



Effect of viscosity stress on the low cycle fatigue of the cylinder head

Hojjat Ashouri * 

Department of Mechanical Engineering, Varamin-Pishva Branch, Islamic Azad University, Varamin, Iran

ABSTRACT: Loading conditions and complex geometry have led the cylinder head to become the most challenging component in the engine. The cracks in valves in bridge areas are one of the vital durability problems in engines, showing the necessity of the simulation and analysis of fatigue cracks. The present study used the finite element method to analyze the low cycle fatigue (LCF) life. The ANSYS software was also used to predict the temperature, stresses, and LCF life through Morrow theory and nCode Design Life software. The LCF tests were conducted at different temperatures to obtain the mechanical properties of aluminum-silicon-magnesium alloy. The combination of the Chaboche nonlinear isotropic-kinematic hardening model with viscous stress law was used to consider the effect of stress viscosity. LCF tests were simulated by ANSYS software, showing a very good fit between the experimental and simulation results of LCF tests. The results of finite element analysis suggested that the maximum temperature and stress values in the cylinder head were 205.67°C and 83.958MPa. According to the fatigue life analysis results, neglecting the stress viscosity effect led to estimating 105 cycles, or about 5.9% higher than the limit. Therefore, it is necessary to consider the stress viscosity effect in the analysis of the low cycle fatigue life of the cylinder head.

Review History:

Received: Sep. 29, 2024

Revised: Nov. 18, 2024

Accepted: Dec. 23, 2024

Available Online: Dec. 28, 2024

Keywords:

Cylinder Head

Finite Element Analysis

Low Cycle Fatigue

Viscosity Stress

1- Introduction

The cylinder head is under various thermal and mechanical loadings during engine operation. Thermo-mechanical fatigue loading is the most destructive loading for engine cylinder heads due to the temperature fluctuation in the engine running and shutting down. The produced temperature in the aluminum cylinder head is so high that the generated strains due to mechanical-thermal fatigue in the engine cylinder head are generally in the plastic region and significantly decrease the component life. Therefore, estimating the cylinder head life in the designing stage has vital importance regarding its guarantee [1, 2, 3]. In the literature, previous studies report several researches related to the stress analysis and fatigue life in the cylinder heads. Analysis of fatigue cracks of cylinder heads was studied by Ashouri et al. Their simulation showed that the valve bridge is under cyclic tensile and compressive stresses [1]. Liu et al. simulated thermo-mechanical fatigue life prediction of cylinder heads. Their simulation showed that the creep damage is minimal and can be neglected [2]. Seifert et al. evaluated the fatigue life of cylinder heads considering ageing effects. Their research proved that ageing has a significant effect on the damage of materials [3]. Zeng et al. evaluated the thermal and mechanical fatigue life prediction of an engine cylinder head. The fatigue analysis

proved that the lowest fatigue damage occurs in the intake-exhaust valve bridge [4]. In the literature, although lots of papers focused on fatigue life prediction of cylinder heads, there is a lack of science in the field of studying fatigue life prediction in engine cylinder heads considering the viscosity stress effect. Therefore, the aim of this paper is to predict LCF life prediction for cylinder heads considering the viscosity stress.

2- Methodology

The sub-modeling technique was used to reduce the analysis time in the finite element analysis and only modeled the flame deck that entered the plastic region, as well as the valve seats. Morrow equation is the main method of strain-based approach applied widely in the engine industry. Morrow criterion is used to estimate the LCF fatigue life. In this research, the LCF tests, based on the ASTM E606 standard, were conducted on aluminum specimens under mechanical strain monitoring conditions at 25, 200, and 250°C.

3- Result and discussion

Regarding the lifetime estimation, thermal loading is considered the most crucial loading due to its principal impact on the estimation of the cylinder head life leading to thermal

*Corresponding author's email: ashouir1394@gmail.com



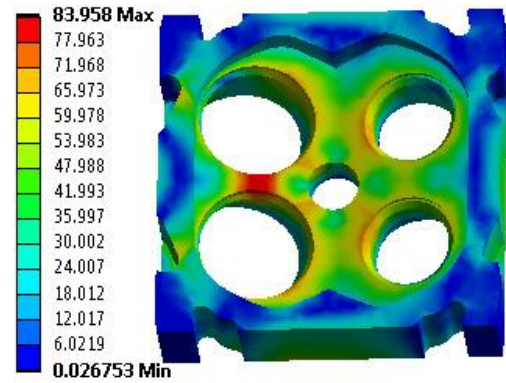
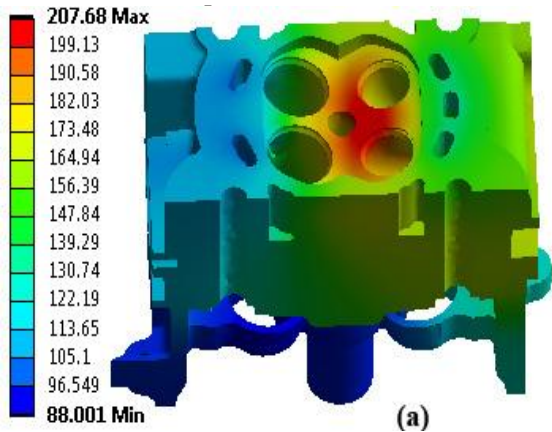


