هفتمین کنفرانس بین‌المللی
مهندسی قابلیت اطمینان و ایمنی

ارزیابی تغییر کاربری و ارتقاء دوبرابر توان یک موتور نیروگاهی ۶۰۰ کیلووات از منظر عمر میل‌لنگ

حدیثه کریمائی*[۱]

۱- استادیار، پژوهشگاه هوافضا، وزارت علوم تحقیقات و فناوری، تهران، ایران karimaei@ari.ac.ir

چکیده

تحلیل ارتعاشات پیچشی از محاسبات خیلی مهم و ضروری برای کارکرد ایمن مجموعه ساز و کار لنگ موتور دیزل سنگین می‌باشد. به منظور انجام محاسبات عمر خستگی میل‌لنگ، لازم است مقدار تنش پیچشی ایجاد شده در آن در اثر ارتعاشات پیچشی در سامانه پیچشی محاسبه گردد. مدلسازی و تحلیل سامانه پیچشی یک موتور دیزل ۱۲ سیلندر ۶۰۰ کیلوواتی، با استفاده از نرم افزار AVL/Designer که از روش هولتزر (Holzer) استفاده می‌کند، انجام گرفته است. تحلیل ارتعاشات پیچشی در کل محدوده سرعت–توان موتور انجام شده است و مقادیر بحرانی با بیشترین تنش‌های نوسانی پیچشی شناسایی شده است. رفتار پیچشی میل‌لنگ برای موتور پایه و همچنین موتور ارتقاء یافته به ۱۲۰۰ کیلووات توان بررسی و تفسیر شده است. سپس ضریب اطمینان خستگی پر چرخه میل‌لنگ در اثر گشتاور نوسانی خمشی، گشتاور پیچشی و نیروهای برشی وارده بر میل‌لنگ محاسبه شده است. محاسبات ضرایب اطمینان خستگی پر چرخه میل‌لنگ در مقطع بحرانی آن که در فیلت پین میل‌لنگ اتفاق میافتد، با استفاده از استاندارد بین المللی UR-M53 صورت گرفته است. نتایج نشان داده است که برای موتور ارتقاء یافته نیاز به تعویض میراگر امری اجتناب ناپذیر است زیرا از دور ۱۴۵۰ به بعد برای موتور تحت بارگذاری ارتقاء مقدار دامنه سر آزاد میل‌لنگ، بحرانی می‌شود. در شرایط ارتقاء، ضریب اطمینان خستگی پرچرخه میل‌لنگ در دور ۱۳۰۰ به مقدار حداقل ضریب اطمینان موتور پایه (۱,۱۳) رسیده و پس از آن کاهش می‌یابد تا در سرعت ۱۳۷۰ به زیر یک افت پیدا می‌کند و پس از آن به تدریج تا ۰,۸۵ کاهش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: ارتعاشات پیچشی، ارزیابی عمر خستگی، موتور دیزل، ساز و کار لنگ، ارتقاء توان.

مقدمه

ارتعاشات پیچشی یکی از مسائل مهم و محاسبات بسیار مهم برای کارکرد ایمن موتورهای دیزل سنگین، به ویژه میل‌لنگ آن است. به دلیل کاربردهای مختلف یک موتور دیزل سنگین، سامانه رانش و ادوات اتصال متفاوتی استفاده می‌شوند که بر سامانه پیچشی تأثیر می‌گذارند. تحلیل ارتعاشات پیچشی یک شبیه‌سازی مهم در فرآیند طراحی سامانه لنگ در موتورهای احتراق داخلی است [۱]. روش هولزر سال‌هاست که با موفقیت در محاسبه ارتعاشات پیچشی استفاده می‌شود [۴-۲]. ارتعاشات پیچشی موتورهای رفت و برگشتی را نمی‌توان به طور دقیق بدون در نظر گرفتن اینرسی‌های متغیر مدل کرد. با استفاده از تئوری غیرخطی، مشخص شد که به دلیل تغییر در اینرسی پیچشی سامانه ناشی از حرکت قطعات رفت و برگشتی تشدید رخ می‌دهد که این پدیده، تشدید ثانویه تلقی می‌گردد [۵]. این اثر اینرسی متغیر بر سامانه پیچشی توسط پاسریکا و کارنگی [۶]، مورد مطالعه قرار گرفته و در معادلات حرکت موتورهای احتراق داخلی نیز پیاده‌سازی شده است.

