

## The effect of local plasticity on the low-cycle fatigue life of cylinder head

Hojjat Ashouri\* 

Department of Mechanic, VaP.C., Islamic Azad University, Varamin, Iran

### ARTICLE INFO

#### Article Type

Original Research

#### Article History

Received: February 08, 2026

Revised: May 11, 2026

Accepted: May 12, 2026

ePublished: May 15, 2026

### ABSTRACT

The cylinder head is one of the most important and complex parts of the engine that withstands thermal and mechanical loads. Thermomechanical stresses applied to the cylinder head can lead to fatigue damage. The aim of this research is to evaluate the effect of local plasticity on the low-cycle fatigue (LCF) life of the cylinder head. For this purpose, in the first step, thermo-mechanical analysis of the cylinder head was performed using ANSYS software to predict temperature and stress. Then, the effect of local plasticity on the low-cycle fatigue life was evaluated using the Neuber method using ANSYS nCode Design Life software. Constants of the Chaboche hardening model of the aluminum alloy were calculated using low-cycle fatigue tests at different temperatures. LCF tests were simulated by ANSYS software, showing a very good fit between the experimental and simulation results of LCF tests. The results of thermo-mechanical analysis showed that the maximum temperature and stress in the cylinder head were 212.8°C and 87.211 MPa, respectively. The minimum LCF life of the cylinder head with and without considering local plasticity was predicted to be 1486 and 3058 cycles, respectively. Based on the results of the low-cycle fatigue life, not considering the effect of local plasticity causes the LCF life of the cylinder head to be estimated significantly higher than the allowable limit. Therefore, it is necessary to consider the effect of local plasticity in the analysis of the LCF life of the cylinder head.

**Keywords:** Cylinder head, Low cycle fatigue and local plasticity effect

### How to cite this article

Ashouri H, The effect of local plasticity on the low-cycle fatigue life of cylinder head. Modares Mechanical Engineering; 2026;26(07):517-527.

\*Corresponding author's email: [ha.ashouri@iaau.ac.ir](mailto:ha.ashouri@iaau.ac.ir)

\*Corresponding ORCID ID: [0000-0002-0983-4795](https://orcid.org/0000-0002-0983-4795)



Copyright© 2025, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.



## اثر پلاستیسته موضعی بر عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر

حجت عاشوری\*

گروه مکانیک، واحد ورامین-پیشوا، دانشگاه آزاد اسلامی، ورامین، ایران

### چکیده

سرسیلندر یکی از قطعات بسیار مهم و پیچیده موتور است که بارهای حرارتی و مکانیکی را تحمل می‌کند. تنش‌های ترمومکانیکی اعمالی بر سرسیلندر می‌تواند منجر به آسیب خستگی در آن شود. هدف این پژوهش ارزیابی اثر پلاستیسته موضعی بر عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر است. برای این منظور در گام نخست تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر با استفاده از نرم‌افزار انسیس به منظور پیش‌بینی دما و تنش انجام شده است. سپس اثر پلاستیسته موضعی بر عمر خستگی کم چرخه با استفاده از روش نیوبر با استفاده از نرم‌افزار انسیس آن کددیزاین لایف مورد ارزیابی قرار گرفته است. ثابت‌های مدل سخت‌شوندگی چابوچه آلیاژ آلومینیم با استفاده از تست‌های خستگی کم چرخه در دماهای مختلف محاسبه گردید. تست‌های خستگی کم چرخه به وسیله نرم‌افزار انسیس شبیه‌سازی شد و نشان داده شد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده تست‌های خستگی وجود دارد. نتایج تحلیل ترمومکانیکی نشان داد که ماکزیمم دما و تنش در سرسیلندر بترتیب ۲۱۲/۸ درجه سانتیگراد و ۸۷/۲۱۱ مگاپاسکال است. حداقل عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر با و بدون در نظر گرفتن پلاستیسته موضعی بترتیب ۱۴۸۶ و ۳۰۵۸ سیکل پیش‌بینی گردید. براساس نتایج عمر خستگی کم چرخه، در نظر نگرفتن اثر پلاستیسته موضعی باعث می‌شود، عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر بصورت قابل ملاحظه‌ای بیشتر از حد مجاز تخمین زده شود. بنابراین لازم است اثر پلاستیسته موضعی در تحلیل عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر در نظر گرفته شود.

### اطلاعات مقاله

#### نوع مقاله

مقاله پژوهشی

#### تاریخچه مقاله

دریافت: ۱۴۰۴/۱۱/۱۹

بازنگری: ۱۴۰۵/۰۲/۲۱

پذیرش: ۱۴۰۵/۰۲/۲۲

ارائه آنلاین: ۱۴۰۵/۰۲/۲۵

**کلیدواژه‌ها:** سرسیلندر، خستگی کم چرخه و اثر پلاستیسته موضعی

### نحوه ارجاع به این مقاله

عاشوری حجت، اثر پلاستیسته موضعی بر عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر، مهندسی مکانیک مدرس. ۵۲۷-۵۱۷:۰۱۷(۰۷):۲۶(۰۷):۱۴۰۵.

\* پست الکترونیکی نویسنده عهده‌دار مکاتبات: [ha.ashouri@iauo.ac.ir](mailto:ha.ashouri@iauo.ac.ir)

\* شناسه ارکید نویسنده عهده‌دار مکاتبات: 0000-0002-0983-4795



## ۱- مقدمه

موتورهای احتراق داخلی بخش مهمی از صنایع پیشرفته امروزی را به خود اختصاص داده‌اند. در حال حاضر هدف اصلی شرکت‌های خودروسازی طراحی و تولید موتورهای با قدرت بیشتر، مصرف سوخت کمتر، آلایندگی و وزن کمتر است [۱-۲]. سرسیلندر یکی از قطعات مهم موتور است که دارای هندسه پیچیده است و در معرض گازهای احتراق، سیالهای خنک‌کاری و روغنکاری قرار دارد [۳-۴]. بر این اساس، سرسیلندر تحت بارگذاری‌های نوسانی حرارتی و مکانیکی قرار می‌گیرد و انتخاب جنس برای این قطعه از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. ماده سرسیلندر باید از نظر خواص حرارتی و مکانیکی به میزان لازم استحکام داشته باشد تا بتواند تنش‌های ترمومکانیکی ناشی از فشار احتراق و حرارت گاز را تحمل نماید. [۵-۶]. بنابراین تحلیل ترمومکانیکی و پیش‌بینی عمر خستگی آن امری ضروری است.

در زمینه تحلیل ترمومکانیکی و پیش‌بینی عمر خستگی سرسیلندر تاکنون پژوهش‌های مختلفی انجام شده است. تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر با استفاده از مدل ویسکوپلاستیسته دولایه به وسیله عاشوری و همکاران مورد پژوهش قرار گرفت. سرسیلندر پرداختند. شبیه‌سازی آنها نشان داد که پل بین سوپاپ‌های گاز و دود بحرانی است و مستعد ایجاد ترک خستگی است [۷]. اثر پوشش حائل حرارتی بر تنش‌های ترمومکانیکی سرسیلندر با استفاده از مدل ویسکوپلاستیسته دولایه به وسیله عاشوری مورد مطالعه قرار گرفت. پژوهش او ثابت کرد که سرسیلندر پوشش داده شده در حدود ۲۴ مگاپاسکال تنش کمتری را تحمل می‌کند [۸]. پیش‌بینی عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر با استفاده از مدل سیتقلو به وسیله یانگ و همکاران مورد مطالعه قرار گرفت. شبیه‌سازی آنها ثابت کرد که آسیب مکانیکی نقش مهمی در عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر ایفا می‌کند [۹]. لیو و همکاران با استفاده از مدل آسیب مجموع، عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر را پیش‌بینی کردند. پژوهش آنها ثابت کرد که آسیب خزش در تحلیل عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر قابل صرف‌نظر کردن است [۶]. حسینی شریفی و همکاران عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر را پیش‌بینی کردند. نتایج پژوهش آنها نشان داد که عمر خستگی پیش‌بینی شده انطباق مناسبی با آزمون دوام دارد [۱۰]. بهینه‌سازی سرسیلندر با استفاده از روش تعامل سازه-سیال به وسیله هو و همکاران مورد پژوهش قرار گرفت. بهینه‌سازی سرسیلندر باعث کاهش تنش در حدود ۷ مگاپاسکال گردید [۱۱]. تحلیل عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر با استفاده از معیارهای مختلف توسط بصیری و امینی مورد ارزیابی قرار گرفت. پژوهش آنها نشان داد که مدل اصلاح شده استرچن دقیق‌ترین مدل در پیش‌بینی عمر خستگی سرسیلندر است [۱۲]. لو و همکاران عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر یک موتور دیزل را پیش‌بینی

