



## بررسی تجربی و عددی تنش در میل لنگ موتور

محمد کاظمی<sup>۱\*</sup>، مهدی رضایی<sup>۲</sup>، پیمان شرقی<sup>۳</sup>، علیرضا اصلانی<sup>۴</sup>، فرشید مقدم<sup>۵</sup>

<sup>۱</sup>شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، [m\\_kazemi@ip-co.com](mailto:m_kazemi@ip-co.com)

<sup>۲</sup>شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، [me\\_rezaei@ip-co.com](mailto:me_rezaei@ip-co.com)

<sup>۳</sup>شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، [p\\_sharghi@ip-co.com](mailto:p_sharghi@ip-co.com)

<sup>۴</sup>شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، [a\\_aslani@ip-co.com](mailto:a_aslani@ip-co.com)

<sup>۵</sup>شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (اییکو)، تهران، ایران، [f\\_moghadam@ip-co.com](mailto:f_moghadam@ip-co.com)

\*نویسنده مسئول، شماره تماس: ۰۲۱-۴۴۵۲۵۸۸۹

### اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۹ بهمن ۱۳۹۲

پذیرش: ۲۵ اسفند ۱۳۹۲

کلیدواژه‌ها:

میل لنگ

روش اجزای محدود

کرنش سنج

تنش فون میسر

گشتاور پیچشی

### چکیده

میل لنگ یکی از مهمترین قسمت‌های سازوکار لنگ و لغزنده است که تحت تأثیر نیرو و تنش‌های مختلف می‌باشد. نیروهای وارد به میل لنگ شامل نیروهای لختی جرم‌های دوار، نیروهای لختی جرم‌های رفت و برگشتی و نیروهای احتراقی است که موجب تنش‌های خمشی و پیچشی در میل لنگ می‌شود. ترکیب و همزمانی تنش‌های خمشی و پیچشی روی میل لنگ موجب ایجاد بار خستگی در آن می‌شود. در این تحقیق، تنش‌های وارد بر میل لنگ یک موتور دیزل سواری چهاراستوانه به روش اجزای محدود در نرم‌افزار ABAQUS محاسبه شد و سپس برای صحت‌گذاری نتایج، با نصب کرنش‌سنج بر روی میل لنگ، مقادیر تنش به صورت تجربی اندازه‌گیری شده است. بر اساس نتایج تحلیل اجزای محدود، بیشینه تنش فون میسر در جلوی میل لنگ و به مقدار ۵۸۰ MPa) بر روی میل لنگ ایجاد می‌گردد. همچنین، در روش اجزای محدود، تنش در جایی که کرنش‌سنج‌ها نصب شده، به مقدار تقریبی ۸ MPa) است. نتایج داده‌برداری از کرنش‌سنج‌ها نیز بیشینه تنش فون میسر کوچکتر از ۸ MPa) نشان داد که نتایج شبیه‌سازی اجزای محدود تنش مطابقت خوبی را با اندازه‌گیری تجربی تنش نشان داد؛ آن‌چنان‌که بیشینه اختلاف بین نتایج تحلیل اجزای محدود تنش و روش تجربی کرنش‌سنجی، بیش از ۳٫۵٪ مشاهده نشد.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

## ۱) مقدمه

میل‌لنگ یکی از مهمترین قسمت‌های سازوکار لنگ و لغزنده است که تحت نیرو و تنش‌های مختلف است. نیروهای وارد به میل‌لنگ شامل نیروهای لختی جرم‌های دوار (ناشی از دوران یاتاقان متحرک)، نیروهای لختی جرم‌های رفت و برگشتی (ناشی از حرکت سمبه و انتهای کوچک دسته سمبه)، نیروهای احتراقی (ناشی از احتراق و انبساط درون استوانه) است که موجب تنش‌های خمشی و پیچشی در میل‌لنگ می‌شود. ترکیب و همزمانی تنش‌های خمشی و پیچشی روی میل‌لنگ موجب ایجاد بار خستگی در میل‌لنگ می‌کند.

میل‌لنگ‌ها به روش‌های مختلفی از جمله ریخته‌گری، آهنگری و ماشینکاری و یا ترکیبی از این روش‌ها ساخته می‌شوند. در روش ریخته‌گری هزینه‌ها ارزاتر از روش‌های دیگر است اما سفتی و استحکام قطعه، کمتر از دو روش تولید دیگر است. تولید به روش آهنگری، اگر چه قیمت سرمایه‌گذاری و هزینه‌های تولید گرانتری دارد، اما به دلیل استحکام و سفتی بزرگتر، در موتورهای پربازده<sup>۲</sup> مانند موتورهای دارای پرخوران، موتورهای دیزل با پاشش سوخت مستقیم<sup>۳</sup> و فشار احتراق بزرگ استفاده چشمگیری داشته است. اما اگر تولید انبوه موتور هدف نیست، روش کاملاً ماشینکاری، مناسب‌ترین روش ممکن خواهد بود. امروزه برای تولید موتورهای نمونه آزمایشی<sup>۴</sup>، یا موتورهای دیزل سنگین از این روش استفاده می‌شود.