علاوه بر روش‌های فوق، برخی از روش‌های دیگر برای حل مسئله ارتعاشات پیچشی مبتنی بر دینامیک چندجسمی توسط بویسال و ره نجات [۷] ارائه شد. در تحقیقات ما و پرکینز [۸] نیز معادلات دقیق حرکت بر اساس دینامیک چندجسمی از جمله اثر اینرسی متغیر در نظر گرفته شده است. یک مدل چندجسمی از یک موتور دیزل چهار سیلندر، چهار زمانه، که انعطاف‌پذیری اجزاء در آن لحاظ شده است، توسط کوشواها و همکاران [۹] ارائه شد. این مدل همچنین شامل ترتیب احتراق موتور و تاریخچه زمان احتراق اندازه‌گیری شده به صورت تجربی است. این مقاله رابطه بین انعطاف‌پذیری اجزا و پاسخ موتور را نشان داده است. نتایج تحلیل دینامیک چندجسمی با حل‌های تحلیلی سازگار

بود. توسط هان و همکاران [۱۰]، تحلیل ارتعاشات پیچشی برای کشتی واقعی انجام شد و از طریق یک مطالعه پارامتری علت مقدار بالای ارتعاشات پیچشی تشریح شد. پارامترهایی که می‌توانند ارتعاشات پیچشی محور پیشرانه را افزایش دهند، سختی کوپلینگ، سختی شفت، میرایی کوپلینگ و میرایی شفت انتخاب شدند. از طریق محاسبات ارتعاشات پیچشی با تغییرات این پارامترها، میزان تأثیر این پارامترها بر ارتعاشات پیچشی محور پیشرانه بررسی شد و علت افزایش ارتعاشات پیچشی شناسایی شد. کریمائی و همکاران [۱۱] تلاش نمودند با استفاده از ابزارهای مهندسی به کمک کامپیوتر، برای اجزاء سامانه لنگ موتور، بهینه سازی انجام دهند. آنها پارامترهایی مانند اینرسی دیسک اضافی، اینرسی چرخ طیار، سختی دمپر، اینرسی دمپر، میرایی دمپر، میرایی کوپلینگ و سختی کوپلینگ را مورد بررسی قرار دادند. سپس تأثیر آنها را بر معیارهای طراحی سیستم، به ویژه عمر میل‌لنگ، بررسی نمودند. آنها نتیجه گرفتند که انتخاب دمپر مهمترین عامل برای افزایش عمر میل‌لنگ است.

در این مقاله به تحلیل ارتعاشات پیچشی و ارزیابی استحکام میل-لنگ یک موتور ۶۰۰ کیلووات ۱۲ سیلندر نیروگاهی پرداخته شده است. در ادامه به تحلیل ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ موتور ارتقاءیافته به توان دوبرابر برای تغییر کاربری به دریایی پرداخته شد. سپس تخمین ضریب اطمینان خستگی پر چرخه میل‌لنگ انجام شد. در مقاله حاضر از نرم‌افزار AVL/Designer [۱۲] برای تحلیل سامانه ارتعاشات پیچشی استفاده شده است. روش تحلیل ارتعاشات پیچشی در این نرم‌افزار بر اساس روش ارتعاش اجباری هولتزر است. در یک سامانه ارتعاشات پیچشی، مشخصه‌های زیادی وجود دارد، اما برای کاربردهای مختلف همه ویژگی‌های آن‌ها را مانند سفتی میل‌لنگ یا اندازه بعضی قطعات دوار نمی‌توان تغییر داد. از سوی دیگر، خواص کمّی سایر قطعات به یک محدوده مشخص محدود می‌شود. یک روش حل دقیق ارتعاشات پیچشی پیاده‌سازی شده است و سپس مهمترین فاکتورها مانند دامنه ارتعاش انتهای آزاد میل‌لنگ، تنش‌های پیچشی و تلفات دمپر در اینجا مورد بررسی قرار گرفته است که می‌توانند برای ارزیابی یک سامانه ارتعاشات پیچشی مورد استفاده قرار گیرند. سپس بر اساس استاندارد بین المللی UR-M53 ضرایب اطمینان خستگی میل‌لنگ برای ارزیابی عمر آن محاسبه گردیده است. موتور مورد مطالعه برای کاربری وظیفه متوسط[1]طراحی شده است و از آن به عنوان موتور پایه یاد می‌شود. دور نامی آن ۱۸۰۰ دور بر دقیقه است. در موتور ارتقاء یافته، دور نامی موتور به ۲۴۰۰ دور بر دقیقه در کاربری وظیفه سبک دریایی تغییر خواهد یافت. به منظور افزایش سرعت موتور، از دیدگاه تحلیل‌های سازه‌ای باید بررسی نیروهای وارده بر اجزاء سازوکار لنگ[2]و محاسبه عمر خستگی قطعات، بررسی فرکانس‌های تحریک ارتعاشاتی موتور و پاسخ ارتعاشی موتور و بررسی سامانه ارتعاشات پیچشی موتور و تغییر میراگر ارتعاشات پیچشی موتور و چرخ طیار (در صورت لزوم) صورت بگیرد.