Fig. 2. The Von-Mises stress distribution in the cylinder head

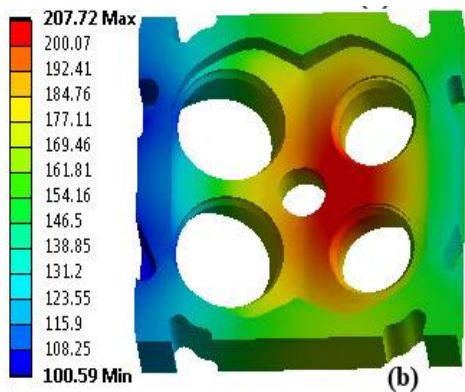


Fig. 1. The temperature distribution in the (a) cylinder head and (b) sub-model

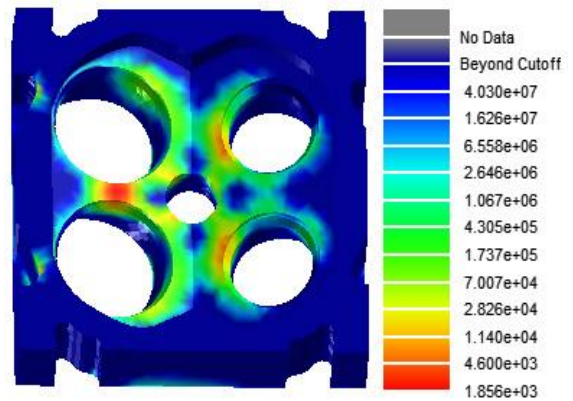


Fig. 3. The LCF life prediction in the cylinder head

stresses, low-cycle fatigue, and occurring mean stresses in high-cycle fatigue [4, 7, 14]. The resulting temperature field on the cylinder heads is shown in “Figure 1”. “Figure 1” shows that the difference between the main model and sub-model is less than 1%. Therefore, the sub-modeling technique was used to reduce the analysis time in the mechanical analysis and LCF life prediction.

In the mechanical analysis of the components, the temperature distribution obtained from thermal analysis with mechanical loads, which the component tolerates during its operational condition, is applied as mechanical loads on the finite element model. “Figure 2” shows the distribution of Von-Mises stress in the cylinder head. “Figure 3” shows that the peak of Mises stress is in areas between valves and the seat of valves. The maximum Mises stress is 83.958MPa, which occurs in the bridge between intake valves.

Analysis of low cycle fatigue demonstrates that 1856 cycles is the minimum life and occurs between intake valves. As shown in “Figure 3”, the minimum thermo-mechanical fatigue life occurs in an area with maximum stress due to the

high plastic strain in the bridge between intake valves, which makes this area susceptible to fatigue cracks.

Evaluation of the viscosity stress in the fatigue life of cylinder heads is the main focus of this research. The fatigue damage estimation has been performed according to LCF approach, also considering the effects of the viscosity stress. “Figure 4” indicates the number of cycles to failure cylinder heads, also considering the viscosity stress.

As can be seen from “Figures 3” and 4, the result of viscosity stress is considerable. Thus, viscosity stress must be investigated in the fatigue life analysis of the cylinder heads.

4- Conclusions

In this study, LCF life prediction for cylinder heads considering viscosity stress is investigated. The finite element method is a potent instrument in designing. The LCF tests were conducted at different temperatures to obtain the mechanical properties of aluminum-silicon-magnesium alloy. The combination of the Chaboche nonlinear isotropic-kinematic hardening model with viscous stress law was

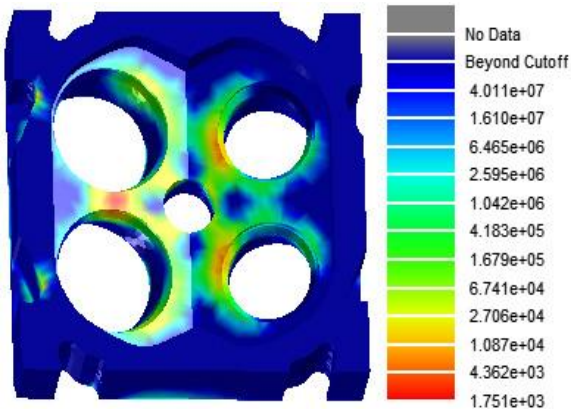


Fig. 4. The LCF life prediction in the cylinder head under viscosity stress

used to consider the effect of stress viscosity. LCF tests were simulated by ANSYS software, showing a very good fit between the experimental and simulation results of LCF tests. The results of finite element analysis suggested that the maximum temperature and stress values in the cylinder head were 205.67°C and 83.958MPa. The LCF life results

showed that 1856 cycles is the minimum fatigue life and occurs between intake valves. According to the fatigue life analysis results, neglecting the viscosity stress effect caused an estimation of about 5.9% higher than the limit. Therefore, it is necessary to consider the viscosity stress effect in the analysis of the low cycle fatigue life of the cylinder heads.

References

- [1] H. Ashouri, B. Beheshti, M.R. Ebrahimzadeh, Analysis of fatigue cracks of diesel engines cylinder heads, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 54(1) (2015) 369-383.
- [2] Y. Liu, P. Annabattula, S. Mirmiran, L. Zhang, J. Chen, S. Gaikwad, K. Singh, Assessing Thermo-mechanical Fatigue of a Cast Aluminum Alloy Cylinder Head of an Internal Combustion Engine, *SAE Technical Paper No.2020-01-1077*, (2020).
- [3] T. Seifert, R. Hazime, C-C. Chang, 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).
- [4] X. Zeng, X. Luo, G. Jing, P. Zou, Y. Lin, T. Wei, X. Yuan, H. Ge, Engine Cylinder Head Thermal-Mechanical Fatigue Evaluation Technology and Platform Application. *SAE International Journal of Engines*, 13(1) (2020) 101-120.



اثر تنش ویسکوزیته بر عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر

حجت عاشوری* 

دانشکده مهندسی مکانیک، واحد ورامین-پیشوا، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۳/۰۷/۰۸
بازنگری: ۱۴۰۳/۰۸/۲۸
پذیرش: ۱۴۰۳/۱۰/۰۳
ارائه آنلاین: ۱۴۰۳/۱۰/۰۸

کلمات کلیدی:

سرسیلندر
تحلیل اجزای محدود
خستگی کم‌چرخه
تنش ویسکوزیته

خلاصه: یکی از مهمترین مسائل دوام موتور ترک‌های ایجاد شده در پل بین سوپاپ‌های سرسیلندر است. بنابراین شبیه‌سازی و تحلیل ترک‌های خستگی ضروری است. در این پژوهش، تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با استفاده از روش اجزای محدود و نرم‌افزار انسیس به منظور پیش‌بینی دما و تنش و سپس عمر خستگی کم‌چرخه با استفاده از تئوری مارو و نرم‌افزار ان‌کد دیزاین لایف انجام شده است. از ترکیب الگوی سخت‌شوندگی غیرخطی همگن-سینماتیک چابوچه با قانون تنش ویسکوز به منظور در نظر گرفتن اثر تنش ویسکوزیته استفاده شده است. خواص مکانیکی آلیاژ آلومینیم-سیلیسیم-منیزیم با استفاده از تست‌های خستگی کم‌چرخه در دماهای مختلف بدست آمده است. تست‌های خستگی کم‌چرخه به وسیله نرم‌افزار انسیس شبیه‌سازی شد و نشان داده شد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده وجود دارد. نتایج تحلیل اجزای محدود نشان داد که ماکزیمم دما و تنش در سرسیلندر ۲۰۵/۶۷ درجه سانتیگراد و ۸۳/۹۵۸ مگاپاسکال است. نتایج تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه نشان داد که در نظر نگرفتن اثر تنش ویسکوزیته باعث می‌شود که تعداد سیکل‌های گسیختگی ۱۰۵ سیکل یا حدود ۵/۹ درصد بیشتر از میزان مجاز تخمین زده شود. بنابراین لازم است اثر تنش ویسکوزیته در تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر در نظر گرفته شود.

۱- مقدمه

و [۹]. بنابراین تحلیل تنش و تخمین عمر خستگی سرسیلندر از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است [۳، ۵، ۸ و ۹]. تاکنون پژوهش‌های مختلفی در زمینه تحلیل تنش و ارزیابی عمر خستگی سرسیلندر انجام شده است. تحلیل و شبیه‌سازی ترک‌های خستگی سرسیلندر توسط عاشوری و همکاران مورد مطالعه قرار گرفت. شبیه‌سازی آنها نشان داد که پل بین سوپاپ‌های گاز و دود تحت تنش‌های سیکلی کششی و فشاری قرار دارد [۵]. ارزیابی پوشش حائل حرارتی در تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر پوشش داده شده توسط عاشوری انجام شد. پژوهش او ثابت کرد که پوشش حائل حرارتی باعث کاهش توزیع دما و تنش در سرسیلندر می‌شود. در نتیجه عمر خستگی سرسیلندر افزایش می‌یابد [۱۰]. برانگر^۱ و همکاران یک مدل خستگی جدید که پیرشدن حرارتی سرسیلندر را نیز در نظر می‌گرفت، ارائه کردند. در نواحی بحرانی، نادیده گرفتن اثر پیرشدن منجر به پیش‌بینی خوش‌بینانه خستگی می‌شد [۱۱]. تحلیل خستگی و بهینه‌سازی سرسیلندر با نسبت تراکم متغیر توسط ساتیانارایانا^۲ و همکاران انجام شد. تجزیه و تحلیل آنها نشان داد

امروزه تولید موتورهای با مصرف سوخت بهینه، یکی از بزرگترین چالش‌های صنعت خودروسازی جهان محسوب می‌شود [۱ و ۲]. نیاز روز افزون به توان بیشتر، آلودگی کمتر و مصرف بهینه سوخت، محدودیت‌های زیادی را بر فرایند طراحی قطعات موتورهای احتراق داخلی تحمیل می‌کنند. این شرایط منجر به بارگذاری‌های شدیدتر حرارتی و مکانیکی بر اجزای موتور شده که چالشی جدید پیش روی طراحان موتور است [۳ و ۴]. یکی از این اجزاء، سرسیلندر است که تحت انواع بارگذاری‌های ترمومکانیکی در حین کارکرد موتور قرار دارد. بارگذاری که باعث بیشترین آسیب در سرسیلندر می‌شود، بارگذاری خستگی ترمومکانیکی است که ناشی از تغییرات دما در چرخه روشن و خاموش موتور است [۲ و ۵-۸]. دمای سرسیلندرهای آلومینیومی در زمان روشن بودن موتور، باعث می‌شود که کرنش‌های ناشی از خستگی ترمومکانیکی در آن عموماً در ناحیه پلاستیک قرار داشته باشد که باعث می‌شود عمر سرسیلندر را به طور چشمگیری کاهش یابد [۵، ۶

1 Beranger
2 Satyanarayana

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: ashouri1394@gmail.com

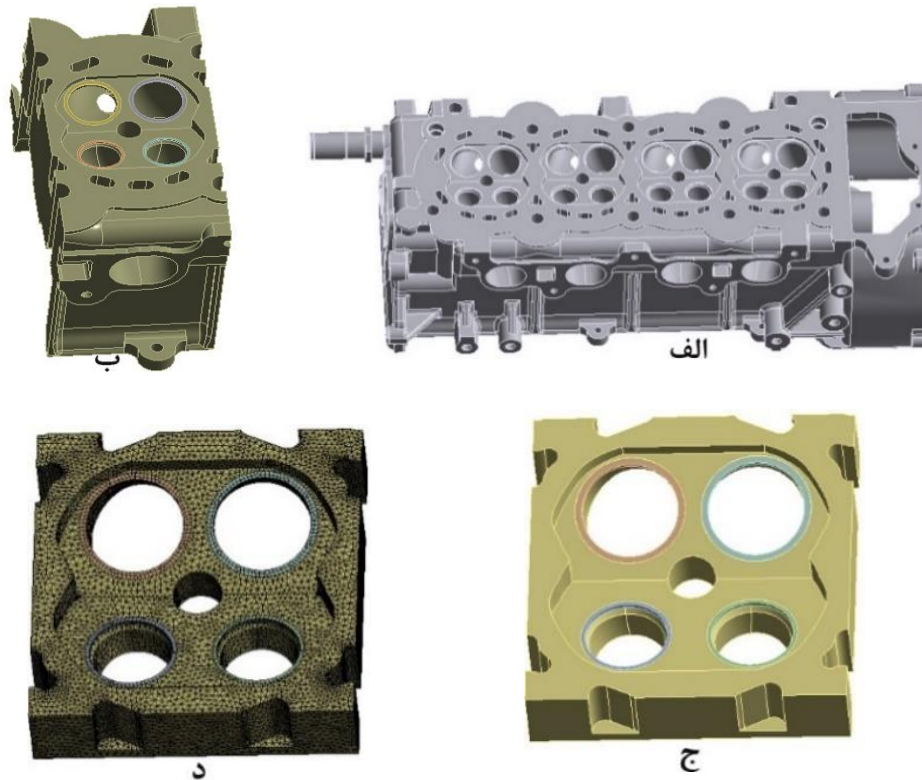
حدود ۵٫۶٪ کاهش یافت [۱۵]. عاشوری تنش‌های ترمومکانیکی سرسیلندر از جنس آلیاژ منیزیم را شبیه‌سازی نمود. نتایج تحقیقات او نشان داد که سرسیلندر منیزیمی تنش‌های کششی و فشاری سبکی کمتری را در مقایسه با سرسیلندر آلومینیومی تحمل می‌کند [۶]. ارزیابی فرآیند کوئنچ کردن بر روی عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر توسط عاشوری انجام شد. نتایج تحلیل اجزای محدود نشان داد که اثر تنش‌های پسماند ناشی از فرآیند کوئنچ کردن بر عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر قابل توجه است و نمی‌توان از آنها چشم‌پوشی کرد [۱۶]. بلوندت و بارتھوکس^{۱۲} نرم‌افزاری را جهت محاسبه آسیب خستگی سرسیلندر که ناشی از شکست حرارتی و مکانیکی آن است، توسعه دادند [۱۷]. یانگ^{۱۳} و همکاران عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر را با استفاده از تئوری سینتقو شبیه‌سازی کردند. مطالعه آنها نشان داد که پل سوپاپ‌ها و محفظه احتراق مناطق بحرانی هستند [۱۸]. تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با در نظر گرفتن گرادیان تنش و پلاستیسیته موضعی به وسیله عاشوری مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج تحلیل خستگی کم‌چرخه نشان داد که حداقل عمر خستگی ۱۰۷۳ سیکل است و در پل بین سوپاپ‌های دود رخ می‌دهد [۱۹].

