

## تأثیر پله مونتاژ یاتاقان دوتکه بر خرابی سایش احتمالی یاتاقان‌های ثابت یک موتور احتراق داخلی

حدیثه کریمائی\*<sup>۱</sup>

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

### چکیده

هنگامی که دو پوسته یاتاقان در محفظه یاتاقان مونتاژ می‌شوند، ممکن است لبه‌های دو پوسته به طور کامل در جهت شعاعی قرار نگیرند و نسبت به یکدیگر انحراف داشته باشند. در این مقاله به این خطای مونتاژ، اصطلاحاً پله یاتاقان گفته می‌شود. پله یاتاقان می‌تواند منجر به آسیب سایش در یاتاقان‌ها شود. اثرات پله یاتاقان بر عملکرد روانکاری یاتاقان‌های ثابت و آسیب احتمالی سایش بررسی شده است. برای محاسبه مشخصات روانکاری یاتاقان مانند حداکثر فشار لایه روغن و حداقل ضخامت لایه روغن، از مدل الاستو هیدرودینامیک (EHD) که شامل الگوریتم پایستاری جرم است، استفاده شده است. نتیجه‌گیری می‌شود که پیش‌بینی مدل الاستو هیدرودینامیک بسیار نزدیک به آنچه واقعاً اتفاق می‌افتد است. نتایج نشان می‌دهد که برای موتور ۱۲ سیلندر مورد مطالعه، یاتاقان ثابت شماره ۲ با آسیب سایش متوسط مواجه خواهد شد. آسیب سایش در یاتاقان ثابت شماره ۳ خطرناک نیست و برای یاتاقان ثابت شماره ۱، ۴، ۵ و ۶ احتمال آسیب سایش پیش‌بینی نمی‌شود. نتایج نشان داد برای یاتاقان ثابت شماره ۷ در نظر گرفتن پله در شبیه‌سازی از اهمیت بالایی برخوردار است، به طوری که تحلیل بدون پله، سایش را پیش‌بینی نمی‌کند، اما با لحاظ پله، آسیب سایش در حد متوسط پیش‌بینی می‌شود.

واژه‌های کلیدی: پله مونتاژ یاتاقان؛ عملکرد روانکاری؛ یاتاقان ثابت؛ خرابی سایش؛ الاستو هیدرودینامیک (EHD).

### مقدمه

سایش دینامیکی در سطوح تماس تحت شرایط الاستو-هیدرودینامیکی جزئی شبیه‌سازی شد. مدل پیشنهادی آنها بر اساس شرایط تماس خطی بود و باید برای شرایط تماس سه بعدی توسعه یابد. نتایج شبیه‌سازی شده نشان داد که تغییر حجم سایش و تغییر زبری متوسط را می‌توان با یک چند جمله‌ای مرتبه دوم توصیف کرد.

روش‌های سنتی متفاوتی برای محاسبه بار یاتاقان ثابت وجود دارد که در [۴] و [۵] بررسی شده است. روژدستونسکی و همکاران [۶] راه‌حلی برای مسئله دینامیک یاتاقان‌های ثابت برای موتور احتراق داخلی ارائه کردند. آنها نه تنها تأثیر پارامترهای ماکروی هندسه هر یاتاقان ثابت و تأثیر خواص غیر نیوتنی روانکار را تحلیل کردند، بلکه ویژگی‌های الاستیکی میل‌لنگ و بدنه را نیز لحاظ کردند و جابجایی‌های ناشی از تغییر شکل حرارتی بدنه موتور را نیز پوشش دادند.

کریمایی و همکاران [۷] با استفاده از تکنیک الاستو-هیدرودینامیک به بررسی آسیب‌های کاویتاسیون و سایش در یاتاقان چشمی بزرگ شاتون در یک موتور احتراق داخلی پرداختند. آنها دو سازه

سایش از آسیب‌های رایج در پوسته‌های یاتاقان موتور است. باید توجه داشت که آسیب سایش هندسه یاتاقان را تنظیم می‌کند و متعاقباً بر فشار لایه روغن و دوام پوسته یاتاقان تأثیر می‌گذارد. در ادبیات موضوع، تنها مطالعات کمی در مورد تأثیر پله یاتاقان بر ویژگی‌های روانکاری موتورهای احتراق داخلی انجام شده است، بنابراین فقدان مطالعه دقیق بر روی تأثیر پله یاتاقان احساس می‌شود.

اوشیجیما و همکاران [۱] یک مدل سایش مشابه با مدل آرچارد [۲] برای یاتاقان اعمال نمودند. در مدل آنها فقط نیروی عکس‌العمل ناشی از تماس زبری‌ها در محاسبه سایش نقش داشت. سایش یاتاقان در لبه‌های یاتاقان افزایش یافت و ترک نیز در نزدیکی لبه‌ها مشاهده شد. وانگ و همکاران [۳] رابطه حجم سایش و تغییر زبری متوسط سطح را با فرض عدم تغییر شکل پلاستیک به دست آوردند. مسطح شدن زبری‌های یک سطح ناهموار با تکنیک‌های عددی برای پیش‌بینی