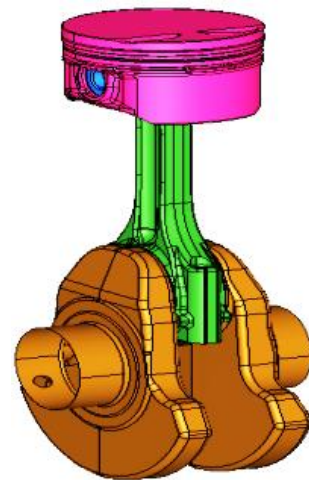
سختکاری سطوح سایش و نورد موضعی محل پخ‌ها<sup>۵</sup> به منظور افزایش استحکام خستگی میل‌لنگ، در موتورهای پربازده به صورتی کاملاً معمول درآمده است. در سختکاری سطوح محور اصلی و محور دسته سمبه، فقط تا عمقی در حد چندمیکرون، عملیات حرارتی صورت می‌پذیرد تا احتمال شکستن در اثر ترد بودن قطعه بوجود نیاید. محل اتصال هر یک از محورها به باله لنگ، دارای انحنای خاصی است تا از تمرکز تنش در این نقطه جلوگیری کند. نظر به اینکه بحرانی‌ترین نقطه میل‌لنگ، این محل است، این سطح به صورت موضعی نورد می‌شود تا دهانه‌های ترک‌های میکروسکوپی بسته شود و در نتیجه استحکام خستگی در این مواضع تا حدود ۱٫۸ برابر افزایش یابد. شعاع پخ‌ها که به منظور افزایش استحکام خستگی قطعات لحاظ می‌شود، به وسیله سازنده تأیید می‌شود. البته طراح باید محدودیت‌های ساخت را در نظر بگیرد.

## ۲) پیشینه پژوهش

مجموعه میل‌لنگ، دسته سمبه، سمبه و محور سمبه از جمله قطعات حساس موتورند که دائماً تحت تأثیر نیروهای معکوس شونده و شرایط نامتجانس حرارتی قرار دارند.

یکی از مجموعه‌های مهم در موتورهای احتراق داخلی، سازوکار لنگ لغزنده است، که در آن حرکت رفت و برگشتی سمبه از طریق دسته سمبه و قطعات واسط، به حرکت دورانی میل‌لنگ تبدیل می‌گردد. در اثر پدیده احتراق و بوجود آمدن نیروهای فشاری حاصل از انبساط گاز، سمبه به سمت پایین حرکت می‌کند و در نهایت کار خروجی از موتور به دست می‌آید. قطعات این سازوکار شامل سمبه، حلقه‌ها، محور سمبه، دسته سمبه، میل‌لنگ و یاتاقان‌های وابسته به آن‌ها اند (شکل ۱). هر یک از اجزاء یادشده با توجه به نوع کاربرد آن‌ها در موتورهای بنزینی و یا دیزلی، دارای متغیرهایی اند که این متغیرها با دانستن چگونگی شرایط عملکرد موتور، طراحی دینامیکی، تحلیل تنش و نهایتاً انتخاب جنس برای قطعات انجام می‌شود.

در حین این فرایند، سرعت و شتاب زاویه‌ای میل‌لنگ در طول چرخه حرکتی آن تغییر می‌کند و نیروهایی بر قسمت‌های مختلف سازوکار وارد می‌شوند. واضح است که سازوکار لنگ لغزنده سمبه، دسته سمبه و میل‌لنگ یکی از قطعات مهم و اصلی موتور است که از آن به عنوان ستون فقرات موتور نام برده می‌شود. لذا باید استحکام کافی در برابر نیروهای احتراق، فشاری، کششی و همچنین خستگی داشته باشند. طراحی میل‌لنگ با تعریف متغیرهای اصلی آغاز می‌شود که شامل؛ فاصله استوانه‌ها از یکدیگر، طول استوانه (یا شعاع لنگ)، قطر محور اصلی میل‌لنگ، قطر محور دسته سمبه، طول یاتاقان اصلی، طول یاتاقان دسته سمبه، هندسه وزنه‌های تعادل، شعاع پخ‌ها<sup>۱</sup> و روش ساخت است. وزنه‌های تعادلی میل‌لنگ وظیفه تعادل دینامیکی و کاهش انحراف خمشی میل‌لنگ را دارد.



شکل ۱: مجموعه قطعات سازوکار لنگ [۱]

<sup>2</sup> High performance engines

<sup>3</sup> Direct injection

<sup>4</sup> Prototype

<sup>5</sup> Fillet rolling

<sup>1</sup> Fillet

آن‌ها در مقابل زاویه لنگ ارائه و از اثر لقی و اصطکاک صرف نظر شده است.