کردند. تحقیقات آنها نشان داد که اختلاف بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده کمتر از ۱۰٪ است [۳]. هزیمه و همکاران مدلی را جهت ارزیابی عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر چدنی ارائه کردند. تحلیل عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر نشان داد که عمر خستگی پیش‌بینی شده با استفاده از این روش با عمر خستگی تجربی انطباق بسیار خوبی دارد [۱۳]. پیش‌بینی عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر آلومینیومی با در نظر گرفتن اثر تخلخل به وسیله هزیمه و همکاران انجام شد. مطالعه آنها ثابت کرد که عمر خستگی پیش‌بینی شده با در نظر گرفتن اثر تخلخل بیشتری با نتایج تجربی دارد [۵]. ارزیابی قابلیت اطمینان عمر خستگی سرسیلندر موتور بر اساس شبکه عصبی توسط جینگ و همکاران مورد پژوهش قرار گرفت. یافته‌های تحقیق نشان داد که عمر خستگی سرسیلندر با قابلیت اطمینان ۹۵ درصد تقریباً ۷۵ ساعت است [۱۴]. لی و همکاران اثر عیوب تخلخل بر شروع ترک در سرسیلندر یک موتور دیزل را بررسی کردند. پژوهش آنها نشان داد که مجاری ورودی، خروجی و کانال‌های آب سرسیلندر نواحی بحرانی هستند [۱]. ارزیابی فرآیند کوئچ کردن بر روی عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر توسط عاشوری انجام شد. بر اساس نتایج تحلیل عمر خستگی سرسیلندر، اثر تنش‌های پسماند ناشی قابل توجه است و نمی‌توان از آن چشم‌پوشی کرد [۱۵]. عاشوری با استفاده از آزمون خستگی کم چرخه سرسیلندر نشان داد که نقاط بحرانی در سرسیلندر وجود ندارد [۱۶]. ژانگ و همکاران عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر را پیش‌بینی کردند. نتایج تحلیل خستگی نشان داد که بارگذاری حرارتی نقش مهمی در ایجاد خستگی کم چرخه سرسیلندر دارد [۱۷]. تحلیل عمر خستگی پرچرخه سرسیلندر به وسیله ماهجان و همکاران انجام شد. شبیه‌سازی آنها نشان داد که پل بین سوپاپ‌ها مستعد ایجاد ترک خستگی است [۱۸]. سیفرت و همکاران عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر را پیش‌بینی کردند. نواحی بحرانی در تحلیل خستگی سرسیلندر انطباق بسیار مناسبی با نقاط ایجاد ترک در تست تجربی سرسیلندر داشت [۱۹]. پیش‌بینی عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر با استفاده از مدل سیتقلو به وسیله زنگ و همکاران مورد بررسی قرار گرفت. شبیه‌سازی آنها نشان داد که آسیب اکسیداسیون نقش مهمی در عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر ایفا می‌کند [۲۰]. پینگاله و همکاران عمر خستگی پرچرخه سرسیلندر را با استفاده از معیار گودمن اصلاح شده مورد ارزیابی قرار دادند. توزیع ضریب اطمینان پرچرخه نشان داد که ناحیه بحرانی در سرسیلندر وجود ندارد [۲۱]. ارزیابی عمر خستگی پرچرخه سرسیلندر آلومینیومی با استفاده از تست‌های خستگی و مشاهدات میکروسکوپی به وسیله رن و همکاران مورد مطالعه قرار گرفت. پژوهش آنها نشان داد که مجاری آب سرسیلندر ناحیه بحرانی هستند [۴]. بلوندت و بارتھوکس نرم افزاری را به منظور ارزیابی عمر خستگی سرسیلندر کامیون توسعه دادند که با استفاده از آن امکان پیش‌بینی دقیقتر عمر خستگی

موضعی ناچ‌های سرسیلندر با استفاده از قانون نیوبر بر عمر خستگی کم‌چرخه آن است.

## ۲- مواد و روش‌ها

### ۲-۱- مدل اجزای محدود و خواص مواد

در گذشته بهینه‌سازی قطعات موتور مثل سرسیلندر بر اساس ساخت نمونه‌های اولیه و انجام تست‌های مختلف بر روی آنها بود. متأسفانه این روش پرهزینه و وقت‌گیر است و ساخت نمونه‌های اولیه در مراحل اولیه طراحی مشکل است. از طرف دیگر لازم است نمونه‌های زیادی ساخته شده و مورد آزمون و بررسی قرار گیرد. این مشکلات با استفاده از روش تحلیل المان محدود به منظور ارزیابی طراحی‌های مختلف برطرف گردیده است. تحلیل و پیش‌بینی دقیق و قابل اطمینان توزیع دما، تنش و عمر خستگی سرسیلندر با استفاده از روش تحلیل اجزای محدود امکان‌پذیر است [۷ و ۱۷]. سرسیلندر مورد بررسی در این پژوهش در شکل ۱ نشان داده شده است. سرسیلندر از آلیاژ آلومینیم با مدول یانگ ۷۰GPa، نسبت پواسون ۰/۳ و ضریب انبساط حرارتی  $10^{-6} / ^\circ\text{C}$  مدل اجزای محدود سرسیلندر از ۱۹۸۴۷۱ المان و ۶۳۲۵۸۳ گره جهت افزایش دقت نتایج تحلیل اجزای محدود تشکیل شده است. جهت مش‌بندی سرسیلندر از المان‌های سه‌بندی Tet10 استفاده شده است. این المان چهار وجهی و دارای ۱۰ گره است. محفظه احتراق سرسیلندر یک موتور در تحلیل ترمومکانیکی و پیش‌بینی عمر خستگی آن بحرانی است. بنابراین در تحلیل اجزای محدود جهت کاهش زمان تحلیل از تکنیک زیرمدلسازی استفاده شده است و تنها محفظه احتراق که وارد ناحیه پلاستیک می‌شود، مدلسازی شده است. نواحی که بعنوان سطوح برش در تکنیک زیرمدلسازی سرسیلندر انتخاب شده است، در محدوده الاستیک قرار دارند و به اندازه کافی از نواحی با تنش بالا دور هستند. به منظور اینکه تحلیل ترمومکانیکی و پیش‌بینی عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر به واقعیت نزدیکتر باشد، مدل اجزای محدود سرسیلندر شامل قطعاتی است که با آن در تماس هستند و در ایجاد تنش و تغییر شکل سرسیلندر نقش دارند. قطعاتی مثل قسمتی از بلوک موتور، پیچ‌های سرسیلندر و سیت سوپاپ‌های گاز و دود نیز مدلسازی شده است. لازم به ذکر است که بلوک موتور نیز بعنوان یک قطعه مجازی مدلسازی شده است.

### ۲-۲- ماده و الگوی رفتاری آن

در این مقاله آلیاژ آلومینیم-سیلیسیم-منیزیم ریخته‌گری شده با هدف کاربرد در سرسیلندر مورد مطالعه قرار گرفته است. سبب شبیه‌سازی رفتار ترمومکانیکی ماده مورد مطالعه قرار گرفته است. آلیاژ آلومینیم مورد نظر، شامل ۷٪ عنصر سیلیسیم و ۰/۳٪ عنصر منیزیم است [۳۳]. انتخاب یک مدل مناسب برای ارزیابی خستگی ترمومکانیکی مواد اهمیت زیادی دارد.