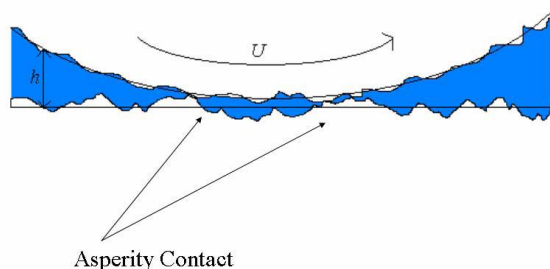
خصوصیات روانکاری لایه روغن به صورت معادله (۱) در یاتاقان حل می‌شود [۷].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\theta h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\theta h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \left( \frac{u_1 + u_2}{2} \right) \frac{\partial(\theta h)}{\partial x} + \frac{\partial(\theta h)}{\partial t} \quad (1)$$

در معادله فوق  $\theta$  نسبت پرشدگی می‌باشد که بیانگر میزان حجم روغن موجود در لقی بین محور و سطح یاتاقان می‌باشد. به این صورت که مقدار ۱ به معنای لقی پر از روغن و ۰ به معنای لقی فاقد روغن است. در تحلیل الاستو-هیدرودینامیک لایه روغن در یاتاقان، تغییر شکل پوسته یاتاقان و سازه اطراف آن و همچنین تغییر شکل محور در اثر بارهای اعمالی به آنها محاسبه شده و در محاسبه لقی بین محور و سطح یاتاقان لحاظ می‌گردد لذا لقی به صورت معادله (۲) در نظر گرفته می‌شود [۷].

$$h(\beta, z) = C_R - (e_x + \alpha_y Z) \cos \beta - (e_y + \alpha_x Z) \sin \beta + \delta(\beta, z) \quad (2)$$

که در رابطه فوق  $\delta$  تغییر شکل شعاعی سطح یاتاقان می‌باشد که با استفاده از جابجایی گره‌های سطح یاتاقان محاسبه می‌گردد. جابجایی گره‌های سطح یاتاقان با حل معادله حرکت برای مدل چگال شده در سطح یاتاقان محاسبه می‌گردد  $C_R$ . لقی شعاعی یاتاقان،  $e_x$  و  $e_y$  به ترتیب خروج از مرکزی محور در راستاهای  $X$  و  $Y$  و همچنین  $\alpha_x$  و  $\alpha_y$  به ترتیب ناهمراستایی محور حول راستاهای  $X$  و  $Y$  می‌باشند. اگر رژیم روانکاری هیدرودینامیکی کامل در یاتاقان‌ها به روانکاری مخلوط<sup>۱</sup> تغییر کند، لقی یاتاقان به شدت کاهش می‌یابد. بنابراین، زبری‌های سطح یاتاقان و محور با هم برهم‌کنش پیدا کرده و متعاقباً شرایط روانکاری مرزی را ایجاد می‌کنند. شکل ۱ زبری‌های دو سطح را نشان می‌دهد که در شرایط روانکاری مرزی روی هم می‌لغزند.



شکل ۱: دو سطح زبر در تماس با یکدیگر در شرایط روانکاری مرزی

در رژیم روانکاری مخلوط، مدل روانکاری مرزی مطابق با گرینوود و تریپ [۱۱] برای برهم‌کنش زبری دو سطح زبر اعمال می‌شود. در این مدل فرض می‌شود که دو سطح تخت با یکدیگر

مختلف برای شاتون یک موتور احتراق داخلی در نظر گرفتند و اثرات آنها را بر آسیب سایش بررسی کردند. آنها همچنین به صورت پارامتریک خصوصیات روانکاری فیلم روغن را در یاتاقان چشم بزرگ یک موتور احتراق داخلی با استفاده از تکنیک الاستو-هیدرودینامیک مطالعه کردند و اثرات پارامترهای مختلف را بررسی کردند.

نتایج نشان داد که دمای روغن، سرعت دورانی موتور، لقی یاتاقان و انعطاف‌پذیری چشم بزرگ شاتون تأثیر قابل توجهی بر مشخصه‌های روان کاری دارند. آنها همچنین با استفاده از تحلیل الاستو-هیدرودینامیک، آسیب سایش را در یاتاقان چشمی بزرگ شاتون آن موتور پیش‌بینی کردند. در نهایت کریمائی و همکاران [۸] مدل روانکاری ترمو-الاستو-هیدرودینامیک (TEHD) را در یاتاقان چشم بزرگ یک موتور احتراق داخلی پیاده سازی کردند و از اینرو تأثیر دما را نیز در نظر گرفتند. نتایج آنها نشان داد که روش TEHD حداکثر فشار لایه روغن بالاتر و حداقل ضخامت لایه روغن کمتری را تخمین می‌زند.

کریمائی و همکاران [۹] تأثیر تغییر شکل‌های الاستیک میل‌لنگ و بدنه را بر توزیع بار در یاتاقان‌های ثابت مورد مطالعه قرار دادند. با توجه به نتایج، توزیع بار بر روی یاتاقان‌های ثابت موتور و در نتیجه تغییر شکل پوسته یاتاقان تحت تأثیر انعطاف‌پذیری میل‌لنگ و بدنه است. موترا و همکاران [۱۰] یک روش موثر مبتنی بر بهینه‌سازی برای استخراج سفتی یاتاقان و ضرایب میرایی با استفاده از داده‌های پاسخ یاتاقان پیشنهاد کردند. روتور انعطاف‌پذیر در ابتدا توسط مدل اجزاء محدود با نیروهای غیرخطی یاتاقان تحلیل می‌شود. معادلات دینامیکی روتور برای به دست آوردن پاسخ‌های یاتاقان در حوزه فرکانس در سرعت‌های کارکردی مختلف حل شده است و سپس بهینه سازی انجام شده است.