مشخصات کلی موتور پایه

مشخصات کلی موتور در جدول ۱ نشان داده شده است. حداکثر فشار موثر میانگین ترمزی (BMEP) موتور در حدود ۱۵ بار است که در دور ۱۸۰۰ دور بر دقیقه رخ می‌دهد. حداکثر دور کاری موتور در حالت بیش-سرعت برابر با ۲۰۷۰ دور بر دقیقه است. دور آرام موتور ۶۰۰ دور بر دقیقه است.

جدول ۱: مشخصات کلی موتور ۱۲ سیلندر ۶۰۰ کیلووات

مشخصه	واحد	مقدار
قطر سیلندر	mm	۱۲۵
کورس پیستون	mm	۱۴۰
توان نامی	kw	۶۰۰
دور نامی	rpm	۱۸۰۰
دور آرام	rpm	۶۰۰
فشار موثر میانگین ترمزی	bar	۱۵
تعداد سیلندر	-	۱۲
زاویه V موتور	deg	۹۰

در موتور ارتقاء یافته حداکثر مقدار BMEP به حدود ۳۰ بار افزایش می یابد. بارهای حرارتی موتور و نیز حداکثر فشار گازهای داخل سیلندر متناسب با BMEP موتور است.

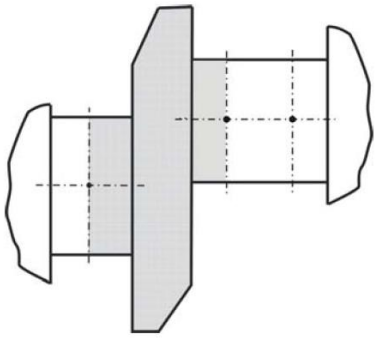
محاسبه سفتی پیچشی میل‌لنگ

سفتی پیچشی میل‌لنگ یکی از ورودی های اصلی در تحلیل ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ است و باید از تحلیل FEM محاسبه شود. به منظور محاسبه سفتی[3]پیچشی میل‌لنگ، یک بخش از میل‌لنگ تحلیل سازه‌ای شده است و مقدار جابجایی دورانی آن در اثر اعمال گشتاور پیچشی به آن محاسبه شده است. در شکل ۱ به صورت شماتیک، بخشی از میل‌لنگ که برای محاسبه سفتی پیچشی یک وب از میل‌لنگ مورد نیاز است نشان داده شده است. برای موتورهای خورجینی، لازم است علاوه بر خود وب، نیمی از محور ثابت و یک‌چهارم از محور متحرک در محاسبه سفتی پیچشی یک وب لحاظ گردد.

علاوه بر این، سفتی پیچشی یک لنگ[4]از میل‌لنگ نیز محاسبه شده است. در نرم افزار AVL/Designer برای محاسبه ارتعاشات پیچشی میل‌لنگ نیاز است که سفتی پیچشی یک وب از میل‌لنگ به

[1] Medium duty
[2] Crank train
[3] Stiffness
[4] Crank throw

عنوان اطلاعات ورودی داده شود. در **Error! Reference source not found.** شبکه‌بندی میل‌لنگ برای محاسبه سفتی پیچشی یک وب از آن نشان داده شده است. یک انتهای میل‌لنگ مقید شده است و در انتهای دیگر گشتاور پیچشی اعمال شده است. سپس مقدار جابجایی دورانی یک وب از میل‌لنگ اندازه‌گیری شده است. مقدار سختی پیچشی یک وب برابر با ۱۴/۷(MN.m/rad) محاسبه شده است.