بررسی منابع نشان می‌دهد که تحلیل‌های تنش و خستگی انجام شده در سرسیلندر به علت در دسترس نبودن اطلاعات رفتار سخت‌شوندگی، نرم‌شوندگی و ویسکوز ماده، بیشتر براساس مدل‌های ساده رفتاری ماده مثل ارتجاعی-مومسان بوده و کمتر اثر ویسکوزیته در سرسیلندر در نظر گرفته شده است. آلیاژ آلومینیوم در دمای کاری موتور دارای رفتار ویسکوزیته است که این رفتار نیز باید در نظر گرفته شود [۵، ۶ و ۱۰]. لذا هدف اصلی این پژوهش شبیه‌سازی رفتار ترمومکانیکی سرسیلندر براساس مدل سخت‌شوندگی غیرخطی همگن-سینماتیک چابوچه و ترکیب آن با قانون تنش ویسکوز و در نهایت تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر است. برای این منظور ابتدا از نرم‌افزار سالیدورکس^{۱۴} جهت مدلسازی سرسیلندر استفاده گردید. پارامترهای مدل سخت‌شوندگی غیرخطی همگن-سینماتیک چابوچه با استفاده از تست خستگی کم‌چرخه در دماهای مختلف استخراج گردید. سپس از نرم‌افزار آنسیس^{۱۵} جهت تحلیل تنش‌های ترمومکانیکی سرسیلندر با در نظر گرفتن تنش ویسکوزیته استفاده شد. در نهایت اثر تنش ویسکوزیته بر عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر با استفاده از تئوری مارو^{۱۶} و نرم‌افزار ان‌کد

که نسبت تراکم ۱۶٫۵ دارای بالاترین ضریب ایمنی است [۱۲]. بررسی گسیختگی سرسیلندر موتور توسط جینگ^۱ و همکاران مورد مطالعه قرار گرفت. تحقیقات آنها ثابت کرد که گسیختگی سرسیلندر عمدتاً ناشی از خستگی حرارتی است [۱]. لای و انگلر پینتو^۲ دستگاه تست خستگی را برای مواد مختلف سرسیلندر توسعه دادند [۲]. تحلیل ترک‌های گسیختگی پیچ‌های سرسیلندر توسط فونته^۳ و همکاران مورد مطالعه قرار گرفت. بررسی آنها نشان داد که دلیل اصلی شروع ترک، تمرکز تنش بالا در ریشه رزوه پیچ است [۱۳]. سیفرت^۴ و همکاران عمر خستگی سرسیلندرها را با در نظر گرفتن اثرات پیرشدن پیش‌بینی کردند. تحقیقات آنها ثابت کرد که پیرشدن سرسیلندر تأثیر قابل توجهی در آسیب آن دارد [۸]. زنگ^۵ و همکاران عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر موتور را ارزیابی کردند. تجزیه و تحلیل خستگی ثابت کرد که کمترین آسیب خستگی در پل بین دریچه گاز و دود رخ می‌دهد [۷]. پیش‌بینی عمر خستگی حرارتی و مکانیکی سرسیلندر یک موتور مجهز به توربوشارژر توسط وانگ^۶ و همکاران انجام شد. مطالعه آنها ثابت کرد که ناحیه‌ای که حداقل عمر خستگی در آن پیش‌بینی شده است، با ناحیه ایجاد ترک در آزمایش‌های تجربی مطابقت دارد [۱۴]. لیو^۷ و همکاران عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندرها را شبیه‌سازی کردند. بررسی آنها نشان داد که آسیب خزش حداقل است و می‌توان از آن چشم‌پوشی کرد [۹]. تحلیل خستگی پرچرخه سرسیلندر توسط پینگاله^۸ و همکاران انجام شد. مطالعه آنها نشان داد که تفاوت بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده کمتر از ۱۱ درصد است [۱۵]. ژانگ^۹ و همکاران عمر خستگی سرسیلندر را بر اساس مدل کوپلینگ جامد-سیال پیش‌بینی کردند. نتایج تحلیل خستگی ثابت کرد که کمترین عمر خستگی در پل بین سوپاپ‌های دود رخ می‌دهد [۳]. عمر خستگی سرسیلندر توسط رن^{۱۰} و همکاران پیش‌بینی شد. مطالعه آنها نشان داد که نیروی ناشی از احتراق نمی‌تواند باعث گسیختگی سرسیلندر شود [۴]. بهینه‌سازی پل سوپاپ سرسیلندر به منظور کاهش دمای محفظه احتراق توسط ماهجان^{۱۱} و همکاران انجام شد. آسیب خستگی در نواحی بهینه‌سازی

