده قرار داده شده است [۲۲].

برای ساده‌سازی مسئله نسبت انتقال ارتعاش موتور به نگهدارنده‌ی صندلی راننده در حالت واقعی محاسبه می‌شود. شتاب نگهدارنده‌ی صندلی خودروی ۳۰۸ با موتور پایه همراه با میله متعادل‌کننده در حالت بدون بار و در اتاق آزمون، توسط شتاب‌سنج داده‌برداری شده است. در شکل ۲۲ نتایج آزمون تجربی نشان داده شده است. با توجه به این شکل، می‌توان دریافت شتاب احساس شده توسط سرنشین در حالت واقعی براساس معیار مدنظر در محدود مجاز است.



شکل ۲۲: سطح شتاب پایه‌ی صندلی راننده در آزمون تجربی

در شکل ۲۰ شتاب نگهدارنده‌ی جعبه‌دنده در راستای جانبی نشان داده شده است. با توجه به این شکل، با حذف میله متعادل‌کننده و اصلاح میل‌لنگ با ضریب تعادل متفاوت سطح شتاب نگهدارنده در این راستا افزایش پیدا کرده است. اما در این راستا رفتار عکس نسبت به رفتار دو راستای دورانی و محوری نشان داده شده است. یعنی با افزایش ضریب تعادل میل‌لنگ سطح شتاب افزایش پیدا کرده است. در نتیجه اصلاح میل‌لنگ با افزایش ضریب تعادل موجب می‌شود سطح شتاب در راستای دورانی و محوری بهبود پیدا کند و در راستای جانبی بدتر شود.



شکل ۲۰: شتاب نگهدارنده جعبه‌دنده در موتور پایه و موتور با میل‌لنگ اصلاح شده در راستای جانبی

با توجه به شکل ۲۱، از آنجایی که میل‌لنگ و میله متعادل‌کننده با سرعت برابر و مخالف دوران می‌کنند، نیروی لختی ناشی از آن‌ها در راستای محوری گشتاور هم‌جهت ایجاد می‌کند.

پس گشتاور جانبی ناشی از آن‌ها هم‌جهت بوده و با گشتاور لختی مرتبه اول ناشی از جرم‌های رفت و برگشتی مقابله می‌کنند. اما، نیروی لختی ناشی از آن‌ها در راستای جانبی گشتاور غیر هم‌جهت ایجاد می‌کند، بنابراین گشتاور محوری ناشی از آن‌ها مقابل یکدیگر است و اثر یکدیگر را خنثی می‌کنند.

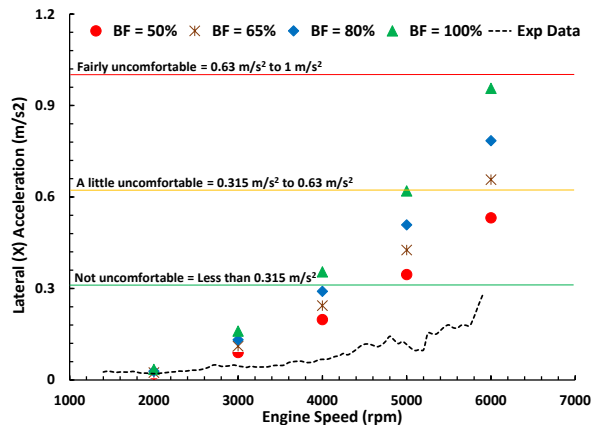
اصلاح وزنه‌های تعادل میل‌لنگ با افزایش ضریب تعادل موجب افزایش نیروی لختی ناشی از این وزنه‌ها می‌شود که در شکل با خط‌چین نشان داده شده است.

بنابراین افزایش نیروی لختی تولید شده موجب افزایش گشتاور جانبی و محوری ناشی از این وزنه‌ها می‌شود. اصلاح میل‌لنگ با ضریب تعادل ۱۰۰ درصد، گشتاور جانبی که در موتور با وجود میله متعادل‌کننده برای متعادل‌سازی موتور ایجاد می‌شود، همچنان برقرار است چراکه گشتاور جانبی ناشی میله متعادل‌کننده و وزنه‌های تعادل هم حالت هستند. اما گشتاور محوری ناشی میله متعادل‌کننده که عامل مقابله با گشتاور محوری وزنه‌های تعادل میل‌لنگ بوده است، حذف شده است.

در نتیجه یک گشتاور محوری نامتعادل ایجاد شده که موجب افزایش سطح شتاب نگهدارنده در راستای جانبی شده است.