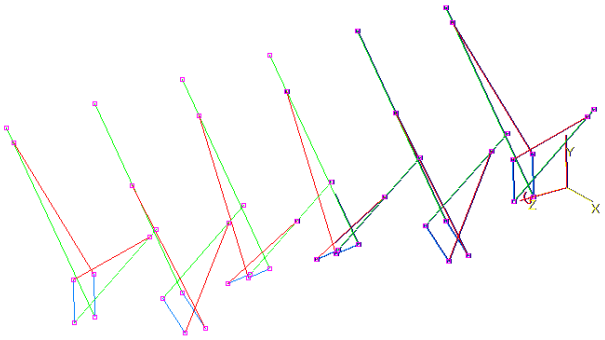


شکل ۱: هندسه موردنیاز برای محاسبه سفتی پیچشی یک وب از میل‌لنگ

شکل ۲: شبکه بندی میل‌لنگ برای محاسبه سفتی پیچشی یک وب از آن

تحلیل ارتعاشات پیچشی موتور پایه

این تحلیل با استفاده از نرم‌افزار AVL انجام شده است. در شکل ۳ پیکربندی موتور مذکور در نرم‌افزار نشان داده شده است. در شکل ۴ مدل شماتیک موتور تحت مطالعه در نرم‌افزار AVL/Designer نشان داده شده است. نمای شماتیک میل‌لنگ موتور تحت مطالعه در نرم‌افزار ShaftModeler در شکل ۵ نشان داده شده است. یکی از تحلیل‌ها و آزمون‌های مهم در فرایند ارتقاء توان موتور، تحلیل و آزمون ارتعاشات پیچشی موتور و سامانه قدرت (سامانه رانش) است. انتخاب میراگر و کوپلینگ ارتعاشات پیچشی وابسته به نوع کاربری موتور می‌باشد و بر حسب کاربری موتور می‌تواند تغییر کند. بر این اساس، در هر کاربری موتور، عملکرد میراگر و کوپلینگ بررسی می‌شود و در صورت نیاز تغییر می‌کند.