در مقاله حاضر، اثرات پله یاتاقان بر عملکرد روانکاری یاتاقان‌های ثابت و آسیب احتمالی سایش بررسی شده است. برای محاسبه خصوصیات روانکاری یاتاقان مانند حداکثر فشار لایه روغن و حداقل ضخامت لایه روغن، از مدل الاستو-هیدرودینامیک (EHD) که شامل الگوریتم پایستاری جرم است، استفاده شده است.

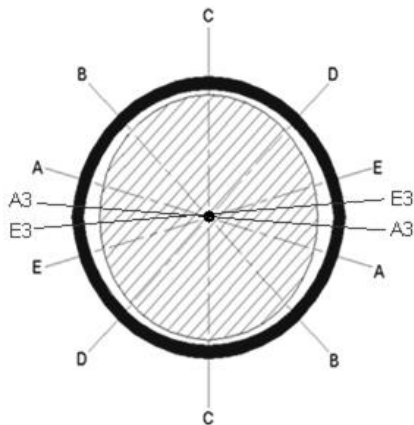
## معادلات حاکم و مدل‌سازی

در روش هیدرودینامیک تنها هندسه یاتاقان، بارگذاری و مشخصات روغن، عوامل موثر در تعیین عملکرد لایه روغن می‌باشند، لذا در تحلیل لایه روغن به روش هیدرودینامیک نمی‌توان انتظار پیش‌بینی دقیق از حداقل ضخامت لایه روغن و حداکثر فشار لایه روغن در یاتاقان داشت. اما در تحلیل الاستو-هیدرودینامیک، معادله رینولدز که در آن الگوریتم پایستاری جرم نیز لحاظ شده است برای محاسبه

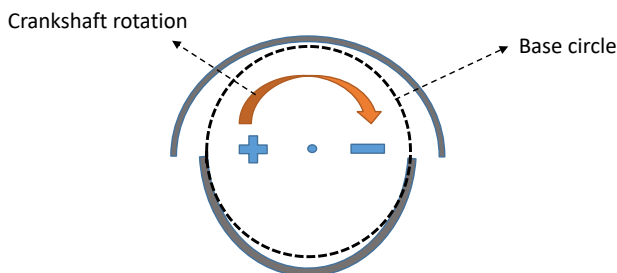
<sup>1</sup> Mixed lubrication

اندازه‌گیری یاتاقان‌های ثابت شامل اندازه‌گیری اقطار AA، BB، CC، DD و EE و همچنین اندازه‌گیری پله در دو ردیف<sup>۳</sup> موتور است. شکل ۳ موقعیت‌های اندازه‌گیری قطر یاتاقان را نشان می‌دهد. یکی از علل ایجاد پله مونتاژ یاتاقان، توالی بستن پیچ‌ها است. در این مقاله تنها از نتایج داده‌های اندازه‌گیری شده برای تحلیل EHD استفاده شده است. زیرا توضیح بیشتر در مورد ریشه علت پله یاتاقان از حوصله این مقاله خارج است و بنابراین بیشتر به آن پرداخته نشده است. تفاوت بین اندازه‌های A3A3 و E3E3 باید تقریباً برابر با مجموع پله‌های یاتاقان در ردیف A و B موتور باشد. لازم به ذکر است که در تمامی یاتاقان‌های ثابت V12 به جز یاتاقان ثابت شماره ۴، شکل پله مونتاژ مشابه شکل ۴ می‌باشد.

در طول اندازه‌گیری، انحراف پروفیل پوسته یاتاقان واقعی از دایره پایه معمولاً فقط در برخی موقعیت‌ها (به عنوان مثال AA، BB و غیره) اندازه‌گیری می‌شود، بنابراین، برای یاتاقان‌های ثابت (به جز شماره ۴)، یک میانگین خطی بین اندازه‌های پله یاتاقان (در سمت A و B) برای پوسته بالایی به منظور ایجاد پروفیل یاتاقان اعمال می‌شود. برای پوسته پایینی از توزیع سینوسی استفاده می‌شود. شکل پله یاتاقان شماره ۴ نیز مانند شکل ۵ است.



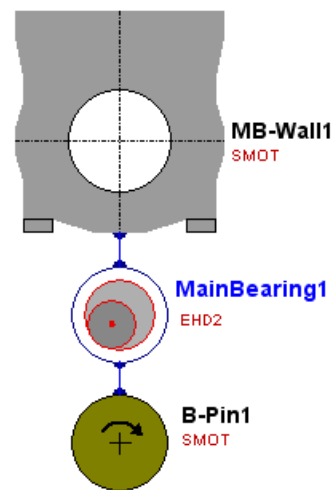
شکل ۳: موقعیت‌های اندازه‌گیری قطر یاتاقان



شکل ۴: شکل شماتیک یاتاقان‌های ثابت به استثنای یاتاقان شماره ۴

برهم‌کنش دارند. فرض بر این است که انحنای زبری آنها دارای یک شعاع ثابت و ارتفاعات زبری‌ها دارای توزیع گاوسی باشد.