سرسیلندر فراهم شده است [۲۲]. بهینه‌سازی پل بین سوپاپ‌های سرسیلندر به منظور افزایش عمر خستگی آن توسط ماهجان و همکاران انجام شد. شبیه‌سازی آنها نشان داد که مجاری آب سرسیلندر بحرانی هستند [۲۳]. برانگر و همکاران الگویی را به منظور در نظر گرفتن اثر پیرشدن حرارتی سرسیلندر در عمر خستگی آن ارائه کردند. نتایج پژوهش آنها نشان داد که در نظر نگرفتن اثر پیرشدن منجر باعث می‌شود که عمر خستگی سرسیلندر بیشتر از حد مجاز تخمین زده شود [۲۴]. اثر آسیب‌های مکانیکی، اکسیداسیون و خزش بر عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر با استفاده از مدل سیتقلو به وسیله عاشوری مورد ارزیابی قرار گرفت. بر اساس نتایج تحلیل خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر، آسیب مکانیکی نقش عمده‌ای در عمر خستگی سرسیلندر دارد [۲۵]. عاشوری با استفاده از مدل مارو اثر تنش ویسکوزیته بر عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر را مورد پژوهش قرار داد. نتایج تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه نشان داد که در نظر نگرفتن اثر تنش ویسکوزیته باعث می‌شود که عمر خستگی کم‌چرخه حدود ۵/۹ درصد بیشتر از میزان مجاز تخمین زده شود [۲۶]. پیرجیاکومی و همکاران عمر خستگی سرسیلندر را با در نظر گرفتن اثر جوشش پیش‌بینی کردند. توزیع ضریب اطمینان خستگی نشان داد که ناحیه بحرانی در سرسیلندر وجود ندارد [۲۷]. تحلیل گسیختگی و بهینه‌سازی سرسیلندر به وسیله جینگ و همکاران مورد بررسی قرار گرفت. بهینه‌سازی سرسیلندر باعث شد که ضریب اطمینان خستگی از ۰/۸۸ به ۱/۰۴ افزایش یابد [۲۸].

بررسی منابعی که در زمینه تحلیل پیش‌بینی عمر خستگی سرسیلندر انجام شده است، نشان می‌دهد که اثر پلاستیسیته موضعی ناچ‌های سرسیلندر بر عمر خستگی کم‌چرخه آن مورد پژوهش قرار نگرفته است. قطعات مختلف موتور مثل سرسیلندر دارای ناپیوستگی‌های هندسی هستند که به عنوان ناچ شناخته می‌شوند. این ناپیوستگی‌های هندسی منجر به افزایش موضعی تنش شده و تنش افزا نامیده می‌شوند. در صورت وجود تنش افزاها یا ناچ‌ها باید توجه خاصی صورت گیرد زیرا عمر خستگی قطعات ناچ‌دار به علت ایجاد تنش‌های زیاد در محل ناچ، به میزان چشمگیری کاهش می‌یابد [۲۹-۳۰]. از طرف دیگر دمای سرسیلندر آلومینیمی معمولاً به اندازه‌ای بالا است که کرنش‌های ایجاد شده ناشی از تنش ترمومکانیکی عموماً در ناحیه پلاستیک قرار داشته و عمر خستگی سرسیلندر را بصورت چشمگیری کاهش می‌دهد [۶-۷]. پس از پدیده تسلیم، ضریب تمرکز تنش موضعی کمتر از ضریب تمرکز تنش در حالت الاستیک بوده و ضریب تمرکز کرنش موضعی بیشتر از ضریب تمرکز کرنش در حالت الاستیک است. بنابراین باید ضرایب تمرکز تنش و کرنش جدیدی تعریف شود و عمر خستگی قطعات براساس آن پیش‌بینی شود [۳۱-۳۲]. بنابراین هدف این پژوهش بررسی اثر پلاستیسیته

### ۲-۳- شرایط مرزی در تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر

شرایط مرزی در تحلیل حرارتی سرسیلندر شامل محافظه احتراق، مجاری ورود مخلوط سوخت و هوا و خروج گازهای احتراق، مجاری روغن و آب و سطح‌های خارجی سرسیلندر است که در جدول ۱ نشان داده شده است [۱۴، ۱۶ و ۱۸]. بلوک موتور در تحلیل مکانیکی سرسیلندر بصورت یک قطعه مجازی مدل‌سازی شده است که در شکل ۲ نشان داده شده است. باتوجه به این‌که بلوک موتور در تحلیل مکانیکی سرسیلندر ثابت است، سطح خارجی آن در کلیه جهت‌ها مقید می‌شود. لازم به ذکر است که بین سرسیلندر و بلوک موتور از تماس اصطکاکی استفاده می‌شود [۲۶]. فشار احتراق ۵/۵ مگاپاسکال در نظر گرفته شده است که بصورت نیروی فشاری بر سطح محافظه احتراق سرسیلندر اعمال می‌شود. نیروی پیش‌بار پیچ‌های سرسیلندر نیز ۲۶ کیلونیوتن در نظر گرفته شده است.



شکل ۲ شرایط مرزی در تحلیل مکانیکی

Fig.2 Boundary conditions in mechanical analysis

### جدول ۱ شرایط مرزی در تحلیل حرارتی [۱]

Table 1 Boundary conditions in thermal analysis [1]

Area	Temperature(°C)	Heat transfer coefficient(W/m²K)
Inlet duct	55	260
Exhaust duct	850	500
Areas contacting air	30	60
Areas contacting oil	60	150
Areas of combustion chamber	960	1100

### ۲-۴- اثر پلاستیسته موضعی

قطعات مختلف موتور دارای هندسه پیچیده و عوامل تمرکز تنش هستند. عمر خستگی قطعات شیاردار به علت تمرکز تنش‌های زیاد در محل شیار، بصورت قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد [۲۹-۳۰]. بنابراین لازم است اثر ناچ بر عمر خستگی مورد بررسی قرار گیرد. برای رفتار الاستیک، تنش ناچ  $\sigma$  با استفاده از تنش اسمی  $S$  و ضریب تمرکز تنش الاستیک  $k_t$  بصورت زیر تخمین زده می‌شود [۳۱]:

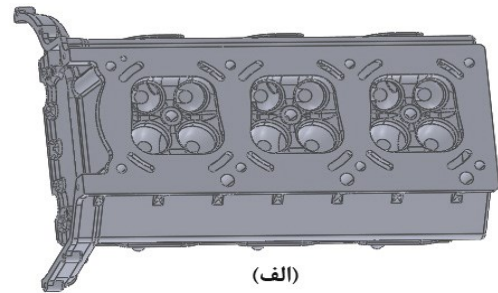
$$\sigma = k_t S \quad (5)$$

پس از تسلیم، کرنش‌های موضعی ناچ بزرگتر از آن چیزی است که از تحلیل الاستیک برآورد می‌شوند. همچنین تنش واقعی کوچکتر از تنش تنش محاسبه شده در حالت الاستیک خواهد بود. بنابراین لازم است ظرایب تمرکز تنش و کرنش جدیدی بصورت زیر تعریف شوند [۳۱]:

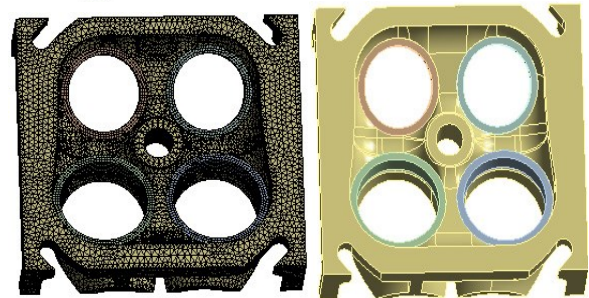
$$K_\sigma = \sigma/S \quad (6)$$

$$K_\epsilon = \epsilon/e \quad (7)$$

که  $\sigma$  و  $\epsilon$  به ترتیب تنش و کرنش الاستیک-پلاستیک در ریشه ناچ است. قانون نیوبر بیان می‌کند که میانگین هندسی ضرایب تمرکز



(الف)



(ج)

(ب)

شکل ۱ الف- سرسیلندر، ب- زیرمدل سرسیلندر و ج- مدل اجزای محدود زیر مدل

Fig.1 (a) Cylinder head, (b) sub-model of the cylinder head and (c) finite element model of sub-model

الگوی سخت شوندهگی غیرخطی همگن-سینماتیک شامل حرکت سطح تسلیم متناسب با مقدار  $X$  در فضای تنش بوده و همچنین تغییر اندازه سطح تسلیم در آن متناسب با مقدار کرنش مومسان است [۳۳]. این مدل بر اساس تحقیقات چابوچه بنا نهاده شده است و برای بررسی مسایل با بارگذاری سیکی مثل سرسیلندر کامل‌ترین و دقیق‌ترین الگو است [۸-۷ و ۲۰]. این الگو با رابطه زیر بیان می‌شود [۳۴]:

$$\dot{X} = C \frac{1}{\sigma_0} (\sigma_{ij} - X_{ij}) \dot{\epsilon}_{ij}^{PL} - \gamma_{ij} \dot{\epsilon}_{ij}^{PL} + \frac{1}{C} \dot{C} X_{ij} \quad (1)$$