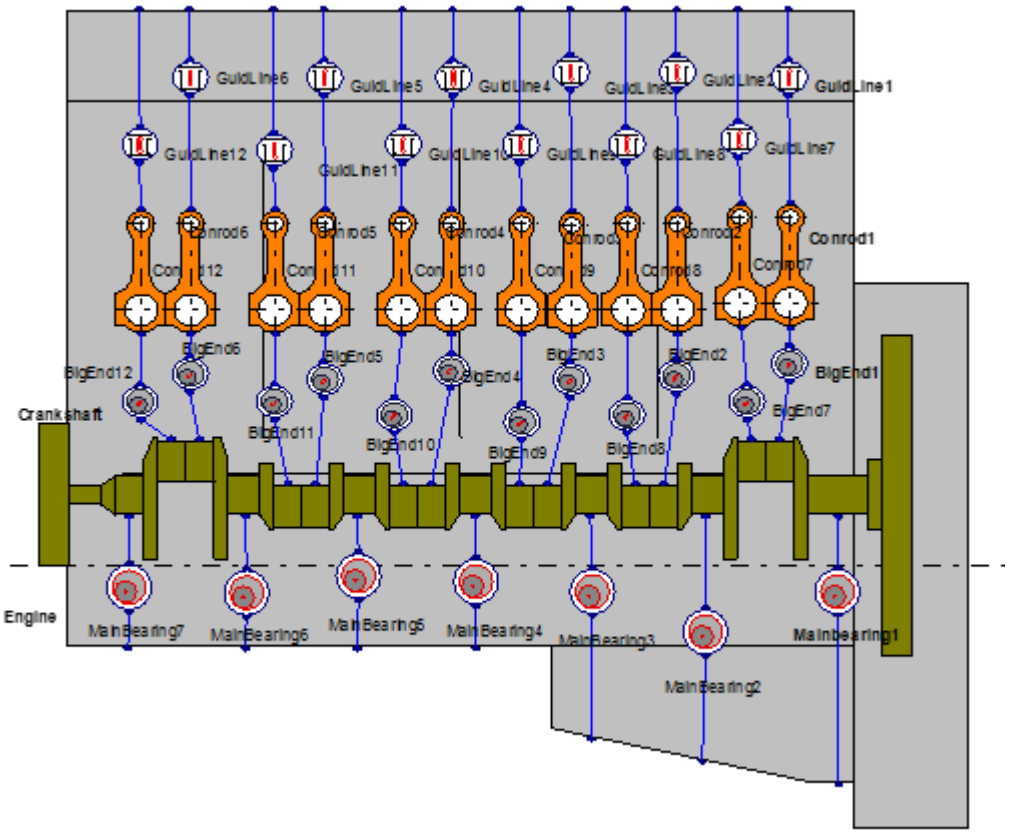


شکل ۳: پیکربندی موتور مورد مطالعه

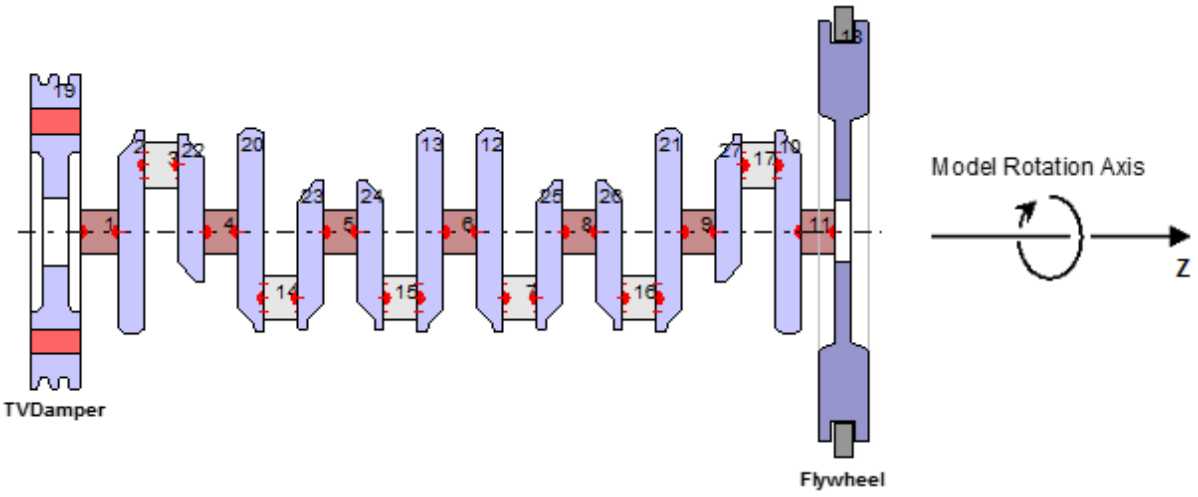
در شکل ۶ نیز شکل مودها و مقادیر فرکانس‌های طبیعی سامانه پیچشی نشان داده شده است. در ادامه، نتایج تحلیل‌های ارتعاشات پیچشی به صورت مقایسه نتایج تحلیل موتور تحت بارگذاری موتور پایه و ارتقاء یافته در اتاق آزمون ارائه شده است.

نتایج تحلیل ارتعاشات پیچشی موتور پایه

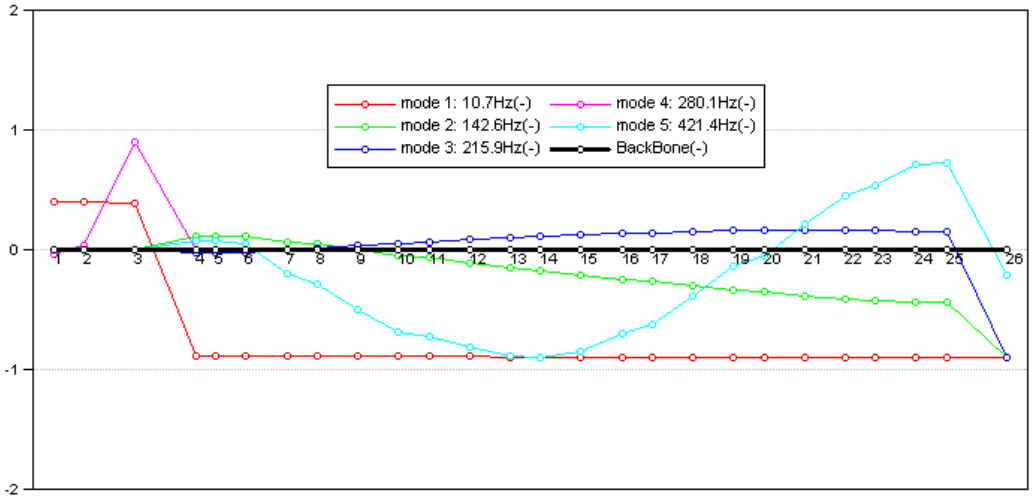
در شکل ۷ جابجایی سر آزاد میل‌لنگ نشان داده شده است. همانطور که در شکل مشخص است ماکزیمم مقدار دامنه سر آزاد میل-لنگ برای موتور تحت بارگذاری موتور پایه کمتر از ۰٫۶ درجه می‌باشد که در محدوده مجاز است. در موتور ارتقاء یافته، جابجایی سر آزاد میل-لنگ در محدوده سرعت تعیین شده به حداکثر میزان خود در دور ۲۴۰۰ می‌رسد که برابر حدود ۰/۸۷ درجه می‌باشد. این میزان بسیار بالاتر از حد مجاز است. از دور ۱۴۵۰ به بعد برای موتور تحت بارگذاری ارتقاء مقدار دامنه سر آزاد میل‌لنگ، بحرانی می‌شود. بنابراین برای موتور تحت بارگذاری ارتقاء قطعاً نیاز به تعویض میراگر ارتعاشات پیچشی می‌باشد. در غیر اینصورت با شرایط بارگذاری ارتقاء تنها تا دور ۱۴۵۰ انجام آزمون تجربی مجاز و در حاشیه ایمنی قرار می‌گیرد. همچنین لازم است که حداکثر فشار گازهای داخل محفظه احتراق نیز کاهش یابد.