- 1 Jing
- 2 Lai and Engler-Pinto
- 3 Fonte
- 4 Seifert
- 5 Zeng
- 6 Wang
- 7 Liu
- 8 Pingale
- 9 Zhang
- 10 Ren
- 11 Mahajan

- 12 Blondet and Barthoux
- 13 Yang
- 14 Solidworks
- 15 ANSYS
- 16 Morrow



شکل ۱. الف- سرسیلندر، ب- سرسیلندر مورد استفاده در تحلیل اجزای محدود، ج- زیر مدل سرسیلندر و د- مدل اجزای محدود زیر مدل

Fig. 1. (a) cylinder head, (b) cylinder head used in FEA analysis, (c) sub-model of the cylinder head and (d) finite element model of sub-model

حرارتی $\frac{1}{C} 10^{-6} * 22/6$ ساخته شده است [۲۰ و ۲۱]. مدل اجزای محدود سرسیلندر از ۸۵۷۶۷ المان و ۱۳۸۷۰۶ گره جهت افزایش دقت نتایج تحلیل اجزای محدود تشکیل شده است. جهت مش بندی سرسیلندر از المان‌های سه بعدی Tet10 استفاده شده است. این المان چهار وجهی و دارای ۱۰ گره است. 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. سیت سوپاپ‌ها نیز مدلسازی شده است. نواحی که بعنوان سطوح برش انتخاب شده است در محدوده الاستیک قرار دارند و به اندازه کافی از نواحی با تنش بالا دور هستند.

۲-۲- ماده و الگوی رفتاری آن

در این پژوهش از آلیاژ ریخته گری شده آلومینیم-سیلیسیم-منیزیم برای شبیه سازی رفتار ترمومکانیکی آن استفاده شده است. آلیاژ مورد

دیزاین لایف^۱ مورد مطالعه و ارزیابی قرار گرفت.

۲- مواد و روشها

۲-۱- مدل اجزای محدود و خواص مواد

به منظور کاهش زمان و هزینه طراحی قطعات مختلف موتور باید از ابزارهای مناسب شبیه سازی در تحلیل‌ها استفاده نمود. امروزه از روش تحلیل اجزای محدود استفاده گسترده‌ای جهت طراحی و بهینه سازی قطعات مختلف موتور مثل سرسیلندر می‌شود. سرسیلندر یکی از قطعات با هندسه پیچیده و چالش برانگیز موتور است که تحلیل المان محدود نقش مهمی در تحلیل ترمومکانیکی و بهینه سازی آن دارد [۳، ۵ و ۷]. سرسیلندر مورد بررسی در این پژوهش در «شکل ۱» نشان داده شده است. سرسیلندر از جنس آلیاژ آلومینیم با مدول یانگ ۷۰ GPa، نسبت پواسون ۰٫۳ و ضریب انبساط

در بسیاری از منابع به علت در دسترس نبودن اطلاعات تنش ویسکوزیته، از رفتار ویسکوزیته مواد صرف نظر شده است. آلیاژ آلومینیم در دمای کاری موتور علاوه بر رفتار پلاستیک، دارای رفتار ویسکوزیته نیز است که این رفتار نیز باید در نظر گرفته شود [۵، ۶ و ۱۰]. جهت در نظر گرفتن اثر تنش ویسکوزیته از معادله زیر استفاده می شود [۲۳]:

$$\sigma_v = \frac{1}{\beta} \sinh^{-1} \left(\frac{\dot{\epsilon}}{\alpha} \right) \quad (۵)$$

لازم به ذکر است که پارامترهای تنش ویسکوزیته به منظور بررسی اثر آن بر عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر از منبع [۲۴] استخراج و وارد نرم افزار انسیس شده است.

۲-۳- شرایط مرزی در تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر

شرایط مرزی در تحلیل حرارتی سرسیلندر شامل محفظه احتراق، مجاری ورود مخلوط سوخت و هوا و خروج گازهای احتراق، راهگاه های روغن و آب و سطح های خارجی سرسیلندر است [۱، ۳، ۱۴ و ۱۹]. در تحلیل حرارتی برای قسمت های مختلف سرسیلندر از ضریب انتقال حرارت جابه جایی و دما استفاده می شود که در «جدول ۱» نشان داده شده است.

در تحلیل مکانیکی فرض می شود که سرسیلندر به وسیله پیچ به بلوک موتور متصل شده است. بلوک موتور بصورت یک قطعه مجازی مدل سازی می شود. باتوجه به این که بلوک موتور ثابت است، سطح خارجی بلوک موتور در کلیه جهتها مقید می شود. لازم به ذکر است که بین سرسیلندر و بلوک موتور از تماس اصطکاکی استفاده شده است [۲۵]. در «شکل ۲» شرایط مرزی مکانیکی نشان داده شده است.

۲-۴- مدل تحلیل خستگی کم چرخه

شکست خستگی قطعات مختلف موتور و خودرو فرایندی است ناگهانی که قبل از شکست هیچ تغییری در کارکرد آنها مشاهده نمی شود. بروز شکست خستگی در قطعات مختلف خطرناک و پرهزینه است. بنابراین لازم است عمر خستگی قطعات مختلف موتور تعیین و محاسبه شود. در طراحی قطعات حضور تنش میانگین غیر صفر می تواند بر روی رفتار خستگی ماده تاثیر داشته باشد. زیرا تنش میانگین کششی یا فشاری می تواند تشکیل و رشد ترک خستگی را کند یا تسریع نماید. مدل های مختلفی برای در نظر گرفتن تنش های میانگین در رفتار خستگی پیشنهاد شده اند. رایج ترین مدل