در مورد رویکرد مدل‌سازی، باید توجه داشت که انعطاف میل‌لنگ در نظر گرفته شده است. سفتی میل‌لنگ با تغییر در مدول یانگ ماده آن تغییر می‌کند. شکل ۲ نمایش شماتیک مدل یاتاقان ثابت را در نرم‌افزار AVL\Excite® [۱۲] نشان می‌دهد. محور ژورنال با یک پین جامد سفت مدل‌سازی شد و سپس بخشی از میل‌لنگ به عنوان محفظه یاتاقان ثابت در نظر گرفته شد و به کل گره‌های سطح پوسته یاتاقان چگالیده شد. یکی از دیواره‌های یاتاقان ثابت مش زده شد و در بالا و کنار وجوه برش مقید شد، سپس مدل چگالیده آن با استفاده از تحلیل زیرساختار<sup>۲</sup> تولید شد. ماتریس جرم و سفتی چگالیده دیواره یک یاتاقان ثابت برای دیواره‌های تمام یاتاقان‌های ثابت استفاده می‌شود. برای مدل‌سازی بلوک موتور می‌توان از المان‌های Engine یا Bearing Wall استفاده کرد. برای مدل‌سازی مدل میل‌لنگ ساده شده نیز می‌توان از Shaft استفاده کرد. برای ایجاد ارتباط بین میل‌لنگ و بلوک موتور در محل یاتاقان ثابت، می‌توان از اتصال الاستو هیدرودینامیک (EHD) استفاده کرد که سطح داخلی یاتاقان ثابت (بلوک موتور) را به پنج گره میل‌لنگ متصل می‌کند. بلوک موتور و محور اصلی میل‌لنگ به عنوان المان‌های SMOT (حرکت اندک) در نظر گرفته می‌شوند. بلوک موتور دارای حرکات بسیار کوچک است، از اینرو به عنوان SMOT مدل شده است. با کمک مدل SMOT، یک بدنه الاستیک تنها با حرکات کلی کوچک بر اساس مدل اجزای محدود چگالیده که معمولاً برای سازه بلوک موتور استفاده می‌شود، مدل‌سازی می‌شود.



شکل ۲: نمایش شماتیک مدل یاتاقان ثابت در AVL\Excite®

<sup>3</sup> Bank

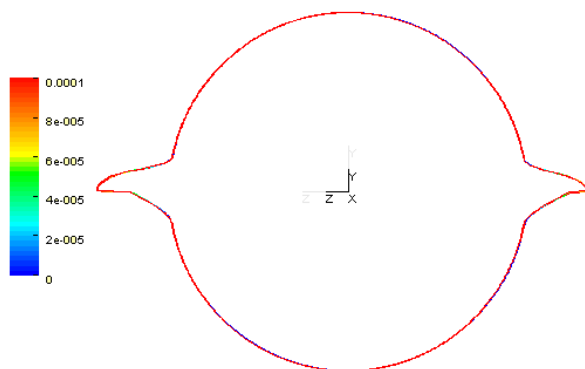
<sup>1</sup> Condensed model

<sup>2</sup> Sub-structure analysis

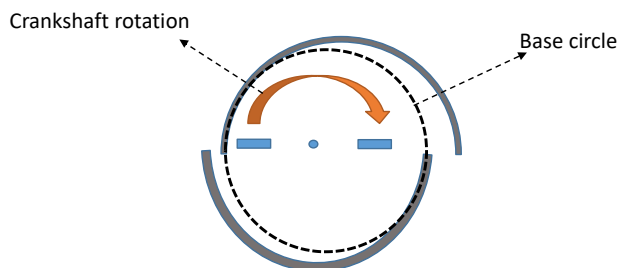
محوری MOFT در شکل ۷ نشان داده شده است. این مقدار تقریباً ۳ مگاپاسکال در ۴۱۷ درجه زاویه لنگ در زاویه یاتاقان ۲۵۹ درجه است، یعنی پوسته پایینی سمت ردیف A موتور در نزدیکی ریلیف یاتاقان<sup>۱</sup> از آنجا که ۳ مگاپاسکال فشار نسبتاً پایینی است، بنابراین، آسیب سایش کم در این ناحیه برای یاتاقان ثابت شماره ۱ پیش‌بینی می‌شود. حداقل ضخامت لایه روغن (MOFT) که در محل قله فشار روغن (POFP) اتفاق می‌افتد ۰/۸ میکرومتر است. بنابراین، رژیم روانکاری از نوع مرزی خواهد بود. علاوه بر این، موقعیت محوری MOFT در ناحیه بحرانی از منظر سایش، در لبه‌های پوسته یاتاقان است.