ارکایا و همکاران در تحقیقی سازوکار لنگ لغزنده را با در نظر گرفتن اثر خارج از مرکزی سامانه لنگ برای توسعه جعبه‌دنده سیاره‌ای بررسی کردند. در تحقیقی دیگر گازومی و همکاران اثر خروج از مرکز بودن سمبه و میل لنگ را بررسی کردند. در این تحقیق اثر نیروی لختی ایجاد شده ناشی از خارج از مرکز بودن سازوکار لغزنده به روش دینامیکی با معادلات تحلیلی ارتعاشی بررسی شد.

در ایران نیز تحلیل دینامیکی سازوکار لنگ را محققان انجام داده‌اند. معادلات اصلی این تحلیل‌ها را می‌توان در کتاب طراحی موتور یافت [۴]. فروزانپور بهینه‌سازی سازوکار لنگ موتور پیکان را به طور کامل بررسی کرد. جدیدترین تحلیل دینامیکی سازوکار لنگ موتور در ایران، به صورت حل همزمان معادلات دینامیکی تحقیقی بود که فتحی انجام داد. معادلات این تحقیق بر اساس همان روش‌های ارائه شده از فاطمی است. در این تحقیق از نرم‌افزار AVL GLUID و AVL BOOST برای شبیه‌سازی احتراق و اصطکاک موتور در جداره استوانه و یاتاقان‌ها به صورت دوبعدی استفاده شده است [۸]. کامل‌ترین پژوهش در زمینه تحلیل سینتیکی، سینماتیکی و تحلیل هیدرودینامیک لایه روغن را کاظمی برای موتور EF7 به کمک نرم‌افزار AVL اجرا و به کمک MATLAB صحنه‌گذاری کرد [۱-۲].

### ۳ تنش‌های وارد بر میل لنگ

در این مقاله تنش‌های میل لنگ یک موتور دیزل سواری ۴ استوانه به روش اجزای محدود در نرم‌افزار ABAQUS محاسبه شده است و سپس به منظور صحنه‌گذاری این نتایج، با نصب کرنش‌سنج روی میل لنگ، مقادیر تنش به صورت تجربی اندازه‌گیری شده است.

### ۳-۱ شبیه‌سازی اجزای محدود

با استفاده از نرم‌افزار شبیه‌سازی Pro/E مجموعه قطعات درگیر با میل لنگ شبیه‌سازی هندسی می‌شود. با استفاده از نرم‌افزار تخصصی دانه‌بندی Altair Hyper Work 9 پس از اصلاح سطوح، قطعات با دانه‌های شش‌وجهی (Hexa) و یا دانه‌های چهاروجهی (Tetra) شبکه‌بندی شد (شکل‌های ۲ تا ۴). مهمترین عملیاتی که در نرم‌افزار HYPERMESH انجام گرفت، شبیه‌سازی اندرکنش سطوح تماسی است. این صفحات در محل‌های تماس یاتاقان‌ها، چرخ تسمه زمان‌بندی و ارتعاش گیر پیچشی (TVD) به صورت سطوحی که شامل دانه‌های دوبعدی اند، شبیه‌سازی شدند. از شبیه‌سازی سطوح تماسی برای انتقال بارها بر روی اجزای دیگر استفاده می‌شود [۲].

پس از شبکه‌بندی، تعیین سطوح تماسی، قراردادن فنرها و اعمال شرایط مرزی، شبیه‌سازی ساخته شده را به صورت یک مدرک متنی (data file) که قابلیت خوانده شدن را به کمک نرم‌افزار تحلیل‌گر

این قطعات همواره تحت سایش، خوردگی اند و دچار خستگی طبیعی می‌شوند، به همین لحاظ همواره مورد مطالعه محققان بوده است. پژوهش‌هایی که در این زمینه انجام گرفته است به طور کلی در سه مورد تحلیل دینامیکی نیروهای وارد شده، تحلیل تنش و خستگی و بررسی مکانیک شکست با مطالعه ویژگی‌های مواد است، که در برخی موارد به صورت ترکیبی هم بوده است.

تمامی بررسی‌ها درباره تعیین وضعیت دینامیکی سازوکار لنگ به صورتی است که در آن‌ها سرعت زاویه‌ای میل لنگ ثابت است و همچنین از اثر فشارهای گاز درون استوانه و عوامل بوجود آورنده اصطکاک درونی صرف‌نظر شده است. نکته مهم دیگر در تحلیل دینامیک موتور، شبیه‌سازی شرایط گذرای موتور به منظور تعیین سرعت و شتاب زاویه‌ای لحظه‌ای میل لنگ است. اغلب کارهای انجام شده در حالت پایدار موتور، به منظور بهینه‌نمودن متغیرهای طراحی موتور و با هدف مصرف سوخت کمینه و توان بیشینه بوده است. تحقیقات اولیه‌ای که بر روی شبیه‌سازی دینامیکی موتور بوده است به دو گروه اصلی تقسیم‌بندی می‌گردند:

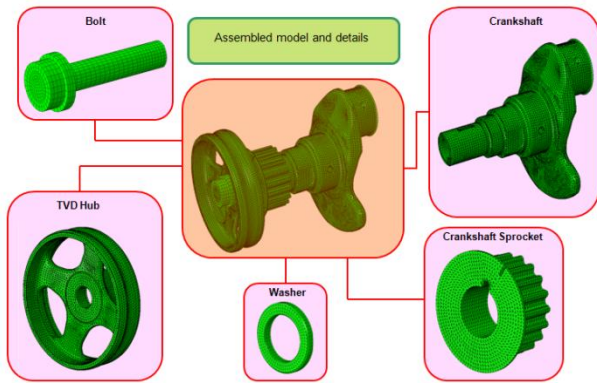
الف- پایدار غیرخطی

ب- حالت گذرای غیرخطی

بیشتر این پژوهش‌ها درباره گروه اول برای سال‌های (۱۹۹۳-۱۹۸۹) است. شبیه‌سازی‌های پایدار غیرخطی به منظور شبیه‌سازی موتورهای اشتعال جرقه‌ای و برای به دست آوردن گشتاور و فشار درون استوانه است و شبیه‌سازی‌های گذرای غیرخطی با در نظر گرفتن ترکیب حالت‌های ترمودینامیکی و دینامیکی برای موتوری تک استوانه و چند استوانه انجام شده است که آغاز این فعالیت‌ها در سال ۱۹۹۷ است. این شبیه‌سازی‌ها از برنامه ترمودینامیکی شبیه‌سازی پایدار استفاده می‌کند. با مقایسه بین نتایج حاصل از این شبیه‌سازی و آزمایش در حالت واقعی، هماهنگی بین نتایج مشاهده می‌شود ولی با این وجود در برخی از حالت‌ها محدودیت‌هایی همچون اثر شکل هندسی تعدادی از قطعات نیز وجود دارد. بررسی دینامیک سازوکار لنگ و نیروهای وارده به لحاظ معادلات تحلیلی در اکثر کتاب‌های مرجع طراحی موتور مانند کلچین و دمیندوف<sup>۱</sup> آورده شده است [۴]. سازوکار لنگ به صورت سینتیکی و سینماتیکی تحلیل شده و بدون در نظر گرفتن لقی‌های موجود سازوکار لنگ موتور نمودارهای آن بر حسب زاویه لنگ ارائه شده است. تحلیل جامع سازوکار لنگ به کمک معادلات تحلیلی، تحقیقی است که فاطمی و همکاران<sup>۲</sup> برای تحلیل دینامیکی بارهای وارده به دسته سمبه و میل لنگ انجام داده‌اند [۷-۱۳]. در این پژوهش، تمام سرعت و شتاب سمبه و دسته سمبه، نیروهای وارده به چشم کوچک و چشم بزرگ دسته سمبه به دست آمد و نمودارهای

<sup>1</sup> Kolchin and Demindov

<sup>2</sup> A. Fatemi et al.



شکل ۴: شبیه سازی سه بعدی اجزای محدود تمام قطعات درگیر

### ۳-۲) تحلیل تجربی

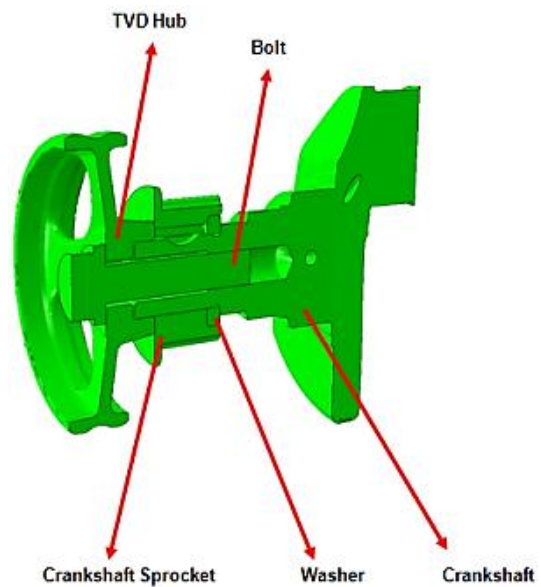
به منظور تحلیل تجربی تنش از روش‌های مختلفی می‌توان کمک گرفت مانند روش پوشش شکننده، روش فتوالاستیسیته و استفاده از کرنش‌سنج. از میان این روش‌ها کرنش‌سنج قابلیت اندازه‌گیری تنش در حالت دینامیکی و روشن بودن موتور را دارد و در میل‌لنگ دوار موتور احتراق داخلی کاربرد دارد.