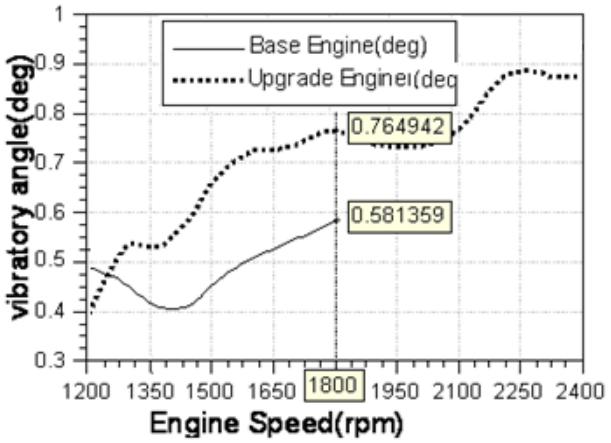
شکل ۴: مدل شماتیک موتور تحت مطالعه در نرم افزار AVL/Designer



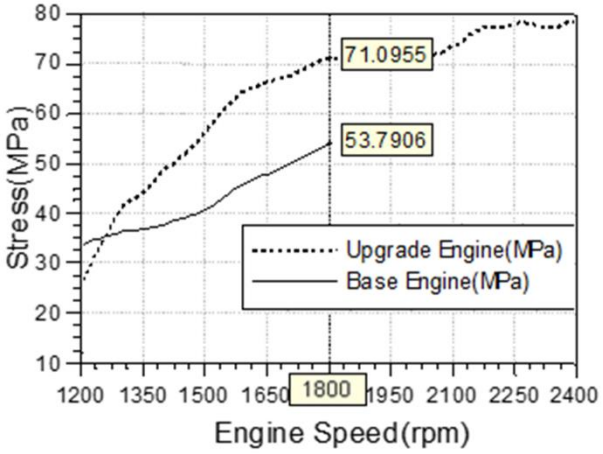
شکل ۵: نمای شماتیک میل لنگ موتور تحت مطالعه در نرم افزار ShaftModeler



شکل ۶: شکل مودها و فرکانس‌های طبیعی سامانه پیچشی

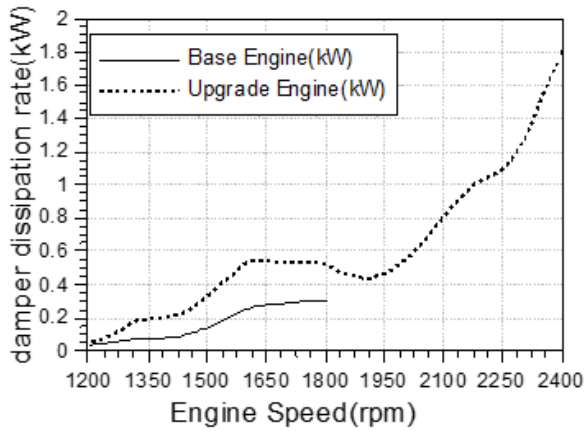


شکل ۷: جابجایی سر آزاد میل‌لنگ



شکل ۸: تنش نوسانی پیچشی در مقطع بحرانی میل‌لنگ

در شکل ۸ تنش نوسانی پیچشی در مقطع بحرانی میل‌لنگ ارائه شده است. حداکثر مقدار آن بسیار بالاتر از موتور تحت بارگذاری پایه است حال آنکه این مقدار برای موتور تحت بارگذاری پایه حدود ۵۴ مگاپاسکال است. حداکثر تنش نوسانی پیچشی برای موتور ارتقاء یافته به ۷۹ مگاپاسکال در دور ۲۴۰۰ دور بر دقیقه می‌رسد. شکل ۹ نیز توان اتلافی میراگر را نشان می‌دهد که در موتور ارتقاء یافته حدود ۱۸۰۰ وات است که حدود ۶ برابر بالاتر از مقدار آن برای موتور تحت بارگذاری پایه (۳۰۰ وات) است. این مقادیر برای حالت ارتقاء با توجه به اندازه میراگر موتور مقدار نرمالی نیست و خارج از حد تحمل میراگر است. نتایج حاکی از این است که تعویض میراگر ارتعاشات پیچشی امری اجتناب ناپذیر است.