قله فشار تماس زبری‌ها (PASP) برای یاتاقان ثابت شماره ۲ تقریباً ۸/۵ مگاپاسکال در زاویه لنگ ۶۹۰ درجه در زاویه یاتاقان ۹۹ درجه است، یعنی پوسته پایینی در سمت ردیف B موتور در نزدیکی ریلیف یاتاقان. از آنجایی که ۸/۵ مگاپاسکال فشار نسبتاً متوسطی محسوب می‌شود، بنابراین آسیب سایش متوسط در این ناحیه پیش‌بینی می‌شود. حداقل ضخامت لایه روغن (MOFT) برابر ۰/۸ میکرومتر است، بنابراین، رژیم روانکاری از نوع روانکاری مرزی خواهد بود. همچنین موقعیت محوری MOFT در ناحیه بحرانی از منظر آسیب سایش، در لبه پوسته‌ها می‌باشد.

قله فشار تماس زبری‌ها (PASP) برای یاتاقان ثابت شماره ۳ تقریباً ۱/۲ مگاپاسکال در زاویه لنگ ۲۳۶ درجه در زاویه یاتاقان ۲۵۹ درجه است، یعنی پوسته پایینی طرف ردیف A موتور در نزدیکی ریلیف یاتاقان. از آنجا که ۱/۲ مگاپاسکال فشار نسبتاً پایینی است، بنابراین آسیب سایش کم در این ناحیه برای یاتاقان ثابت شماره ۳ پیش‌بینی می‌شود. حداقل ضخامت لایه روغن (MOFT) معادل ۱ میکرومتر است، بنابراین، رژیم روانکاری از نوع مرزی خواهد بود. همچنین موقعیت محوری MOFT در ناحیه بحرانی از منظر آسیب سایش، در لبه پوسته‌ها می‌باشد.



شکل ۶: پروفیل یاتاقان اغراق آمیز یاتاقان ثابت شماره ۱



شکل ۵: شکل شماتیک یاتاقان ثابت شماره ۴

برای یاتاقان ثابت شماره ۴، میانگین خطی برای هر دو پوسته بالا و پایین در نظر گرفته شده است. اندازه‌گیری قطر و پله مونتاژ یاتاقان برای هر دو قسمت جلو و عقب پوسته یاتاقان انجام شده است و در نتیجه میانگین این مقادیر در محاسبات لحاظ شده است.