در شکل ۲۴، شتاب ایجاد شده در نگهدارنده صندلی راننده، ناشی از موتور با میل‌لنگ اصلاح شده و بدون میله متعادل‌کننده در راستای جانبی نشان داده شده است. با توجه به این شکل، شتاب احساس شده توسط سرنشین در سرعت‌های دورانی کمتر از ۴۰۰۰ د.د.د در تمامی ضرایب تعادل در محدوده مجاز است. بین سرعت‌های ۴۰۰۰ تا ۵۰۰۰ د.د.د سطح شتاب وارد محدوده کمی ناراحت کننده شده است. بین سرعت‌های ۵۰۰۰ تا ۶۰۰۰ د.د.د سطح شتاب احساس شده توسط سرنشین با ضریب تعادل ۵۰ درصد همچنان در محدوده کمی ناراحت کننده است. اما با افزایش ضریب تعادل از این محدوده خارج شده و وارد محدوده ناراحت کننده شده است.

با توجه به شکل، شتاب احساس شده توسط سرنشین با اصلاح میل‌لنگ با ضریب بالانس ۸۰ درصد در سرعت‌های دورانی نزدیک به ۶۰۰۰ د.د.د وارد محدوده ناراحت کننده شده است که می‌توان با بهبود شرایط نگهدارنده‌ها و میرایی سامانه سطح این شتاب را کاهش داد. همچنین در واقعیت معمولاً موتورها در سرعت‌های دورانی کمتر از ۵۰۰۰ د.د.د کار می‌کنند. بنابراین در گام دوم، می‌توان ضریب تعادل ۸۰ درصد را برای اصلاح میل‌لنگ انتخاب کرد.



شکل ۲۴: شتاب نگهدارنده صندلی خودرو با میل‌لنگ اصلاح شده در راستای جانبی

در شکل ۲۵ شتاب ایجاد شده در نگهدارنده صندلی راننده ناشی از موتور با میل‌لنگ اصلاح شده و بدون میله متعادل‌کننده در راستای محوری نشان داده شده است. با توجه به این شکل، شتاب احساس شده توسط سرنشین در تمامی سرعت‌های دورانی کمتر از ۵۰۰۰ د.د.د و ضرایب تعادل متفاوت در محدوده مجاز است. اصلاح میل‌لنگ با افزایش ضریب تعادل موجب می‌شود سطح ارتعاش احساس شده توسط سرنشین کاهش پیدا کند. بهترین حالت، اصلاح میل‌لنگ با ضریب تعادل ۱۰۰ درصد است. اما با توجه به شکل، شتاب احساس شده توسط سرنشین با اصلاح میل‌لنگ با ضریب تعادل ۸۰ درصد، تنها در سرعت‌های بالاتر از ۵۰۰۰ د.د.د وارد محدوده کمی ناراحت‌کننده شده است. از آنجایی که در واقعیت معمولاً موتورها در سرعت‌های دورانی کمتر از ۵۰۰۰ د.د.د کار می‌کنند،

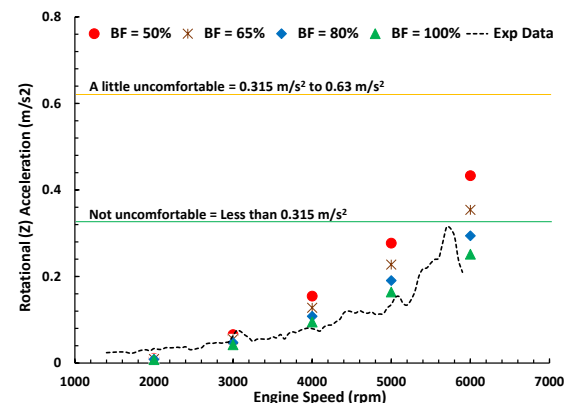
برای محاسبه نسبت انتقال، میانگین شتاب نگهدارنده‌ها در سمت موتور در هر راستا به عنوان شتاب ورودی موتور در همان راستا و شتاب نگهدارنده صندلی راننده، به عنوان خروجی در نظر گرفته می‌شود. با فرض انتقال خطی، نسبت انتقال در سرعت‌های دورانی مختلف محاسبه می‌شود. نسبت انتقال‌های محاسبه شده در هر راستا در جدول (۵) نشان داده شده است. با استفاده از نسبت انتقال نشان داده شده معیار رد یا پذیرش متعادل‌سازی موتور با روش اصلاح میل‌لنگ بررسی می‌شود.