برای این منظور تعداد چهار عدد کرنش‌سنج پیچشی به صورت اتصال کامل و تسون<sup>۱</sup> روی میل‌لنگ موتور نصب شد. در آرایش اتصال کامل و تسون، همه مقاومت‌های الکتریکی که شامل چهار مقاومت است، به وسیله کرنش‌سنج جایگذاری می‌گردد (شکل ۵-الف). مزیت این روش نسبت به حالت‌های معمول که تنها از یک کرنش‌سنج استفاده می‌گردد (شکل ۵-ب) و بقیه مقاومت‌ها از مقاومت‌های الکتریکی تجاری (نمونه‌های با شماره رنگی) است، حذف خطاهای ناشی از افزایش دما و استفاده از معادلاتی بدون هیچ‌گونه ساده‌سازی است. شایان ذکر است که معادلات پل‌ها با کرنش‌سنجی که به پل یک‌چهارم<sup>۲</sup> و تسون معروف است، شامل حذف برخی عبارات بسیار کوچک است که بر دقت خوانش تأثیر می‌گذارد. در شکل (۶) میل‌لنگ موتور مورد نظر با کرنش‌سنج‌های نصب شده نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل (۵) مشاهده می‌شود، با اعمال ولتاژ (E) به مدار پل و تسون، تغییرات ولتاژ خروجی مدار ( $\Delta e$ ) خوانده می‌شود و از روی آن مطابق معادله آتی کرنش محاسبه می‌گردد:

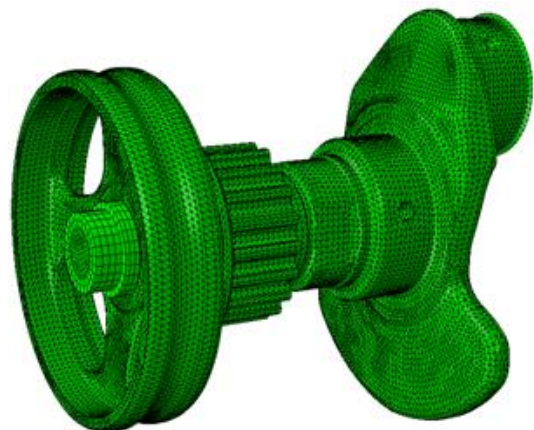
$$\gamma = \frac{\Delta e}{KG} \quad (1)$$

که  $\gamma$  کرنش پیچشی،  $G$  ضریب برشی و  $K$  نیز ضریب کرنش‌سنج است که برای هر کرنش‌سنج به کمک سازنده آن استخراج می‌گردد.

دارد با نرم افزار HYPERMESH ساخته می‌شود. شبیه سازی شبکه بندی شده به صورت مدرک برنامه نویسی وارد نرم‌افزار اجزای محدود ABAQUS 6.8.1 می‌شود. تمام خواص مواد هریک از اجزای شبیه سازی، سطوح تماسی بین اجزاء، نوع و تعداد مراحل تحلیل، بارهای وارده، شرایط مرزی و تکیه‌گاه‌ها و نتایج خروجی هدف به زبان برنامه نویسی خود نرم افزار ABAQUS مشخص می‌شود. بارگذاری در نرم افزار ABAQUS در چند مرحله جداگانه صورت گرفت که شامل شرایط مرزی، تداخل سطوح تماسی، افزایش دما، بارگذاری در مرحله احتراق به صورت فشاری، بارگذاری در مرحله تنفس به صورت کششی و مجموع بارها است.



شکل ۲: شبیه سازی سه بعدی تمام قطعات درگیر



شکل ۳: شبیه سازی سه بعدی اجزای محدود کلیه قطعات درگیر

1 Full Bridge

2 Quarter Bridge

بنابراین برای اندازه‌گیری کرنش کافی است ولتاژی به مدار اتصال و تسون (که مقاومت‌های آن کرنش سنج است) اعمال گردد و تغییرات ولتاژ خروجی اندازه‌گیری شود. چنین کاری برای آزمون‌های ایستا (که تعداد مراحل بارگذاری کم است) با استفاده از یک منبع تغذیه و ولت‌متر قابل اجرا است اما در آزمون‌های موتوری، نیاز به ساخت دستگاهی بود که با سرعت بیشتری این کار را انجام دهد و داده‌های خروجی را ذخیره نماید. به این منظور دستگاه خوانشی با بسامد داده‌برداری kHz ۶ تهیه شد که ولتاژ ورودی را به وسیله منبع تغذیه ۹ ولتی اعمال می‌کرد و تغییرات ولتاژ خروجی را به صورت بدون سیم به دستگاه گیرنده ارسال می‌کرد. دستگاه گیرنده نیز با رایانه جانبی نتایج را ذخیره می‌نمود. در نهایت پس از آزمون، ولتاژ خروجی به کرنش تبدیل می‌شود.