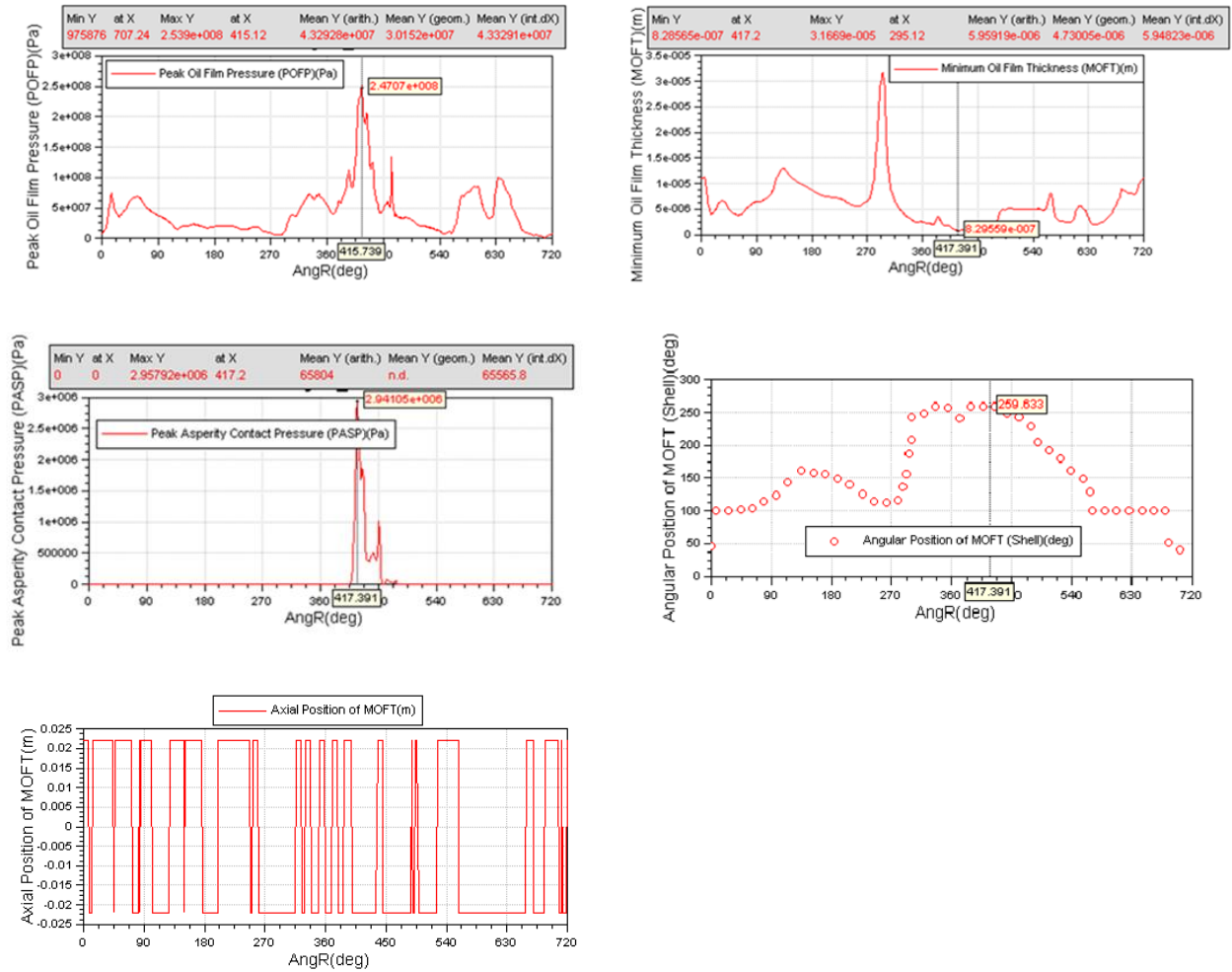
## نتایج و بحث

به دلیل تماس بین دو سطح جفت‌شونده، سایش به عنوان پدیده مسبب حذف ماده از سطح شناخته شده است. عملاً دوام و قابلیت اطمینان اکثر ماشین‌های تولید نیرو محرکه، تحت تأثیر خرابی سایش قرار می‌گیرد. اگرچه عوامل زیادی در خرابی یاتاقان‌ها به ویژه حین کارکرد دخیل هستند، تنش تماسی زبری‌ها و حداقل ضخامت لایه روغن دو پارامتر مهم دیگری هستند که در طول فرآیند طراحی برای پیش‌بینی احتمال آسیب سایش استفاده می‌شوند.

## تحلیل EHD یاتاقان‌های ثابت با لحاظ پله مونتاژ یاتاقان

شکل ۶ نمای اغراق آمیز پروفیل یاتاقان ثابت شماره ۱ را نشان می‌دهد. این شکل ظاهر یاتاقان را در حالت مونتاژ شده نمایان می‌سازد. قله فشار لایه روغن (POFP)، حداقل ضخامت لایه روغن (MOFT)، قله فشار تماس زبری‌ها (PASP)، موقعیت زاویه‌ای MOFT و موقعیت

<sup>1</sup> Bore relief



شکل ۷: نتایج تحلیل روانکاری یاتاقان ثابت شماره ۱

۲۵۹ درجه است، یعنی پوسته پایینی طرف ردیف A موتور در نزدیکی ریلیف یاتاقان. مقدار  $7/3$  مگاپاسکال فشار نسبتاً متوسط محسوب می‌شود، بنابراین، آسیب سایش متوسط در این ناحیه را به دنبال خواهد داشت. حداقل ضخامت لایه روغن (MOFT)  $0/7$  میکرومتر است، بنابراین، رژیم روانکاری از نوع مرزی خواهد بود. همچنین موقعیت محوری MOFT در ناحیه بحرانی از منظر آسیب سایش، در لبه پوسته‌ها می‌باشد. به طور کلی، آسیب سایش در یاتاقان‌های شماره ۱، ۲، ۳ و ۷ در محل ریلیف یاتاقان اتفاق می‌افتد، به این دلیل که این مکان اولین ناحیه‌ای است که شفت با پوسته یاتاقان درگیر می‌شود.

#### تحلیل EHD یاتاقان‌های ثابت بدون لحاظ پله مونتاژ یاتاقان

قله فشار تماس زبری‌ها (PASP) در یاتاقان ثابت شماره ۲ در شکل ۸ نشان داده شده است. این مقدار در کل زوایای میل‌لنگ صفر است. بنابراین در یاتاقان ثابت شماره ۲ در صورت لحاظ نکردن اثر پله مونتاژ یاتاقان هیچ آسیب سایشی پیش‌بینی نمی‌شود. حداقل ضخامت

برای یاتاقان ثابت شماره ۴، قله فشار تماس زبری‌ها (PASP) در کل زوایای لنگ صفر است. بنابراین هیچ‌گونه آسیب سایش در یاتاقان ثابت شماره ۴ پیش‌بینی نمی‌شود. حداقل ضخامت لایه روغن (MOFT)  $4$  میکرومتر است که مقداری کفایت تا رژیم روانکاری هیدرودینامیکی به رژیم روانکاری مخلوط یا مرزی تغییر نکند.

به روشی مشابه، برای یاتاقان ثابت شماره ۵، میزان قله فشار تماس زبری‌ها (PASP) در تمام زوایای لنگ صفر است. بنابراین هیچ‌گونه آسیب سایش در یاتاقان ثابت شماره ۵ پیش‌بینی نمی‌شود. حداقل ضخامت لایه روغن (MOFT)  $3/1$  میکرومتر است که ضخامت مناسبی است تا رژیم روانکاری هیدرودینامیکی به رژیم روانکاری مخلوط یا مرزی تغییر نکند. شرایط برای یاتاقان ثابت شماره ۶ نیز مانند شماره ۵ است. حداقل ضخامت لایه روغن (MOFT)  $2/1$  میکرومتر است که برای رژیم روانکاری هیدرودینامیکی کافی است.

برای یاتاقان ثابت شماره ۷، میزان قله فشار تماس زبری‌ها (PASP) تقریباً  $7/3$  مگاپاسکال در زاویه لنگ  $50$  درجه در زاویه یاتاقان



شماره ۷ در صورت لحاظ پله مونتاژ، آسیب سایش متوسط را نشان می‌دهد، بنابراین در حالت بدون پله نیز بررسی شده است که احتمال آسیب سایش رخ نداده است. جدول ۱ خلاصه نتایج تحلیل الاستو-هیدرودینامیک برای هر ۷ یاتاقان ثابت موتور ۱۲ سیلندر تحت مطالعه با لحاظ و بعضی موارد بدون لحاظ پله یاتاقان را نشان می‌دهد.