که در آن  $C$  مدول سخت شوندهگی سینماتیک،  $\dot{C}$  نرخ تغییرات  $C$  برحسب دما و  $\dot{\epsilon}_{ij}^{PL}$  نرخ کرنش پلاستیک معادل است. در این الگو  $\sigma^0$  (اندازه سطح تسلیم) ثابت می‌ماند. تنش بازگشتی کل از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۳۴]:

$$X = \sum_{k=1}^N X_k \quad (2)$$

در معادله (۲) با در نظر گرفتن  $N$  برابر ۳، متغیر سخت شوندهگی به سه قسمت تقسیم می‌شود که باعث افزایش دقت الگو می‌شود. به منظور معرفی این الگو به نرم افزار انسیس لازم است بخش همگن و بخش سینماتیک بصورت جداگانه تعریف شوند. برای تعریف بخش همگن از رابطه (۳) استفاده می‌شود [۳۴]:

$$R = Q(1 - \exp(-b\dot{\epsilon}^{PL})) \quad (3)$$

که  $b$  و  $Q$  ثابت‌های ماده هستند. معیار تسلیم  $f$  در این مدل با استفاده از معادله زیر بیان می‌شود [۳۴]:

$$f = |\sigma - X| - k - R \quad (4)$$

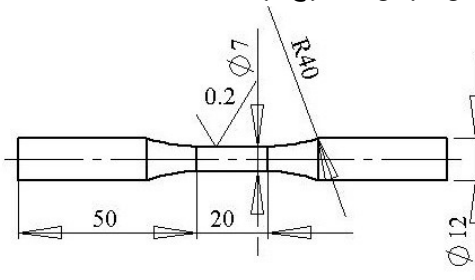
که در آن  $\sigma$ ،  $k$  و  $R$  به ترتیب تنش، سطح تسلیم اولیه و متغیر سخت‌شوندهگی ایزوتروپ است.



شکل ۳ الف- دستگاه تست خستگی و ب- سیستم القایی، کرنش خوان و پیرومتر

Fig.3 (a) Fatigue testing machine and (b) Pyrometer, induction heater and extensometer

به منظور شبیه‌سازی تست‌های خستگی کم‌چرخه، نمونه مورد آزمایش در تست تجربی خستگی کم‌چرخه با استفاده از نرم‌افزار سالیدورکس که ابعاد آن در شکل ۴ نشان داده شده است، مدل‌سازی گردید. سپس مدل مورد نظر وارد نرم‌افزار انسیس گردید و بعد از مش‌بندی، کرنش مکانیکی مشابه شرایط تست تجربی خستگی کم‌چرخه بر آن اعمال گردید. در نهایت منحنی شبیه‌سازی شده تنش-کرنش استخراج گردید.



شکل ۴ هندسه نمونه تست خستگی کم‌چرخه و ابعاد آن

Fig.4 The low cycle fatigue specimen geometry and its dimensions

## ۲-۷- روند بررسی اثر پلاستیسیته موضعی بر عمر خستگی کم‌چرخه

### سرسیلندر

- ۱- مدل‌سازی سرسیلندر در نرم‌افزار سالیدورکس
- ۲- تعیین شرایط مرزی در تحلیل حرارتی و مکانیکی
- ۳- تعیین ثابت‌های سخت‌شوندگی ایزوتروپ و سینماتیک با استفاده از تست‌های خستگی کم‌چرخه
- ۴- تحلیل حرارتی سرسیلندر با استفاده از نرم‌افزار انسیس
- ۵- تحلیل مکانیکی سرسیلندر با استفاده از نرم‌افزار انسیس
- ۶- بررسی اثر پلاستیسیته موضعی بر عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با استفاده از نرم‌افزار انسیس ان‌کد دیزاین‌لایف

### ۳- نتایج و بحث

#### ۳-۱- نتایج تست خستگی کم‌چرخه

نتایج تست تجربی خستگی کم‌چرخه نمونه‌های آلومینیومی سرسیلندر در دماهای ۱۰۰ و ۳۰۰ درجه سانتیگراد در شکل ۵ نشان داده شده است. تست خستگی کم‌چرخه با استفاده از روشی که در

تنش و کرنش درحین تغییر شکل پلاستیک برابر ضریب تغییر شکل الاستیک باقی می‌ماند [۳۱]:

$$K_{\epsilon} = (K_{\sigma} K_{\epsilon})^{0.5} \quad (8)$$

که  $K_{\sigma}$  و  $K_{\epsilon}$  برترتیب ضرایب تمرکز تنش و کرنش هستند. اگر تغییر شکل کاملاً پلاستیک رخ ندهد،  $e = S/E$  اعمال می‌گردد. این امر منجر به معادله مفیدی برای تسلیم موضعی خواهد شد که از قانون نیوبر با جایگزینی معادله‌های ۶ و ۷ به همراه  $e = S/E$  در معادله ۸ بصورت زیر حاصل می‌شود [۳۱]:

$$\sigma_{\epsilon} = \frac{(SK_{\epsilon})^2}{E} \quad (9)$$

معادله فوق بعنوان هذلولی نیوبر نیز شناخته می‌شود و دو مجهول  $\sigma$  و  $\epsilon$  دارد.

## ۲-۵- مدل پیش‌بینی عمر خستگی کم‌چرخه

سرسیلندر یکی از قطعات بسیار مهم و پیچیده موتور است که بارهای حرارتی و مکانیکی را تحمل می‌کند. تنش‌های ترمومکانیکی اعمالی بر سرسیلندر می‌تواند منجر به آسیب خستگی در آن شود. شکست خستگی بدون اطلاع قبلی، ناگهانی و در یک لحظه رخ می‌دهد. بنابراین بسیار خطرناک است. در نتیجه لازم است استحکام و عمر خستگی سرسیلندر موتور مورد بررسی قرار گیرد تا بتواند تنش‌های متناوب ناشی از حرارت و فشار گاز را تحمل نماید. تنش میانگین در پیش‌بینی عمر خستگی قطعات مختلف موثر است. آزمایش‌های تجربی نشان می‌دهند که تنش میانگین فشاری مفید بوده و تنش میانگین کششی عمر خستگی قطعات را تعیین می‌کنند. به منظور در نظر گرفتن اثر تنش‌های میانگین در پیش‌بینی عمر خستگی قطعات مختلف، مدل‌های مختلفی ارائه شده است. رایج‌ترین مدل مورد استفاده در تخمین عمر خستگی کم‌چرخه قطعات خودرو، مدل مارو است [۱۵ و ۱۶]. این مدل با رابطه زیر بیان می‌شود [۳۵]:

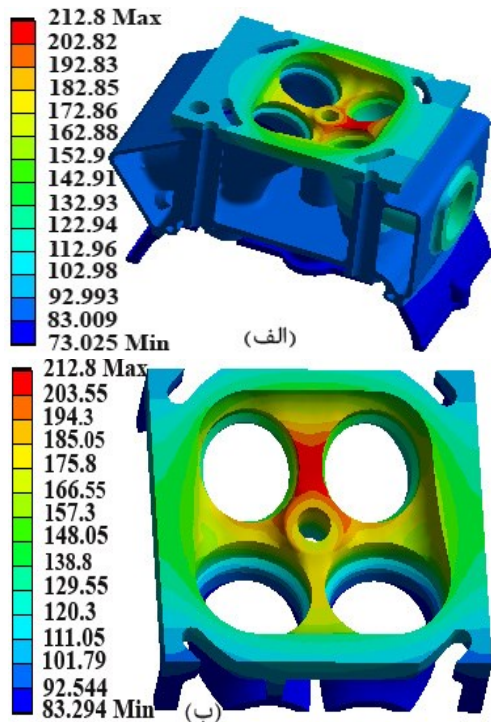
$$\Delta \epsilon = \frac{\sigma_f - \sigma_{mean}}{E} (2N_f)^b + \epsilon_f' (2N_f)^c \quad (10)$$

که  $\sigma_f'$  ضریب مقاومت خستگی،  $\sigma_{mean}$  تنش میانگین،  $E$  مدول یانگ،  $2N_f$  تعداد نیم‌سیکل‌های منجر به شکست،  $b$  عدد استحکام خستگی،  $\epsilon_f'$  ضریب شکل‌پذیری خستگی و  $c$  نمای شکل‌پذیری خستگی و است.