نظر با نام A356.0 شناخته می شود که در سرسیلندر موتور مورد استفاده قرار می گیرد [۲۰ و ۲۱]. انتخاب یک مدل مناسب برای ارزیابی خستگی ترمومکانیکی مواد اهمیت زیادی دارد. مدل سخت شونده گی سینماتیک دارای دو قسمت مدل سخت شونده گی خطی و غیرخطی همگن-سینماتیک است. مدل دوم با سطح تسلیم وان مایسس به کار می رود و برای بررسی مسایل با بارگذاری سیکلی مثل سرسیلندر کامل ترین و دقیق ترین الگو است [۵، ۶ و ۲۱]. الگوی سخت شونده گی غیرخطی همگن-سینماتیک شامل حرکت سطح تسلیم متناسب با مقدار α به عنوان تنش بازگشتی در فضای تنش بوده و همچنین تغییر اندازه سطح تسلیم در آن متناسب با مقدار کرنش مومسان است. این مدل بر اساس تحقیقات چابوچه بنا نهاده شده است که معادله آن بصورت رابطه زیر است [۲۲]:

$$\dot{\alpha} = C \frac{1}{\sigma_0} (\sigma_{ij} - \alpha_{ij}) \dot{\epsilon}^{PL} - \gamma_{ij} \dot{\epsilon}^{PL} + \frac{1}{C} \dot{C} \alpha_{ij} \quad (۱)$$

در این الگو σ^0 ثابت می ماند. تنش بازگشتی کل از رابطه زیر محاسبه می شود [۲۲]:

$$\alpha = \sum_{K=1}^N \alpha_K \quad (۲)$$

در معادله (۲) با در نظر گرفتن N برابر ۳، متغیر سخت شونده گی به سه قسمت تقسیم می شود که باعث افزایش دقت الگو می شود. 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 می شود [۲۲]:

$$\sigma^0 = \sigma_0 + Q(1 - \exp(b \dot{\epsilon}^{PL})) \quad (۳)$$

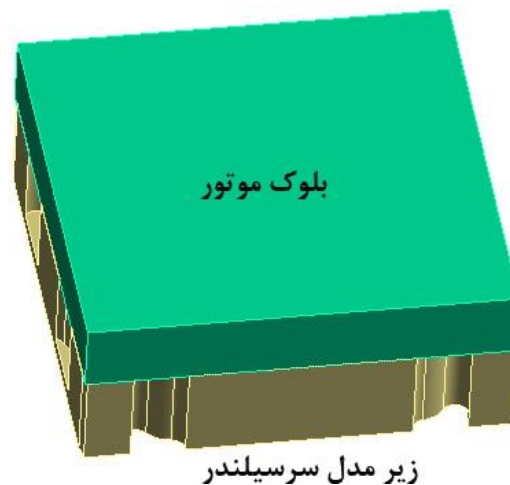
تنش اعمالی بر قطعات در مدل چابوچه با استفاده از رابطه زیر محاسبه می شود [۲۳]:

$$\sigma = \alpha + \sigma^0 + \sigma_0 + \sigma_v \quad (۴)$$

جدول ۱. شرایط مرزی در تحلیل حرارتی [۱]

Table 1. Boundary conditions in thermal analysis [1]

شرط مرزی	ناحیه
$1.027 \times 10^{-6} \text{ W/mm}^2\text{C}, 959^\circ\text{C}$	محفظه احتراق
$290 \times 10^{-6} \text{ W/mm}^2\text{C}, 30^\circ\text{C}$	مجاری ورودی
$400 \times 10^{-6} \text{ W/mm}^2\text{C}, 650^\circ\text{C}$	مجاری خروجی
$7500 \times 10^{-6} \text{ W/mm}^2\text{C}, 100^\circ\text{C}$	راهگاه آب
$150 \times 10^{-6} \text{ W/mm}^2\text{C}, 60^\circ\text{C}$	راهگاه روغن
$60 \times 10^{-6} \text{ W/mm}^2\text{C}, 30^\circ\text{C}$	سطوح خارجی



شکل ۲. شرایط مرزی در تحلیل مکانیکی

Fig. 2. Boundary conditions in mechanical analysis

لازم به ذکر است که پارامترهای معادله خستگی مارو از منبع [۲۶] استخراج و وارد نرم‌افزار ان کد دیزاین شده است.

مورد استفاده در صنایع خودروسازی، مدل مارو است [۱۹ و ۲۰]. این مدل با معادله زیر بیان می‌شود [۲۶]:

۲-۵- تست خستگی کم‌چرخه
در این پژوهش آزمون‌های خستگی کم‌چرخه براساس استاندارد ASTM-E606 تحت شرایط پایش کرنش مکانیکی و در دماهای ۲۰۰، ۲۵

$$\Delta \varepsilon = \frac{\Delta \varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f' - \sigma_{mean}}{E} (2Nf)^b + \varepsilon_f' (2Nf)^c \quad (6)$$



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

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

در نظر گرفتن اثر تنش ویسکوزیته بصورت فلوچارت در «شکل ۴» نشان داده شده است.

۴- نتایج و بحث

۴-۱- نتایج تست خستگی کم چرخه

نتایج تست خستگی کم چرخه نمونه‌های آلومینیومی سرسیلندر در دماهای ۲۵، ۲۰۰ و ۲۵۰ درجه سانتیگراد در «شکل ۵» نشان داده شده است. تست‌های خستگی کم چرخه به وسیله نرم‌افزار انسیس نیز شبیه‌سازی شده است. بررسی «شکل ۵» نشان می‌دهد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تست تجربی و شبیه‌سازی شده خستگی وجود دارد. ثابت‌های قسمت‌های سخت‌شوندگی ایزوتروپ و سینماتیک با توجه به نتایج تست‌های خستگی بدست آمده است که در «جدول‌های ۲ و ۳» گزارش شده است.