با استفاده از معادلات مقاومت مصالح، خواص مهندسی مواد و هندسه مقطعی کرنش سنج در آنجا نصب شده مقدار گشتاور پیچش، تنش برشی، تنش خمشی و تنش معادل فون میسر محاسبه می‌گردد. در اینجا فرض بر این است که تنش پیچشی و خمش خالص به میل‌لنگ وارد می‌شود و تنش‌های بیشینه، کمینه و فون میسر بر اساس دایره موهر و معادلات تحلیلی به دست می‌آید.

نظریه انرژی وایپچش بیشینه یا فون میسر از مهمترین معیارهای نظریه‌های مبتنی بر گسیختگی ایستایی است. در این حالت ابتدا تنش‌های اصلی  $\sigma_1$ ،  $\sigma_2$ ،  $\sigma_3$  محاسبه می‌شوند و سپس تنش فون میسر معادل ( $\sigma_{eq}$ ) آن‌ها با معادله (۲) محاسبه می‌شود:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (2)$$

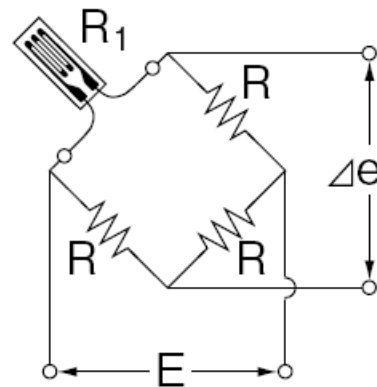
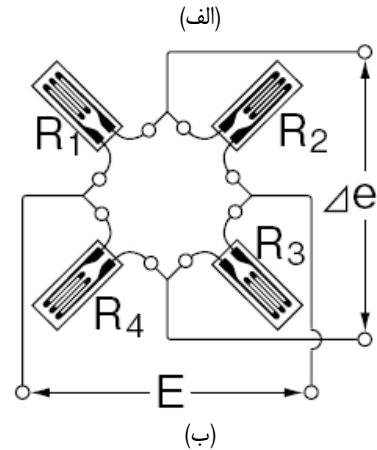
#### ۴) نتایج تحلیل اجزای محدود و تجربی

بر اساس نتایج تحلیل اجزای محدود، قوی‌ترین تنش فون میسر در جلوی میل‌لنگ ۵۸۰ (MPa) در محل چرخنده زمان‌بندی روی میل‌لنگ ایجاد می‌گردد. نمودار رنگی توزیع تنش در مجموعه جلوی میل‌لنگ در شکل ۷ نشان داده شده است.

در شکل ۸ نمودار رنگی تنش فون میسر در ابتدای میل‌لنگ نشان داده شده که تنش بیشینه به مقدار ۵۸۰ (MPa) در گره ۴۰۵۳۱۳ ایجاد شده است. این شکل نشان می‌دهد تنش در جایی که کرنش سنج‌ها نصب شده به رنگ آبی روش به مقدار تقریبی ۸ (MPa) است.

در شکل ۹ نمونه‌ای از نمودار ولتاژ خروجی کرنش سنج‌ها نشان داده شده است. این ولتاژ با استفاده از معادلات به کرنش و تنش برشی تبدیل می‌شوند و در نهایت گشتاور پیچشی سر میل‌لنگ به دست می‌آید (شکل ۱۰).

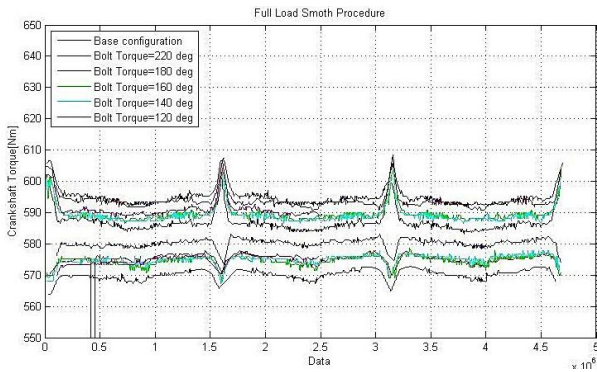
در شکل ۱۱ مقدار تنش فون میسر داده‌برداری شده به کمک کرنش سنج نشان داده شده است. همان‌طور که این نمودار نشان



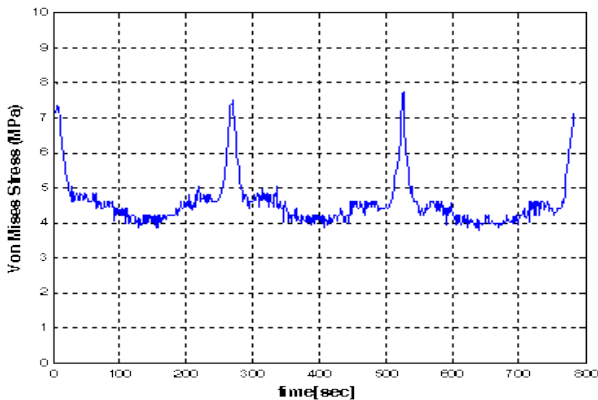
شکل ۵: نحوه آرایش کرنش‌سنج‌ها به روش اتصال و تسون شامل (الف) کرنش سنج با آرایش اتصال کامل و تسون و (ب) کرنش سنج با آرایش اتصال یک‌چهارم و تسون