## ۲-۶- تست تجربی و شبیه‌سازی شده خستگی کم‌چرخه

آزمون‌های خستگی کم‌چرخه در این پژوهش براساس استاندارد ASTM-E606 تحت شرایط پایش کرنش مکانیکی و دماهای ۱۰۰ و ۳۰۰ درجه سانتیگراد روی نمونه‌های آلومینیومی انجام شده است. دامنه کرنش مکانیکی ۰٫۳٪ و نرخ بارگذاری کرنش مکانیکی در آزمون‌های خستگی ۰٫۰۰۳ ۱/s در نظر گرفته شده است. تجهیزات آزمون خستگی کم‌چرخه در شکل ۳ نشان داده شده است. از سامانه القایی برای گرم کردن نمونه آزمون استفاده شده است. کرنش مکانیکی و دمای نمونه با دستگاه اندازه‌گیری کرنش در دمای گرم (کرنش‌خوان) و پیرومتر اندازه‌گیری شده است.

از دیدگاه پیش‌بینی عمر خستگی سرسیلندر، تحلیل حرارتی است که تاثیر مهمی بر عمر خستگی آن دارد [۴، ۷ و ۲۰]. توزیع دما در انتهای سیکل گرم شدن موتور در سرسیلندر در شکل ۶-الف نشان داده شده است. از این شکل ملاحظه می‌شود که ماکزیمم دما در سرسیلندر  $212/8^{\circ}\text{C}$  است و در پل بین سوپاپ‌های دود رخ داده است که ناشی از همگرایی گازهای ناشی از احتراق موتور در این ناحیه است. بنابراین پل بین سوپاپ‌های دود از نظر تحلیل حرارتی، ناحیه بحرانی سرسیلندر است. این نتیجه با منابع [۱۴-۱۶ و ۲۰] مطابقت دارد. با استفاده از نتایج حرارتی سرسیلندر می‌توان مناطق بحرانی آن را مشخص نمود. از تحلیل حرارتی می‌توان نتیجه گرفت که ناحیه پل بین سوپاپ‌های دود ناحیه بحرانی است. توزیع دما در زیر مدل سرسیلندر در شکل ۶-ب نشان داده است. با بررسی شکل ۶ ملاحظه می‌شود که انطباق بسیار مناسبی بین توزیع دما در سرسیلندر و زیر مدل آن وجود دارد. بنابراین جهت کاهش زمان و ضمن حفظ دقت تحلیل مکانیکی و تخمین عمر خستگی سرسیلندر از زیرمدل آن استفاده شده است.

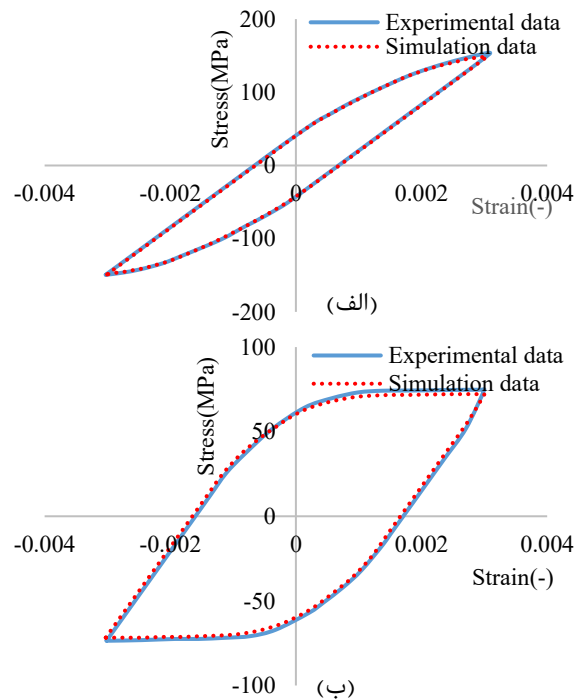


شکل ۶ توزیع دما در الف- سرسیلندر و ب- زیر مدل سرسیلندر  
Fig.6 The temperature distribution in the (a) cylinder head and (b) cylinder head sub-model

### ۳-۳- تحلیل مکانیکی

در تحلیل مکانیکی سرسیلندر نیروهای فشار گاز و پیش‌بار پیچ‌های سرسیلندر بر آن اعمال می‌شود. سرسیلندر همچنین تغییرات دمای موتور را نیز تحمل می‌نماید. بنابراین تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر لازم و ضروری است. در تحلیل مکانیکی سرسیلندر میدان دمای بدست آمده از تحلیل حرارتی به همراه نیروهای فشار گاز و پیش‌بار پیچ‌های سرسیلندر به آن اعمال می‌شود [۱۶-۱۷ و ۲۱-۲۲]. در شکل ۷ توزیع تنش وان‌مایسس در تحلیل

قسمت قبل بیان شد، به وسیله نرم‌افزار انسیس نیز شبیه‌سازی گردید که نتایج آن در شکل ۵ قابل مشاهده است. در شکل مذکور نتایج تست تجربی و شبیه‌سازی شده خستگی کم چرخه مقایسه شده است. بررسی شکل ۵ نشان می‌دهد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تست‌های تجربی و شبیه‌سازی شده خستگی وجود دارد. ثابت‌های قسمت‌های سخت‌شوندگی ایزوتروپ و سینماتیک مدل چابوچه باتوجه به نتایج تست‌های خستگی کم چرخه محاسبه شده است که در جدول‌های ۲ و ۳ گزارش شده است.



شکل ۵ نتایج تست تجربی و شبیه‌سازی شده خستگی کم چرخه در دمای الف- ۱۰۰ و ب- ۳۰۰ درجه سانتیگراد

Fig.5 Experimental and simulated LCF test results at (a)100 and (b)300°C

جدول ۲ ثابت‌های سخت‌شوندگی ایزوتروپ در دماهای مختلف

Table 2 Isotropic hardening constants at different temperatures

T(°C)	100	300
E(MPa)	64.7	51.7
k(MPa)	101.9	48.1
Q(MPa)	21.25	-32.62
b(-)	8.6	1.9

جدول ۳ ثابت‌های سخت‌شوندگی سینماتیک در دماهای مختلف

Table 3 Kinematic hardening constants at different temperatures

T(°C)	100	300
C <sub>1</sub> (MPa)	79993	76850
C <sub>2</sub> (MPa)	64327	11810
C <sub>3</sub> (MPa)	11743	7858
γ <sub>1</sub> (MPa)	1063	353
γ <sub>2</sub> (MPa)	4206	590
γ <sub>3</sub> (MPa)	862	655

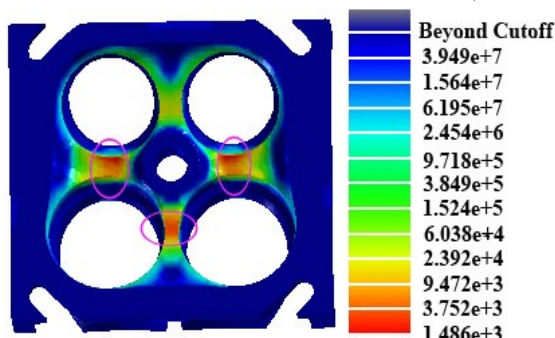
### ۲-۳- تحلیل حرارتی

هدف تحلیل حرارتی یافتن میدان دما در سرسیلندر است. قسمت عمده تنش‌های سرسیلندر ناشی از بارگذاری حرارتی و مابقی ناشی از فشار احتراق و قیدهای مکانیکی است. بنابراین مهمترین تحلیل

دود نیز یکی دیگر از نواحی بحرانی سرسیلندر است اما نسبت به دو ناحیه مذکور از اهمیت کمتری برخوردار است.

**۳-۴- پیش‌بینی عمر خستگی کم‌چرخه و بررسی اثر پلاستیسیته موضعی**

سرسیلندر در معرض بارهای حرارتی و مکانیکی قرار دارد. اختلاف دمایی که از سیکل روشن و خاموش شدن موتور ایجاد می‌شود، باعث ایجاد خستگی در سرسیلندر می‌شود [۶ و ۷-۸]. نتایج تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با در نظر گرفتن اثر پلاستیسیته موضعی با استفاده از روش نیوبر در شکل ۹ نشان داده شده است که براساس آن حداقل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر ۱۴۸۶ سیکل است و در پل بین سوپاپ‌های گاز قابل مشاهده است. با بررسی شکل ۹ ملاحظه می‌شود که علاوه بر پل بین سوپاپ‌های گاز که بحرانی‌ترین ناحیه است، پل بین سوپاپ‌های گاز و دود نیز بحرانی است. پل بین سوپاپ‌های دود نیز با توجه به نتایج تحلیل خستگی کم‌چرخه بحرانی است اما نسبت به نواحی مذکور از اهمیت کمتری برخوردار است. نواحی بحرانی سرسیلندر از دیدگاه عمر خستگی کم‌چرخه در شکل ۹ نشان داده شده است که با نواحی بحرانی از دیدگاه تحلیل مکانیکی که در شکل ۸ قابل مشاهده است، مطابقت دارد. با بررسی شکل ۹ ملاحظه می‌شود که عمر خستگی سرسیلندر از ۱۰۰۰۰ سیکل کمتر است. بنابراین سرسیلندر تحت خستگی کم‌چرخه قرار دارد [۳۵].