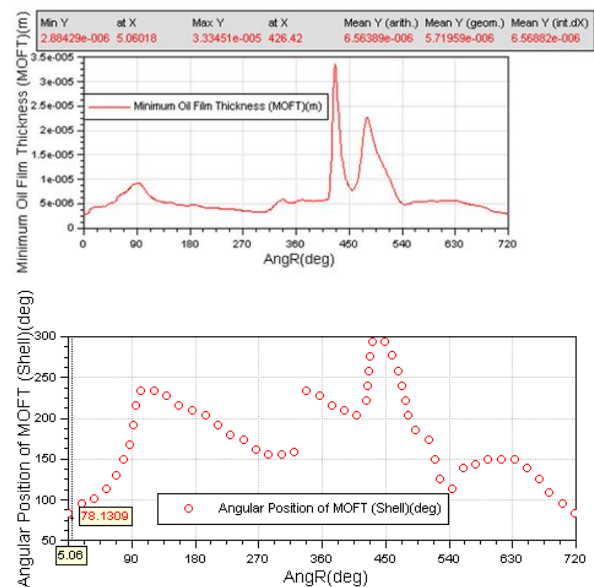
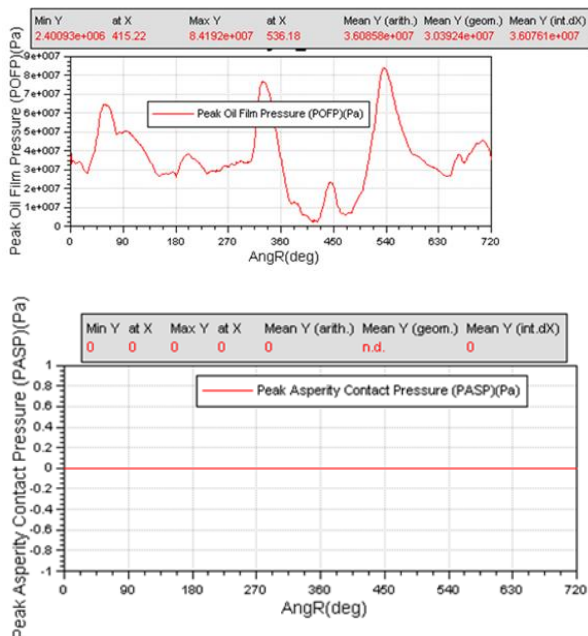
جدول ۱: خلاصه نتایج تحلیل الاستو-هیدرودینامیک یاتاقان‌های ثابت

| شماره یاتاقان | پله مونتاژ یاتاقان | سطح آسیب سایش |
|---------------|--------------------|---------------|
| ۱             | •                  | کم            |
| ۲             | •                  | متوسط         |
|               |                    | رخ نمی‌دهد    |
| ۳             | •                  | کم            |
| ۴             | •                  | رخ نمی‌دهد    |
| ۵             | •                  | رخ نمی‌دهد    |
| ۶             |                    | رخ نمی‌دهد    |
|               | •                  | رخ نمی‌دهد    |
| ۷             | •                  | متوسط         |
|               |                    | رخ نمی‌دهد    |

لایه روغن (MOFT)  $2/9$  میکرومتر است که ضخامت مناسبی است تا رژیم روانکاری هیدرودینامیکی به رژیم روانکاری مخلوط یا مرزی تغییر نکند. پیش از این، در صورت با لحاظ پله، آسیب سایش متوسط پیش‌بینی می‌شد، اما بدون لحاظ پله، نتایج هیچ‌گونه سایشی نشان نمی‌دهند. در نتیجه، برای پیش‌بینی صحیح آسیب‌ها، استفاده از مدل EHD با در نظر گرفتن پله مونتاژ یاتاقان ضروری است.

قله فشار تماس زبری‌ها (PASP) در یاتاقان ثابت شماره ۶ در کل زوایای میل‌لنگ صفر است. بنابراین در یاتاقان ثابت شماره ۶ در صورت لحاظ نکردن پله هیچ‌گونه آسیب سایشی پیش‌بینی نمی‌شود. حداقل ضخامت لایه روغن (MOFT)  $3/7$  میکرومتر است که ضخامت کافی برای عدم تغییر رژیم روانکاری هیدرودینامیکی می‌باشد. علاوه بر یاتاقان ثابت شماره ۲، یاتاقان ثابت شماره ۶ نیز بار دینامیکی بالایی دارد، بنابراین، این یاتاقان نیز وضعیت بحرانی دارد و باید کاملاً کنترل شود که در آن نیز آسیب سایش پیش‌بینی نمی‌شود.