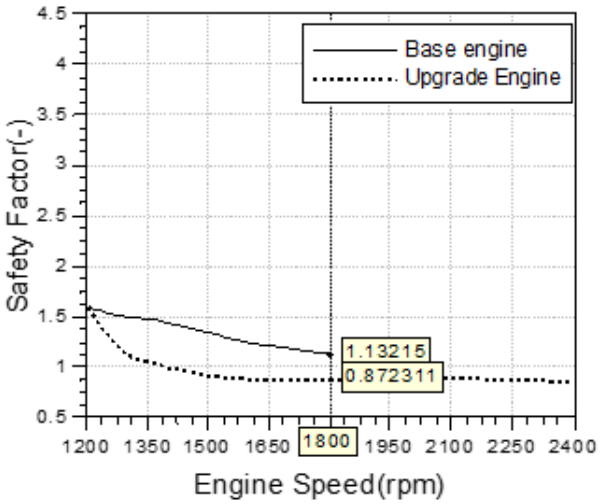


شکل ۹: توان اتلافی در میراگر

ارزیابی استحکام و تخمین ضرایب اطمینان خستگی پرچرخه میل‌لنگ

ارزیابی دوام میل‌لنگ از محاسبات خیلی مهم و ضروری برای کارکرد ایمن مجموعه مکانیزم لنگ موتور دیزل می‌باشد. میل‌لنگ از بحرانی‌ترین قطعات برای موتورهای احتراق داخلی محسوب می‌شود. روش‌های ارزیابی دوام میل‌لنگ توسط قوانین طبقه‌بندی بین‌المللی استاندارد شده است [۱۳]. در این بخش به ارزیابی دوام و بررسی ضریب اطمینان خستگی میل‌لنگ در دورهای مختلف پرداخته شده است. از روش ذکر شده در استاندارد UR-M53 برای محاسبات ضرایب تمرکز تنش و نیز ضریب اطمینان خستگی در فیلت‌های محور متحرک میل‌لنگ[1](که بحرانی است) استفاده شده است.

در شکل ۱۰ ضریب اطمینان خستگی پرچرخه در فیلت محور متحرک میل‌لنگ نشان داده شده است. حداقل ضریب اطمینان در شرایط ارتقاء موتور از موتور پایه بسیار پایین‌تر است و به ۰,۸۵ در دور ۲۴۰۰ در دقیقه می‌رسد. دلیل این امر افزایش حداکثر فشار گازها در داخل محفظه احتراق است. حال آنکه حداقل ضریب اطمینان پر چرخه میل‌لنگ در شرایط موتور پایه برابر ۱,۱۳ می‌باشد که نشان می‌دهد میل‌لنگ برای بارگذاری موتور پایه ایمن است. در شرایط ارتقاء، ضریب اطمینان خستگی پرچرخه میل‌لنگ در دور ۱۳۰۰ به مقدار حداقل ضریب اطمینان موتور پایه رسیده و پس از آن کاهش می‌یابد تا در سرعت ۱۳۷۰ به زیر مقدار یک افت پیدا می‌کند و پس از آن به تدریج تا ۰,۸۵ کاهش می‌یابد. از اینرو با حفظ همین میراگر بر روی موتور، تا دور ۱۳۷۰ دور بر دقیقه منعی برای آزمون تجربی نیست ولی برای بیش از آن لازم است حتماً میراگر تعویض گردد.