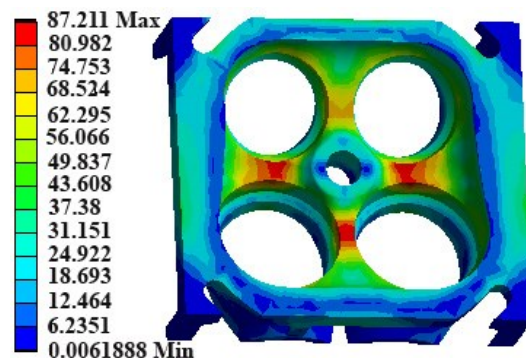


شکل ۹ عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با در نظر گرفتن اثر پلاستیسیته موضعی

Fig.9 The LCF life of the cylinder head considering local plasticity

نتایج تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر بدون در نظر گرفتن اثر پلاستیسیته موضعی در شکل ۱۰ نشان داده شده است. با بررسی شکل ۱۰ ملاحظه می‌شود که حداقل عمر خستگی سرسیلندر ۳۰۵۸ سیکل است و در پل بین سوپاپ‌های گاز قابل مشاهده است. با توجه به نتایج پیش‌بینی عمر خستگی سرسیلندر که در شکل‌های ۹ و ۱۰ نشان داده شده است، حداقل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با و بدون در نظر گرفتن پلاستیسیته موضعی بترتیب ۱۴۸۶ و ۳۰۵۸ سیکل است. بعبارت دیگر در نظر نگرفتن اثر پلاستیسیته موضعی باعث می‌شود، عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر بصورت قابل ملاحظه‌ای بیشتر از حد مجاز تخمین زده شود. بنابراین لازم است اثر پلاستیسیته موضعی در تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر در نظر گرفته شود.

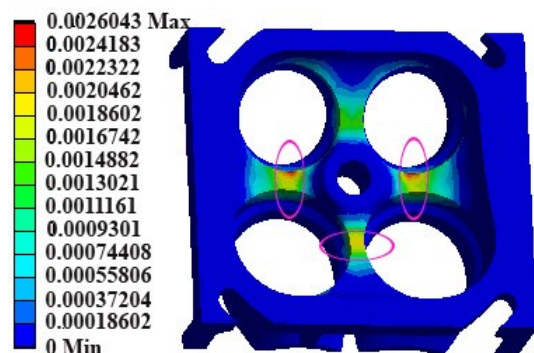
مکانیکی نشان داده شده است. ماکزیمم تنش وان‌مایسس ۸۷/۲۱۱ مگاپاسکال است که در ناحیه پل بین سوپاپ‌های گاز قابل مشاهده است. لازم به ذکر است که تنش بصورت تابعی معکوس با ضخامت ماده رفتار می‌کند. یعنی مکان‌هایی که کمترین ضخامت را دارند، بیشترین تنش را تحمل می‌کنند [۷]. ضخامت پل بین سوپاپ‌های دود خیلی بیشتر از ضخامت پل بین سوپاپ‌های گاز است. بنابراین همانطور که انتظار می‌رفت این ناحیه تنش زیادی را تحمل نمی‌کند و بحرانی نیست. با بررسی شکل ۷ ملاحظه می‌شود که علاوه بر ناحیه پل بین سوپاپ‌های گاز که بحرانی‌ترین ناحیه است، پل بین سوپاپ‌های گاز و دود نیز بحرانی است.



شکل ۷ توزیع تنش وان‌مایسس در سرسیلندر

Fig.7 The Von-Mises stress distribution in the cylinder head

توزیع کرنش پلاستیک معادل در شکل ۸ نشان داده شده است. از شکل مذکور ملاحظه می‌شود که کرنش پلاستیک معادل از صفر بزرگتر است و نشان می‌دهد که ماده سرسیلندر وارد ناحیه تسلیم شده است. کرنش پلاستیک معادل معیاری جهت شناسایی نقاط بحرانی سرسیلندر است. ترک‌های خستگی در نواحی از سرسیلندر جوانه خواهند زد که کرنش پلاستیک در اثر تنش‌های ترمومکانیک‌ی‌ر آنها ایجاد شود [۷-۸].

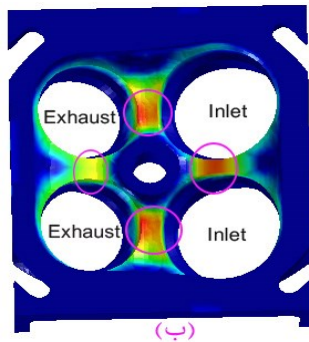
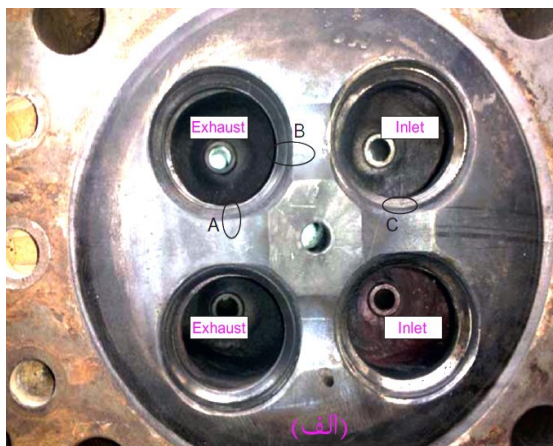


شکل ۸ توزیع کرنش پلاستیک در سرسیلندر

Fig.8 The plastic strain distribution in the cylinder head

با بررسی شکل ۸ مشاهده می‌شود که ناحیه پل بین سوپاپ‌های گاز و دود و پل بین سوپاپ‌های گاز بحرانی هستند و احتمال ایجاد ترک‌های خستگی در آنها وجود دارد. نواحی ذکر شده به علت تحمل دمای زیاد و همچنین ضخامت کم این نواحی، نقاط بحرانی در تحلیل ترمومکانیکی هستند. در نتیجه می‌توان انتظار داشت که شروع ترک‌های خستگی در این نواحی باشد. پل بین سوپاپ‌های

پیش‌بینی شده است که در پل بین سوپاپ‌های دود رخ داده است. ماکزیمم تنش وان‌مایسس در این پژوهش ۸۷/۲۱۱ مگاپاسکال محاسبه شده است که در پل بین سوپاپ‌های گاز قابل مشاهده است. عبارت دیگر اختلاف نتایج تحلیل مکانیکی در پژوهش حاضر و منبع [۳۶] بترتیب حدود ۳/۰۳ درصد است. بنابراین انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تحلیل مکانیکی سرسیلندر در این پژوهش و منبع [۳۶] وجود دارد. نواحی بحرانی سرسیلندر از دیدگاه تحلیل مکانیکی و پیش‌بینی عمر خستگی در شکل‌های ۸ و ۹ نشان داده شده است. محل‌های مستعد ایجاد ترک خستگی در سرسیلندر با پژوهش ژانگ و همکاران در شکل ۱۲ مقایسه شده است. همانطور که از مذکور مشاهده می‌شود، نواحی مستعد ایجاد ترک خستگی ناحیه پل بین سوپاپ‌های گاز و پل بین سوپاپ‌های گاز و دود است که این امر در این پژوهش نیز محقق شده است.