۴-۲- تحلیل حرارتی

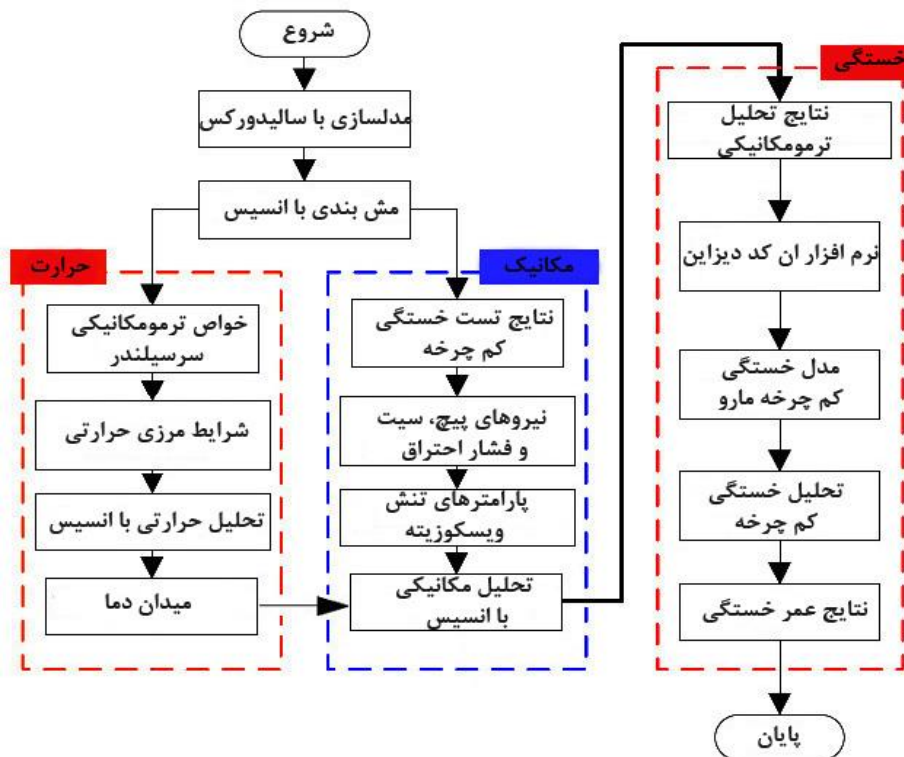
هدف تحلیل حرارتی یافتن میدان دما در سرسیلندر است. تنش‌های حرارتی در سرسیلندر، تنش‌های غالب و حاکم هستند که منجر به خستگی کم چرخه در آن می‌شوند. خستگی کم چرخه سرسیلندر ناشی از سیکل تکراری روشن و خاموش شدن موتور خودرو است. مهمترین بارگذاری از دیدگاه پیش‌بینی عمر خستگی سرسیلندر، بارگذاری حرارتی است که تاثیر عمده‌ای بر عمر خستگی آن دارد [۴، ۷ و ۱۴]. توزیع دما در انتهای سیکل

و ۲۵۰ درجه سانتیگراد روی نمونه‌های آلومینیومی انجام شده است. نرخ کرنش مکانیکی در همه دماهای آزمون $1/S$ ۰,۰۰۳ بود. تجهیزات آزمون خستگی کم چرخه در «شکل ۳» نشان داده شده است. همانگونه که مشاهده می‌شود، از سامانه القایی برای گرم کردن نمونه آزمون استفاده شده است. کرنش مکانیکی و دمای نمونه با دستگاه اندازه‌گیری کرنش (کرنش‌خوان) در دمای گرم و پیرومتر اندازه‌گیری می‌شود.

۳- روند تحلیل خستگی کم چرخه سرسیلندر

روند تحلیل خستگی کم چرخه سرسیلندر بصورت زیر است :

- 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 کم چرخه
 - ۴- تحلیل حرارتی سرسیلندر با استفاده از نرم‌افزار انسیس
 - ۵- تحلیل مکانیکی سرسیلندر با استفاده از نرم‌افزار انسیس و در نظر گرفتن تنش ویسکوزیته
 - ۶- تحلیل خستگی کم چرخه سرسیلندر با استفاده از نرم‌افزار ان‌کد دیزاین لایف
- روند تحلیل عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر با استفاده از مدل مارو و



شکل ۴. فلوجارت تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر

Fig. 4. Flowchart of the LCF analysis of cylinder head

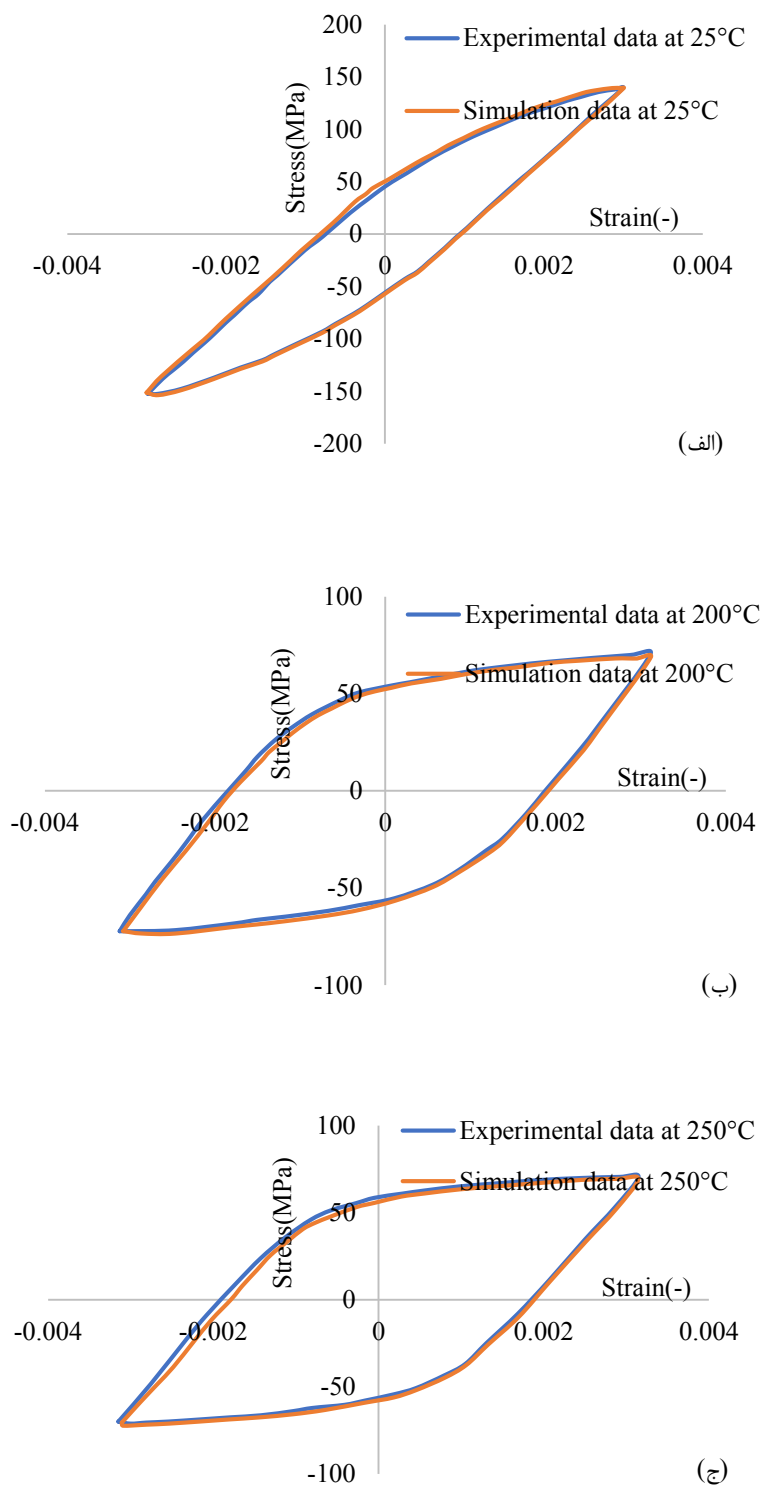
و ضمن حفظ دقت تحلیل مکانیکی و تخمین عمر خستگی سرسیلندر از تکنیک زیرمدل سازی استفاده شده است.