شکل ۶: کرنش‌سنج‌های نصب شده بر روی میل‌لنگ



شکل ۱۰: نمودار گشتاور پیچشی داده برداری شده به کمک کرنش سنج



شکل ۱۱: نمودار تنش فون میسز داده برداری شده به کمک کرنش سنج

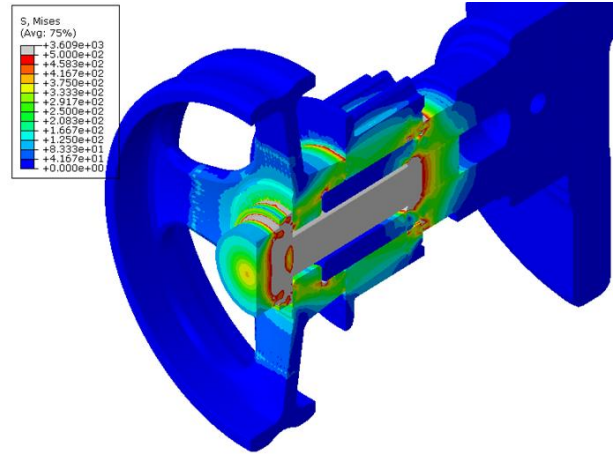
### ۵) نتیجه گیری

در این تحقیق تنش‌های وارد بر میل‌لنگ موتور دیزل سواری ۴ استوانه به روش اجزای محدود در نرم‌افزار ABAQUS محاسبه شد. برای صحت‌گذاری نتایج شبیه‌سازی، با نصب کرنش‌سنج روی میل‌لنگ، مقادیر تنش به صورت تجربی اندازه‌گیری شده است. بر اساس نتایج تحلیل اجزای محدود قوی‌ترین تنش فون میسز در جلوی میل‌لنگ ۵۸۰ (MPa) در محل چرخنده زمان‌بندی روی میل‌لنگ است. همچنین تنش در محل کرنش‌سنج‌ها تقریباً ۸ (MPa) است. نتایج داده برداری از کرنش‌سنج‌ها نیز قوی‌ترین تنش فون میسز را کمتر از ۸ (MPa) نشان داد. در نتیجه اندازه‌گیری تجربی تنش مطابقت خوبی را با نتایج شبیه‌سازی اجزای محدود نشان داد. آن چنان که حداکثر اختلاف بین نتایج تحلیل اجزای محدود تنش و روش تجربی ۳٫۵٪ بود.

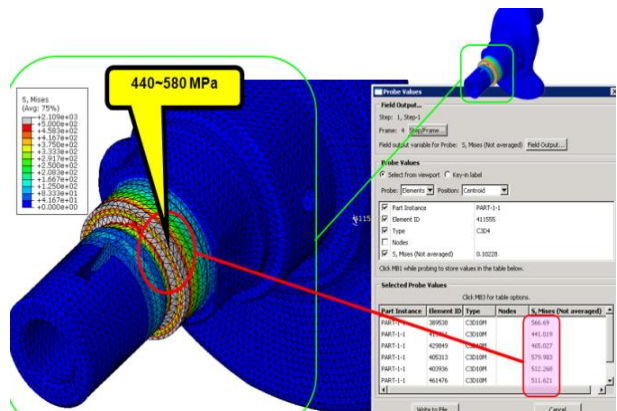
### تشکر و قدردانی

نویسندگان مقاله مراتب تشکر و قدردانی خود را از شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپیکو)، به دلیل حمایت از این تحقیق اعلام می‌دارند.

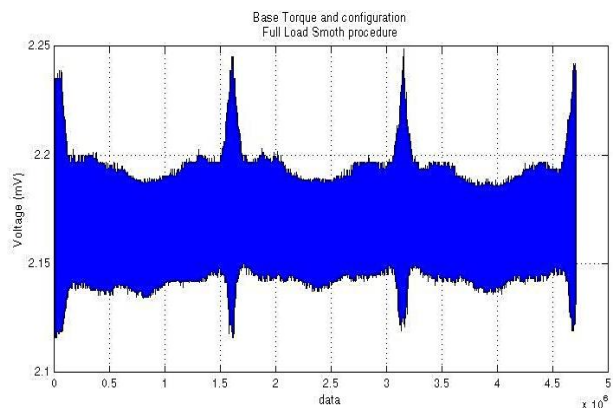
می‌دهد تنش فون میسز بیشینه، کمی کمتر از ۸ MPa است که اندازه‌گیری تجربی تنش مطابقت خوبی را با نتایج شبیه‌سازی اجزای محدود نشان داد. اختلاف بیشینه بین نتایج تحلیل اجزای محدود تنش و روش تجربی کرنش‌سنجی بیش از ۳٫۵٪ مشاهده نشد.