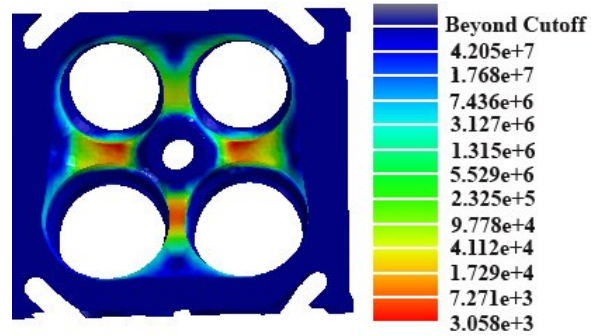


شکل ۱۲ نواحی ایجاد ترک خستگی، الف- پژوهش ژانگ و همکاران [۳۷] و ب- پژوهش حاضر

Fig.12 Fatigue crack initiation areas, (a) Zhang et al. study [37] and (b) the present study

#### ۴- نتیجه‌گیری

در این پژوهش اثر پلاستیسته موضعی ناشی از ناچ‌های سرسیلندر بر عمر خستگی کم‌چرخه آن موتور با استفاده از قانون نیوبر مورد ارزیابی قرار گرفته است. ثوابت مدل سخت‌شوندگی چابوچه با استفاده از نتایج تست‌های خستگی کم‌چرخه در دماهای مختلف محاسبه گردید. تست‌های خستگی کم‌چرخه به وسیله نرم‌افزار انسیس شبیه‌سازی شد و نشان داده شد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده تست‌های خستگی وجود دارد. نتایج تحلیل حرارتی نشان داد که ماکزیمم دما در سرسیلندر ۲۱۲/۸ درجه سانتیگراد است که در پل بین سوپاپ‌های

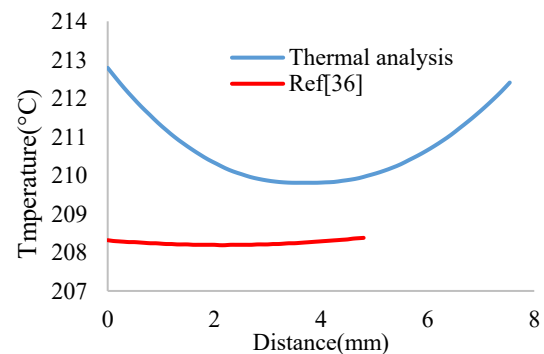


شکل ۱۰ عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر

Fig.10 The LCF life of the cylinder head

#### ۳-۵- اعتبارسنجی نتایج تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر

به منظور ارزیابی نتایج تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر از نتایج پژوهش منبع [۳۶] استفاده شده است که در آن اثر تغییر جنس سرسیلندر از آلیاژ آلومینیم به منیزیم مورد پژوهش قرار گرفته است. شکل هندسی سرسیلندر منبع [۳۶] تقریباً مشابه سرسیلندر مورد بررسی در این پژوهش است و ضخامت پل بین سوپاپ‌های دود از گاز بیشتر است. در منبع مذکور ماکزیمم دما ۲۰۸/۳۷ درجه سانتیگراد محاسبه شده است که در پل بین سوپاپ‌های دود قابل مشاهده است. ماکزیمم دما در این پژوهش ۲۱۲/۸ درجه سانتیگراد پیش‌بینی شده است که مشابه منبع [۳۶] در پل بین سوپاپ‌های دود رخ داده است. عبارت دیگر اختلاف نتایج تحلیل حرارتی در پژوهش حاضر و منبع [۳۶] حدود ۲/۱۳ درصد است. بنابراین انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تحلیل حرارتی سرسیلندر در این پژوهش و منبع [۳۶] وجود دارد. تغییرات دما در پل بین سوپاپ‌های دود که از نظر تحلیل حرارتی، ناحیه بحرانی سرسیلندر محسوب می‌شود با نتایج منبع [۳۶] در شکل ۱۱ مقایسه شده است.



شکل ۱۱ مقایسه تغییرات دما در پل بین سوپاپ‌های دود با نتایج منبع [۳۶]

Fig.11 Comparison of temperature changes in the bridge between intake valves with the results of source [36]

بررسی تغییرات دما در شکل ۱۱ نشان می‌دهد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تحلیل حرارتی در این پژوهش و منبع [۳۶] وجود دارد. لازم به ذکر است که ضخامت پل بین سوپاپ‌های دود در موتور مورد مطالعه در این پژوهش و منبع [۳۶] یکسان نیست. ماکزیمم تنش وان‌مایسس در منبع [۳۶] ۸۹/۹۳۲ مگاپاسکال

mechanical Fatigue of a Cast Aluminum Alloy Cylinder Head of an Internal Combustion Engine," SAE Technical Paper No.2020-01-1077, 2020. doi:10.4271/2020-01-1077

[7] H. Ashouri, B. Beheshti, and M. R. Ebrahimzadeh, "Analysis of fatigue cracks of diesel engines cylinder heads," Journal of theoretical and applied mechanic, Vol. 54, no. 1, pp. 369-383, 2015. doi:10.15632/jtam-pl.54.2.369

[8] H. Ashouri, "Thermal barrier coating effect on stress and temperature distribution of diesel engines cylinder heads using a two layer viscoelasticity model with considering viscosity," International Journal of Automotive Engineering, Vol. 7, no. 2, pp. 2380-2392, 2017. doi:10.22068/ijae.7.2.2380

[9] W. Yang, J. Pang, L. Wang, X. Kang, S. Zhou, C. Zou, S. Li, and Z. Zhang, "Thermo-mechanical fatigue life prediction based on the simulated component of cylinder head," Engineering Failure Analysis, Vol. 135, pp.1-13, 2022. doi:10.1016/j.engfailanal.2022.106105

[10] S. M. Hossein Sharifia, H. Saeidi Googarchin, and F. Forouzes, "Three dimensional analysis of low cycle fatigue failure in engine part subjected to multi-axial variable amplitude thermomechanical load," Engineering Failure Analysis, Vol. 62, pp 128-141, 2016. doi:10.1016/j.engfailanal.2016.01.003

[11] L. Hu, J. Yang, Y. Yu, and F. Dong, "Analysis and Optimisation of Thermo-Mechanical Coupling Load of Cylinder Head Considering Fluid-Structure Interaction for a Marine High-Power Diesel Engine," Energies, Vol. 13, pp. 1-20, 2020. doi:10.3390/en13143597

[12] A. Basiri and A. Amini, "On the Service Life Prediction of Diesel Engine Cylinder Head under Thermomechanical Fatigue Loading with Several Damage Models: A Comparative Study," Automotive Science and Engineering, Vol. 12, no. 1, pp. 3772-3786, 2022. doi:10.22068/ase.2022.578

[13] R. Hazime, C. C. Chang, Q. Wang, and S. Sochor, "Thermomechanical Fatigue Life Predictions of Cast Aluminum Cylinder Heads Considering Defect Distribution," SAE Technical Paper No. 2023-01-0594, 2023. doi:10.4271/2023-01-0594

[14] G. Jing, S. Li, S. Xiao, T. Ma, Z. Lyu, S. Sun, and H. Zhou, "Research on fatigue reliability assessment of engine cylinder head based on neural network," International Journal of Fatigue. Vol. 175, pp. 1-19, 2023. doi:10.1016/j.ijfatigue.2023.107800

[15] H. Ashouri, "Evaluation of quenching process on low cycle fatigue life for cylinder head," Automotive Science Engineering, Vol. 12, no. 4, pp. 3971-3979, 2022. doi:10.22068/ase.2022.613

[16] H. Ashouri, "Low cycle fatigue prediction for cylinder heads considering stress gradient and local yielding," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 239, no. 6, pp. 2153-2162, 2025. doi:10.1177/09544070241228781

[17] H. Zhang, Y. Cui, G. Liang, L. Li, G. Zhang, and X. Qiao, "Fatigue life prediction analysis of high-intensity marine diesel engine cylinder head based on fast thermal fluid solid coupling method," Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and

دود رخ می‌دهد. ماکزیم تنش وان‌مایسس در تحلیل مکانیکی ۸۷/۲۱۱ محاسبه شد که در ناحیه پل بین سوپاپ‌های گاز قابل مشاهده است. براساس نتایج تحلیل ترمومکانیکی علاوه بر پل بین سوپاپ‌های گاز که بحرانی‌ترین ناحیه است، پل بین سوپاپ‌های گاز و دود نیز بحرانی است. پل بین سوپاپ‌های دود نیز یکی دیگر از نواحی بحرانی است اما نسبت به نواحی فوق از اهمیت کمتری برخوردار است. حداقل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با و بدون در نظر گرفتن پلاستیسیته موضعی بترتیب ۱۴۸۶ و ۳۰۵۸ سیکل پیش‌بینی گردید. براساس نتایج عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر، در نظر نگرفتن اثر پلاستیسیته موضعی باعث می‌شود، عمر خستگی کم‌چرخه آن بصورت قابل ملاحظه‌ای بیشتر از حد مجاز تخمین زده شود. بنابراین لازم است اثر پلاستیسیته موضعی در تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر در نظر گرفته شود. نتایج تحلیل اجزای محدود سرسیلندر به منظور ارزیابی صحت نتایج شبیه‌سازی شده با نمونه واقعی سرسیلندر آسیب دیده مقایسه گردید و نشان داده شد که نواحی بحرانی مطابقت بسیار مناسبی با نواحی آسیب‌دیده در نمونه واقعی دارد.