جدول ۵: نسبت انتقال خطی محاسبه شده

سرعت دورانی (د.د.د)	دورانی (Z)	جانبی (X)	محوری (Y)
۲۰۰۰	۱ به ۱۴۹,۴۱	۱ به ۲۶۱,۸۸	۱ به ۱۲۰,۱
۳۰۰۰	۱ به ۶۸,۱۵	۱ به ۱۳۸,۲۱	۱ به ۶۶,۷۴
۴۰۰۰	۱ به ۵۶,۶۵	۱ به ۱۱۷,۱۷	۱ به ۶۰,۵۹
۵۰۰۰	۱ به ۵۲,۰۴	۱ به ۱۰۸,۴۷	۱ به ۵۸,۲۲
۶۰۰۰	۱ به ۴۹,۵۸	۱ به ۱۰۳,۷۱	۱ به ۵۶,۹۶

در شکل ۲۳ شتاب ایجاد شده در نگهدارنده صندلی راننده ناشی از موتور با میل‌لنگ اصلاح شده و بدون میله متعادل‌کننده در راستای دورانی نشان داده شده است. با توجه به این شکل، شتاب احساس شده توسط سرنشین با ضریب تعادل ۵۰ درصد در سرعت‌های دورانی ۵۰۰۰ د.د.د و کمتر در محدوده راحت است. اما در سرعت‌های بالاتر از ۵۰۰۰ د.د.د وارد محدوده کمی ناراحت کننده شده است.

اصلاح میل‌لنگ با افزایش ضریب تعادل موجب می‌شود سطح ارتعاش احساس شده توسط سرنشین کاهش پیدا کند. اصلاح میل‌لنگ با ضریب تعادل ۸۰ و ۱۰۰ درصد موجب می‌شود، شتاب احساس شده توسط سرنشین تا سرعت ۶۰۰۰ د.د.د در محدوده مجاز قرار گیرد. بنابراین در گام اول، ضریب تعادل ۸۰ درصد به دلیل اینکه جرم میل‌لنگ اصلاح شده را کمتر و سطح شتاب ایجاد شده توسط آن در محدوده مجاز است انتخاب می‌شود.



شکل ۲۳: شتاب نگهدارنده صندلی راننده با میل‌لنگ اصلاح شده در راستای دورانی

را حذف کرد. حذف میله متعادل کننده موجب کاهش هزینه، حجم اشغالی، نویز، اصطکاک و افزایش توان موتور می شود.

بنابراین در گام سوم، می توان دوباره ضریب تعادل ۸۰ درصد را برای اصلاح میل لنگ انتخاب کرد.

فهرست علائم و اختصارات

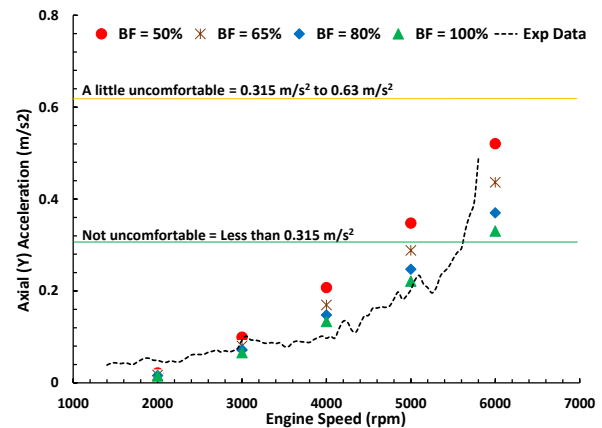
r	شعاع محور لنگ میل لنگ
L	طول دسته سمبه
θ	زاویه لنگ
\vec{F}_o	نیروی لختی جرم رفت و برگشتی
\vec{F}_r	نیروی لختی جرم دورانی
m_o	کل جرم رفت و برگشتی
m_r	کل جرم دورانی
m_{BS}	جرم وزنه های میله متعادل کننده
r_{BS}	فاصله شعاعی مرکز ثقل وزنه های میله متعادل از محور دوران
\vec{M}_{T-I}	کل گشتاور وارد بر بدنه موتور
\vec{M}_r	گشتاور لختی جرم های دورانی
\vec{M}_{O-1th}	گشتاور لختی مرتبه اول جرم های رفت و برگشتی
\vec{M}_{O-2nd}	گشتاور لختی مرتبه دوم جرم های رفت و برگشتی
\vec{M}_{CW}	گشتاور لختی وزنه های تعادل میل لنگ
\vec{M}_{BS}	گشتاور لختی میله متعادل کننده

تشکر و قدردانی

نویسندگان از کارکنان مرکز تحقیقات موتور ایران خودرو (ایپکو) برای همکاری و راهنمایی های ارزشمندشان کمال تشکر و قدردانی را دارند.