شکل ۷: نمودار رنگی توزیع تنش در مجموعه جلوی میل‌لنگ



شکل ۸: نمودار رنگی توزیع تنش در مجموعه جلوی میل‌لنگ



شکل ۹: نمودار ولتاژ خروجی کرنش سنج

- [7] A. Afzal, A. Fatemi, A comparative study of fatigue behavior and life predictions of forged steel and PM connecting rods, SAE International, Paper No. 2004 - 01-1529, 2004
- [8] P.S. Shenoy, A. Fatemi, Connecting rod optimization for weight and cost reduction, SAE International, Paper No. 2005-01-0987, 2005
- [9] F.H. Montazersadgh, A. Fatemi, Dynamic load and stress analysis of a crankshaft, SAE International, Paper No. 2007-01-02528, 2007
- [10] J. Willams, F.H. Montazersadgh, A. Fatemi, Fatigue performance comparison and life prediction of forged steel cast iron crankshafts, 27th Forging Industry Technical Conference, USA, 2007
- [11] J. Willams, A. Fatemi, Fatigue performance of forged steel and ductile cast iron crankshafts, SAE International, Paper No. 2007-01-1001, 2007
- [12] F.H. Montazersadgh, A. Fatemi, Optimization of a forged steel crankshaft subject to dynamic loading, SAE International, Paper No. 2008-01-0432, 2008
- [13] H. Farzin, F.H. Montazersadgh, A. Fatemi, Dynamic load and stress analysis of a crankshaft, SAE International, Paper No. 2007-01-0258, 2007

## References

- [1] M. Kazemi, Analysis and evaluation of stress, prediction of fatigue lifetime and hydrodynamic analysis of oil film in piston pin of EF7 engine, MSc Thesis, Tarbiyat Moddares University, Tehran, Iran, 2010
- [2] M. Kazemi, Validation of stress results in connecting rod of EF7 engine by finite element method and strain gauge test, Technical Report, Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, 2010
- [3] M. Kazemi, M. Rezaei, Measuring of torque of TVD bolt of EFD engine by strain gauge test, Technical Report, Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, 2013
- [4] A. Kolchin, V. Demindov, Design of automotive engine, Mir Publishers, 1984
- [5] A. Strozzi, F.D. Bona, Hoop stresses in the con-rod small end, Proceeding of IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 219, 2005
- [6] A. Londhe, V., Yadav, A. Sen, Finite element analysis of connecting rod and correlation with test, SAE International, Paper No. 2009-01-0816, 2009



# The Journal of Engine Research

Journal Homepage: [www.engineersearch.ir](http://www.engineersearch.ir)



## Experimental and numerical investigation of stress in engine crankshaft

M. Kazemi<sup>1\*</sup>, M. Rezaei<sup>2</sup>, P. Sharghi<sup>3</sup>, A.R. Aslani<sup>4</sup>, F. Moghadam<sup>5</sup>

<sup>1</sup>Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, [m\\_kazemi@ip-co.com](mailto:m_kazemi@ip-co.com)

<sup>2</sup>Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, [me\\_rezaei@ip-co.com](mailto:me_rezaei@ip-co.com)

<sup>3</sup>Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, [p\\_sharghi@ip-co.com](mailto:p_sharghi@ip-co.com)

<sup>4</sup>Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, [a\\_aslani@ip-co.com](mailto:a_aslani@ip-co.com)

<sup>5</sup>Irankhodro Powertrain Company (IPCO), Tehran, Iran, [f\\_mogham@ip-co.com](mailto:f_mogham@ip-co.com)

\*Corresponding Author, Phone Number: +98-21-44525889

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received: 18 February 2014

Accepted: 16 March 2014

#### Keywords:

Crankshaft

Finite element method

Strain gauge

Von-Misses stress

Torsion torque

### ABSTRACT

Crankshaft is an important engine component that is working under high forces and stresses. Crankshaft loading consists of the moment inertia of the rotary mass, the moment inertia of the reciprocating mass and the combustion force that cause bending and torsional stresses in crankshaft. Bending and torsional stresses in crankshaft lead to fatigue loading. In this research, for a diesel engine, stresses in crankshaft were calculated by finite element method. And then, in order to validate these results, strain gauges were installed to measure strains and stresses. According to finite element results, the maximum value of the Von-Misses stress equaled to 580 MPa. In addition, the stress was about 8 MPa, where the strain gauge was installed. Data of the strain gauge measurement resulted in stresses less than 8 MPa. This result showed a good agreement with finite element model results. The maximum error between observed values and the finite element analysis was not more than 3.5%.

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