**تأییدیه اخلاقی:** محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسنده است و در هیچ نشریه ایرانی و غیرایرانی منتشر نشده است.

**تعارض منافع:** هیچ تعارض منافع دیگری برای اظهار وجود ندارد.

## منابع

[1] Y. Li, J. Liu, G. Zhong, W. Huang, and R. Zou, "Analysis of a diesel engine cylinder head failure caused by casting porosity defects," Engineering Failure Analysis, Vol. 127, pp. 1-14, 2021. doi:10.1016/j.engfailanal.2021.105498

[2] G. Jing, Z. Lyu, Y. Liu, S. Xiao, H. Zhou, and S. Li, "Reliability study for diesel engine cylinder head through fatigue failure analysis and structural optimization," Engineering Failure Analysis," Vol.142, pp. 1-14, 2022. doi:10.1016/j.engfailanal.2022.106768

[3] X. Luo, X. Zeng, P. Zou, Y. Lin, T. Wei, X. Yuan and S. Liao, "A finite element analysis computational fluid dynamics coupled analysis on thermal-mechanical fatigue of cylinder head of a turbo-charged diesel engine," Journal of Automobile Engineering," Vol. 234, no. 6, pp. 1-10, 2019. doi:10.1177/0954407019890481

[4] P. R. Ren, W. Song, G. Zhong, W. Q. Huang, Z. X. Zuo, C. Z. Zhao, and K. J. Yan, "High-cycle fatigue failure analysis of cast Al-Si alloy engine cylinder head," Engineering Failure Analysis, Vol. 127, pp. 1-15, 2021. doi:10.1016/j.engfailanal.2021.105546

[5] R. Hazime, T. Seifert, and J. Kessens, "Lifetime Assessment of Cylinder Heads for Efficient Heavy Duty Engines Part II: Component-Level Application of Advanced Models for Thermomechanical Fatigue Life Prediction of Lamellar Graphite Cast Iron GJL250 and Vermicular Graphite Cast Iron GJV450 Cylinder Heads" SAE Technical Paper No. 2017-01-0346, 2017. doi:10.4271/2017-01-0346

[6] Y. Liu, P. Annabattula, S. Mirmiran, L. Zhang, J. Chen S. Gaikwad, and K. Singh, "Assessing Thermo-

- [29] M. Carpenter, P. Jha, S. Ray, "Fatigue Tests of Un-Notched and Notched Specimens and Life Prediction Using a Variable Critical Distance Method" SAE Technical Paper No.2019-01-0801, 2019. doi:10.4271/2019-01-0801
- [30] S. A. McKelvey, Y.L. Lee, and M E. Barkey, "Stress-Based Uniaxial Fatigue Analysis Using Methods Described in FKM-Guideline," Journal Failure Analysis and Prevention, Vol. 12, pp. 445-484, 2012. doi:10.1007/s11668-012-9599-4
- [31] N. E. Dowling, Mechanical behavior of materials. USA: Prentice Hall, 1998.
- [32] D. Kujawski and J. L. K. Teo, "A Generalization of Neuber's Rule for Numerical Applications," Procedia Structural Integrity. Vol. 5, pp. 883-888, 2017. doi:10.1016/j.prostr.2017.07.116
- [33] M. Angeloni, C. O. T. R. Ruchert, W. W. Bose Filho, and S. Pommier, "Fatigue life assessment of A356 aluminum alloy used for engine cylinder head," Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. 47, pp. 1-12, 2025. doi:10.1007/s40430-025-05487-z
- [34] J. L. Chaboche, "A review of some plasticity and viscoplasticity constitutive theories," International Journal of Plasticity, Vol. 24, pp. 1642-1693, 2008. doi:10.1016/j.ijplas.2008.03.009
- [35] R. Stephens, R. Fatemi, and A. Fuchs, Metal fatigue in engineering. John Wiley, 2001
- [36] H. Ashouri, "The Effect of Changing Cylinder Head Material from Aluminium Alloy to Magnesium Alloy on its Low Cycle Fatigue Life," Modares Mechanical Engineering, Vol. 25, no. 2, pp. 77-86, 2025. doi:10.48311/mme.25.2.77
- [37] Q. Zhang, Z. Zuo, and J. Liu, "Failure analysis of a diesel engine cylinder head based on finite element method," Engineering Failure Analysis, Vol. 34, pp. 51-58, 2013. doi:10.1016/j.engfailanal.2013.07.023
- Engineering, Vol. 43, pp. 1-15, 2021. doi:10.1007/s40430-021-03049-7
- [18] P. Mahajan, A. Thakur, and R. Bodake, "Correlation of Experimental Thermal Mapping and FEA Thermal Simulation for Cylinder Head for Diesel Engine Development," SAE Technical Paper No.2020-28-0353, 2020. doi:10.4271/2020-28-0353
- [19] T. Seifert T, R. Hazime, C. C. Chang, and C. Hu, "Constitutive Modeling and Thermo-mechanical Fatigue Life Predictions of A356-T6 Aluminum Cylinder Heads Considering Ageing Effects," SAE Technical Paper No.2019-01-0534, 2019. doi:10.4271/2019-01-0534
- [20] X. Zeng, X. Luo, G. Jing, P. Zou, Y. Lin, T. Wei, X. Yuan, and H. Ge, "Engine Cylinder Head Thermal-Mechanical Fatigue Evaluation Technology and Platform Application," SAE International Journal of Engines, Vol. 13, no. 1, pp. 101-120, 2020. doi:10.4271/03-13-01-0008
- [21] A. Pingale, C. C. Chang, and J. Perander, "Data Driven Model to Predict Cylinder Head Fatigue Failure," SAE Technical Paper No. 2021-01-0801, 2021. doi:10.4271/2021-01-0801
- [22] H. Blondet and K. Barthoux, "Fatigue software improvement for calculating by FEA a complete map of the damage due to a duty cycle, regarding thermo-mechanical failure mode," Procedia Structural Integrity, Vol. 38, pp. 526-537, 2022. doi:10.1016/j.prostr.2022.03.053
- [23] P. Mahajan, R. Bodake, and A. Thakur, "Optimization of Scallop Design for Cylinder Head of a Multi-Cylinder Diesel Engine for Reduction of Combustion Deck Temperatures and Simultaneously Enhancing Combustion Deck Fatigue Margin," SAE Technical Paper 2021-01-1233, 2021. doi:10.4271/2021-01-1233
- [24] M. Beranger, J.M. Fiark, K. Ammar, and G. Calletaud, "A new fatigue model including thermal ageing for low copper aluminum-silicon alloys," Procedia Engineering, Vol. 213, pp. 720-729, 2018. doi:10.1016/j.proeng.2018.02.068
- [25] H. Ashouri, "Evaluation of Fatigue, Oxidation and Creep Damages on Thermo-mechanical Fatigue Life for Cylinder Heads," AUT Journal of Mechanical Engineering, Vol. 9, no. 3, pp. 281-294, 2025. doi:10.22060/ajme.2025.23540.6142
- [26] H. Ashouri, "Effect of viscosity stress on the low cycle fatigue of the cylinder head," Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, Vol. 56, no. 8, pp. 1053-1074, 2024. doi:10.22060/mej.2024.23563.7782
- [27] A. Piergiacomini, S. G. Barbieri, F. Renso, V. Mangeruga, and M. Giacomini, "Investigation via Finite Element Analysis of the Influence of Boiling on the Thermo-Structural Behavior of the Engine Head of a High-Performance Combustion Engine," SAE Technical Paper No.2023-24-0184, 2023. doi:10.4271/2023-24-0184.
- [28] G. Jing, Z. Lyu, Y. Liu, S. Xiao, H. Zhou, and S. Li, "Reliability study for diesel engine cylinder head through fatigue failure analysis and structural optimization," Engineering Failure Analysis, Vol.142, pp. 1-19, 2022. doi:10.1016/j.engfailanal.2022.106768