مراجع و منابع

- [1] Hojjat Ashouri, Fatemeh Sahlaki, Akram Sahlaki. Preparation of engine balance software by weights and balance shafts, fifth license scientific conference, Tehran, Olympic hotel, 2007.
- [2] Nasser Miqani, Hamid Ghasemi Miqani, Abolfazl Mohammad Ibrahim and Tahmourth Asgari. Optimization of single cylinder diesel engine balance by internal point method, 11th International Conference on Internal Combustion and Oil Engines, Tehran, Iran Motor Science Association, 2009.
- [3] Wang, X. "Rationale and history of vehicle noise and vibration refinement." In Vehicle noise and vibration refinement, pp. 3-17. Woodhead Publishing, 2010.
- [4] Eisenstein, Paul A. "NVH, The New Battleground." Automotive Industries (1994).
- [5] Mehrkish A, Tahani M, Rafiee M. Study of engine vibrations and the role of engine handles in improving vehicle performance. Sound and Vibration (2013):2383-1839.



شکل ۲۵: شتاب نگهدارنده صندلی خودرو با میل لنگ اصلاح شده در راستای محوری

۷- نتیجه گیری

این پژوهش به متعادل سازی موتورهای سه استوانه خطی با میله متعادل کننده و اصلاح میل لنگ با ضریب تعادل پرداخت. نتایج تحلیل دینامیکی نشان داد که گشتاور لختی ناشی از جرم های رفت و برگشتی و دورانی، عامل درونی نامتعادلی موتورهای سه استوانه خطی است. بنابراین به متعادل سازی تحلیلی این نوع موتورها با میله متعادل کننده پرداخته شد که موجب استخراج معادلات حاکم برای محاسبه مشخصات هندسی و جرمی و همچنین نحوه جانمایی میله متعادل کننده شد.

به کمک معادلات استخراج شده در روش تحلیلی میله متعادل کننده جدید طراحی گردید. مقایسه بین نتایج سطح شتاب نگهدارنده ها نشان داد، میله متعادل کننده طراحی شده عملکرد مطلوبی داشته است. بنابراین معادلات استخراج شده در روش تحلیلی برای متعادل سازی موتورهای سه استوانه مناسب است. سپس امکان حذف میله متعادل کننده و راهکار اصلاح میل لنگ با ضریب تعادل برای مهار و کاهش سطح ارتعاش موتورهای سه استوانه خطی ارائه شد. نتایج نشان داد با افزایش ضریب تعادل میل لنگ سطح ارتعاش موتور در راستای دورانی و محوری کاهش، اما سطح ارتعاش موتور در راستای جانبی افزایش پیدا می کند. نتایج اصلاح میل لنگ موتور پایه با ضریب تعادل ۸۰ درصد نشان داد سطح ارتعاش احساس شده توسط سرنشین در دو راستای دورانی و محوری در محدوده مجاز باشد.

اما سطح ارتعاش احساس شده توسط سرنشین در راستای جانبی در دوره های کمتر از ۵۰۰۰ دور در دقیقه مجاز باشد و می توان با بهبود عملکرد نگهدارنده ها، نسبت انتقال ارتعاش موتور به نگهدارنده صندلی راننده را کاهش داد. در نتیجه برای متعادل سازی موتورهای سه استوانه می توان میل لنگ را با افزایش ضریب تعادل اصلاح و میله متعادل کننده