شکل ۱۰: ضریب اطمینان خستگی پرچرخه در فیلت محور متحرک میل‌لنگ

نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در گزارش حاضر، تحلیل سامانه ارتعاشات پیچشی یک موتور ۱۲ سیلندر ۶۰۰ کیلوواتی تحت بارگذاری موتور پایه و نیز موتور ارتقا یافته ۱۲۰۰کیلوواتی با افزایش دور موتور بررسی شده است. وضعیت میل‌لنگ در بازه مهمتر سرعت‌های کارکردی موتور از دور ۱۲۰۰ تا ۱۸۰۰ دور در دقیقه برای شرایط موتور پایه و از ۱۲۰۰ تا ۲۴۰۰ برای موتور ارتقاء یافته بررسی شده است. تحلیل در حالت بار کامل[2]و با حفظ میراگر موتور پایه صورت گرفته است. برای موتور ارتقاء یافته نیاز به تعویض میراگر با یک میراگر بزرگتر می‌باشد که دارای بیشینه ظرفیت تحمل بار گرمایی بالاتر باشد. توان اتلافی میراگر در موتور ارتقاء حدود ۶ برابر بالاتر از مقدار آن برای موتور تحت بارگذاری پایه است و خارج از حد تحمل میراگر است. از طرفی از دور ۱۴۵۰ به بعد برای موتور تحت بارگذاری ارتقاء مقدار دامنه سر آزاد میل‌لنگ، بحرانی می‌شود. این نتیجه نیز موید نیاز به تعویض میراگر ارتعاشات پیچشی می‌باشد.

در شرایط ارتقاء، ضریب اطمینان خستگی پرچرخه میل‌لنگ در دور ۱۳۰۰ به مقدار حداقل ضریب اطمینان موتور پایه (۱,۱۳) رسیده و پس از آن کاهش می‌یابد تا در سرعت ۱۳۷۰ به زیر یک افت پیدا می‌کند و پس از آن به تدریج تا ۰,۸۵ کاهش می‌یابد. از اینرو با حفظ همین میراگر بر روی موتور، تا دور ۱۳۷۰ دور بر دقیقه منعی برای آزمون تجربی نیست ولی برای بیش از آن لازم است حتماً میراگر تعویض گردد و الا ریسک بالایی دارد. لازم به ذکر است تنها با تعویض میراگر نمی‌توان انتظار داشت که بتوان ضرایب اطمینان خستگی پرچرخه میل‌لنگ در شرایط ارتقاء یافته را به موتور پایه رساند و همزمان نیاز به اصلاح منحنی‌های فشار در سیلندرها نیز می‌باشد.

مراجع

[1] AS. Mendes, PS. Meirelles, DE. Zampieri, Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: modelling and experimental validation, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, Vol. 222, No. 2, pp.155-78, 2008.

[2] EJ. Nestorides, *A handbook on torsional vibration*, British Internal Combustion Engine Research Association (BICERA), 1958.

[3] WK. Wilson, *Practical solution of torsional vibration problems: with examples from marine, electrical, aeronautical, and automobile engineering practice*, Vol. 1. Chapman & Hall, 1956.

[4] KE. Hafner, H. Maass, *Theorie der Triebwerksschwingungen der Brennkraft maschine*, Wien-New York, 1984.

[5] P. Draminsky, *Secondary resonance and subharmonics in torsional vibrations*, Danish Academy of Technical Sciences, 1961.

[6] MS. Pasricha, WD. Carnegie, Effects of variable inertia on the damped torsional vibrations of diesel engine systems,

[1] Crank pin Fillet

[2] Full load

Journal of Sound and vibration, Vol. 46, No. 3, pp. 339-45, 1976.

[7] A. Boysal, H. Rahnejat, Torsional vibration analysis of a multi-body single cylinder internal combustion engine model, *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 21, No. 8, pp. 481-93, 1997.

[8] ZD. Ma, NC. Perkins, An efficient multibody dynamics model for internal combustion engine systems, *Multibody system dynamics*, Vol.10, No.4, pp.363-91, 2003.

[9] M. Kushwaha, S. Gupta, P. Kelly, H. Rahnejat, Elasto-multi-body dynamics of a multicylinder internal combustion engine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, Dec Vol.216, No.4, pp.281-93, 2002.

[10] HS. Han, KH. Lee, SH. Park, Parametric study to identify the cause of high torsional vibration of the propulsion shaft in the ship, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 59, pp.334-46, 2016.

[11] H. Karimaei, M. Mehrgou, and H.R. Chamani, Optimisation of torsional vibration system for a heavy-duty inline six-cylinder diesel engine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, Vol. 233, No. 3, pp. 642-656, 2019.

[12] AVL LIST GmbH. AVL Excite Designer, *Theory Manual Version 7.0.3*, October 2007.

[13] IACS UR M53, *International Association of Classification Societies (IACS) Unified Rules UR-M53 for the calculation of Crankshaft Design Strength Assessment for I.C. Engines*, 1986 (Rev.1, Dec 2004).