قله فشار تماس زبری‌ها (PASP) در یاتاقان ثابت شماره ۷ در کل زوایای میل‌لنگ صفر است. بنابراین، در صورت عدم لحاظ پله، آسیب سایشی پیش‌بینی نمی‌شود. حداقل ضخامت لایه روغن (MOFT)  $2/7$  میکرومتر است که ضخامت مناسبی برای باقی ماندن در رژیم روانکاری هیدرودینامیکی است. یاتاقان ثابت



شکل ۸: نتایج تحلیل روانکاری یاتاقان ثابت شماره ۲

## نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

تحلیل الاستو-هیدرودینامیک برای پیش‌بینی صحیح خرابی احتمالی یاتاقان حیاتی است، زیرا تحلیل صرفاً هیدرودینامیک به دلیل توزیع غیروآقعی فشار روغن داخل لقی یاتاقان، اصلاً نمی‌تواند این آسیب را پیش‌بینی نماید. در مدل هیدرودینامیک، پروفیل پوسته‌های یاتاقان و انعطاف‌پذیری محفظه تحت بار دینامیکی در نظر گرفته نمی‌شود، اما در مدل الاستو هیدرودینامیک هر دو مورد در نظر گرفته شده و سپس فاصله بین یاتاقان و محور آن به طور مداوم بروزسانی می‌شود. از اینرو پیش‌بینی مدل الاستو هیدرودینامیک بسیار نزدیک به آنچه در واقعیت اتفاق می‌افتد می‌باشد.

برای یاتاقان ثابت شماره ۱ با در نظر گرفتن شرایط واقعی (با لحاظ پله مونتاژ یاتاقان) در شبیه‌سازی الاستو-هیدرودینامیک (EHD)، این نتیجه حاصل شد که از نظر آسیب سایش، خطری تهدید نمی‌کند. برای یاتاقان ثابت شماره ۲ که بار دینامیکی بالاتر دارد، در نظر گرفتن پله در شبیه‌سازی تأثیر قابل توجهی بر پیش‌بینی آسیب سایش دارد. بر اساس نتایج، یاتاقان ثابت شماره ۲ با آسیب سایش متوسط درگیر خواهد شد. نتایج تحلیل یاتاقان ثابت شماره ۳ نشان می‌دهد که آسیب سایش در این یاتاقان خطرناک نیست و برای یاتاقان‌های شماره ۴، ۵ و ۶ نیز احتمال آسیب سایش پیش‌بینی نمی‌شود. برای یاتاقان ثابت شماره ۷ این نتیجه حاصل می‌شود که در نظر گرفتن پله مونتاژ یاتاقان در شبیه‌سازی از اهمیت بالایی برخوردار است به طوری که حل بدون لحاظ پله، سایش را پیش‌بینی نمی‌کند، اما با لحاظ پله، آسیب سایش در حد متوسط پیش‌بینی می‌شود.

## علائم و واژه‌ها

|          |                  |
|----------|------------------|
| $h$      | ضخامت لایه روغن  |
| $K$      | ضریب الاستیک     |
| $p$      | فشار             |
| $\alpha$ | ضریب لزجت فشار   |
| $\beta$  | شعاع در نوک زبری |
| $\theta$ | نسبت پرشدگی      |

نسبت پواسون سطوح تماسی

 $\nu$ 

لزجت

 $\eta$ 

## مراجع

- [1] Ushijima K, Aoyama S, Kitahara K, Okamoto Y, Jones G, Xu H. A study on engine bearing wear and fatigue using EHL analysis and experimental analysis. SAE paper 1999-01-1514, 1999.
- [2] Archard J.F. Contact and Rubbing of Flat Surfaces. J. App. Phys. 1953;24(8): pp.981-985.
- [3] Wang W, Wong P.L. Wear volume determination during running-in for PEHL contacts. Tribology International. 2000;33(7):501-506.
- [4] Maas H. Calculations of crankshaft plain bearings. In CIMAC-Congress, Stockholm, Sweden, pp. 214-222; 1971.
- [5] Piraner I, Pflueger C, Bouthier O. Cummins crankshaft and bearing analysis process. In North American MDI user conference, US, pp. 98-110; 2002.
- [6] Rozhdstvensky Y, Khozeniuk N, Surovtsev S. Dynamics and Lubrication Problem Analysis of Main Bearings for IC Engines Based on Coupling between a Crankshaft and a Flexible Whole Engine Block. Tribology in Industry. 2018;40(1):139-148.
- [7] Karimaei H, Chamani H. Study of Cavitation and Wear Damages in Conrod Big End Bearing of a Heavy Duty Diesel Engine by Using Elasto-Hydrodynamic Method. In Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division 2009 Fall. Switzerland, 2009.
- [8] Karimaei H, Chamani H, Bahrami M, Agha Mirsalim S.M. Thermo-Elasto-Hydrodynamic (TEHD) Analysis of the Oil Film Lubrication in Big End Bearing of a Diesel Engine. Journal of Computational an Applied Research in Mechanical Engineering. 2015;5(1):13-24.
- [9] Karimaei H, Chamani HR. Effect of Crankshaft and Crankcase Material Stiffness on Load Distribution in Main Bearings. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. 2018;15(4):5941-56.
- [10] Mutra RR, Srinivas J. An integrated bearing parameter identification approach using a nonlinear optimisation scheme. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering. 2019 Mar 16;16(1):6245-62.
- [11] Greenwood J.A, and Tripp J.H. The contact of two nominally flat rough surfaces. Proceedings of the institution of mechanical engineers. 1970;185(1):625-633.
- [12] AVL-Excite®, Reference Manual, Version 6.1; AVL List GmbH, Graz, Austria, accessed June 2004.