- [14] Kling, J. I. M. M. Y., and RAMADAN FEIM Salif. "Balancing of Novel Engine Designs." Master's thesis, Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology (2014)
- [15] Chan-Jung, Kim. "Location of unbalance mass and supporting bearing for different type of balance shaft module." *Mechanical Sciences* 9, no. 2 (2018): 259-266.
- [16] Mohammadi, Somaye, Abdolreza Ohadi, and Reza Keshavarz. "Multi-objective optimization of counterweights: a substitute for the balance shaft or mass unbalancing in three-cylinder engines." *SAE International Journal of Engines* 11.5 (2018): 557-570.
- [17] Hooper, Peter R. "Low noise, vibration and harshness solutions for in-line three-cylinder range extender and hybrid electric vehicles." *International Journal of Engine Research* (2019): 1468087419859084.
- [18] Guo, Rong, and Ziwei Zhou. "Influence of mass unbalancing of three-cylinder engine on idle vibration based on powertrain model." *Vibroengineering PROCEDIA* 28 (2019): 81-86.
- [19] Norton, Jill, and Corinne Arraez. "Machine design." (2000.)
- [20] Martin, George H. *Kinematics and dynamics of machines*. Waveland Press, 2002..
- [21] Taylor, Charles Fayette. *The Internal-combustion Engine in Theory and Practice: Combustion, fuels, materials, design*. Vol. 2. MIT press, 1985.
- [22] International Standards Organisation. "Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1-general requirements." (1997)
- [6] Garrett, Thomas Kenneth, Kenneth Newton, and William Steeds. *Motor vehicle*. Butterworth-Heinemann, 2000.
- [7] Meek, David, and Martyn Roberts. "Balance shaft conversion of a four-cylinder engine-the challenges of packaging and mechanical integration." *SAE transactions* (1998): 1706-1715.
- [8] Arakelian, Vigen, and Sébastien Briot. "Simultaneous inertia force/moment balancing and torque compensation of slider-crank mechanisms." *Mechanics Research Communications* 37, no. 2 (2010): 265-269.
- [9] Suh, Kwon-Hee, Yoon-Ki Lee, and Hi-Seak Yoon. "A study on the balancing of the three-cylinder engine with balance shaft." No. 2000-01-0601. *SAE Technical Paper*, 2000.
- [10] Liu, C. Q., and Jeff Orzechowski. "Theoretical and Practical Aspects of Balancing a V-8 Engine Crankshaft." No. 2005-01-2454. *SAE Technical Paper*, 2005.
- [11] Ecker, Hermann-Josef, Markus Schwaderlapp, and Dave K. Gill. "Downsizing of Diesel Engines: 3-Cylinder/4-Cylinder." No. 2000-01-0990. *SAE Technical Paper*, 2000.
- [12] Hwang, Cheol-hyun, Byung-hyuk Lee, and Pan-ki Jung. "Reduction of interior booming noise for a small diesel engine vehicle without balance shaft module." No. 2009-01-2121. *SAE Technical Paper*, 2009.
- [13] Kim, Chan-Jung, Yeon June Kang, Bong-Hyun Lee, and Hyeong-Joon Ahn. "Determination of optimal position for both support bearing and unbalance mass of balance shaft." *Mechanism and machine theory* 50 (2012): 150-158.



Dynamic analysis of three-cylinder engine with balancing shaft

R. Akbari¹, S. M. Jafari^{2*}, Y. Abasszadeh³

¹ Faculty of Mechanical & Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran, ra.akbari@mail.sbu.ac.ir

² Faculty of Mechanical & Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran, m.jafari@sbu.ac.ir

³ Department of NVH, Iran Khodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, y.abbaszadeh@ip-co.com

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 29 August 2020

Accepted: 05 December 2020

Keywords:

Downsizing

Three-cylinder engine

Balancing shaft

Balance factor

ABSTRACT

Three-cylinder linear engines are designed to minimize, reduce fuel consumption and pollution. The disadvantages of this type of engine, heavy vibration inherent in them. This study aims to balance Three-cylinder linear engines with a balancing shaft. First, the dynamic analysis of these types of engines identifies unbalanced sources. The results of the dynamic analysis showed that the inertial torque due to the reciprocating and rotational masses of three-cylinder linear motors is unbalanced. Therefore, dynamic analysis of these types of engines identifies unbalanced sources. The results of the dynamic analysis showed that the inertial torque due to the reciprocating and rotational masses of three-cylinder linear engines is unbalanced. Then, the analytical balancing of this type of engines with a balancing shaft was performed. The results of analytical balancing led to the extraction of an equation for the calculation of geometric and mass characteristics as well as the position of the balancing shaft in this type of engines. To test the performance of the balancing act performed analytically, the three-cylinder base motor with its balancing rod was simulated in GT-Power software. The acceleration results of the engines mount were compared between the simulated model and the experimental test and there was a good agreement between them. Then, the results of the vibration level of the base engine with the balancing shaft designed analytically were compared with the results of the validated model. The results of the comparison showed that the performed analytical balancing has a good performance. Then, the crankshaft correction solution was presented using the balance factor and the possibility of eliminating the balancing shaft to balance the three-cylinder linear engines. To accept balancing in this way, the results of the acceleration level of the driver's seat rail are considered as acceptance criteria. The results showed that balancing of three-cylinder linear engines is possible by increasing the balance factor of the crankshaft and removing the balancing shaft.