۴-۳- تحلیل مکانیکی

تحلیل مکانیکی سرسیلندر در دو مرحله انجام شد. در مرحله اول سیت سوپاپ‌های گاز و دود در مجاری سیت سرسیلندر فشرده شدند. در گام دوم تحلیل مکانیکی سرسیلندر، توزیع دمایی بدست آمده از تحلیل حرارتی به همراه نیروهای احتراق و پیش‌بار پیچ‌ها به سرسیلندر اعمال می‌شود [۳، ۷، ۱۴، ۱۵، ۱۷ و ۱۹]. توزیع تنش وان مایسس در سرسیلندر در «شکل ۷» نشان داده شده است. با بررسی «شکل ۶» ملاحظه می‌شود که ماکزیمم تنش وان مایسس ۸۳،۹۵۸ مگاپاسکال است که در پل بین سوپاپ‌های گاز رخ می‌دهد. 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. از طرف دیگر علاوه بر پل

گرم شدن موتور در سرسیلندر موتور در «شکل ۶-الف» نشان داده شده است. از این شکل ملاحظه می‌شود که ماکزیمم دما در سرسیلندر ۲۰۵،۶۷ درجه سانتیگراد است و در پل بین سوپاپ‌های دود رخ داده است که ناشی از همگرایی گازهای ناشی از احتراق موتور در این ناحیه است. این نتیجه با منابع [۱، ۷، ۱۴، ۱۶، ۱۹ و ۲۰] مطابقت دارد. با استفاده از نتایج حرارتی سرسیلندر می‌توان مناطق بحرانی آن را مشخص نمود. از تحلیل حرارتی می‌توان نتیجه گرفت که پل بین سوپاپ‌های دود ناحیه بحرانی است. در «شکل ۵-ب» توزیع دما در زیر مدل سرسیلندر نشان داده است. ماکزیمم دما در زیر مدل سرسیلندر ۲۰۷،۷۲ درجه سانتیگراد است و در پل بین سوپاپ‌های دود قابل مشاهده است.

با بررسی «شکل ۶» ملاحظه می‌شود که اختلاف دما در مدل اجزای محدود سرسیلندر و زیر مدل آن ۲،۰۵ درجه سانتیگراد است. عبارت دیگر اختلاف دما در مدل اجزای محدود سرسیلندر و زیر مدل آن بسیار ناچیز است و انطباق بسیار مناسبی بین آنها برقرار است. بنابراین جهت کاهش زمان



شکل ۵. نتایج تست تجربی و شبیه‌سازی شده خستگی کم‌چرخه در دمای الف- ۲۵، ب- ۲۰۰ و ج- ۲۵۰ درجه سانتیگراد

Fig. 5. Experimental and simulated LCF test results at (a)20, (b)200 and (c) 250°C

جدول ۲. ثابت‌های سخت‌شدگی ایزوتروپ و مدول یانگ در دماهای مختلف

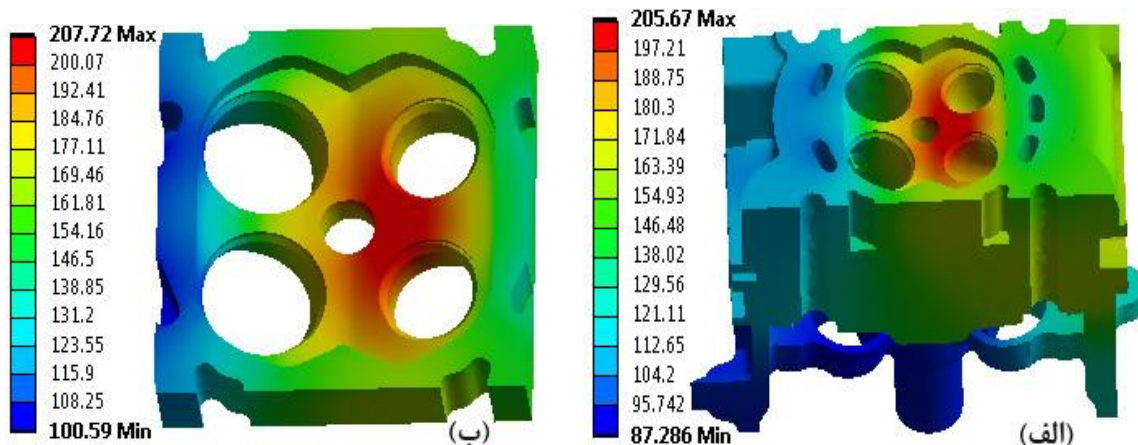
Table 2. Isotropic hardening constants and Young's modulus at different temperatures

۲۵۰	۲۰۰	۲۰	T(°C)
۵۳/۲	۵۹/۸	۶۹/۳	E(MPa)
۶/۶	۴/۴۸	۸۱/۵	k(MPa)
-۱۶/۵	۴/۷	۱۶	Q(MPa)
۱/۱	۱/۶	۱۹	b(-)

جدول ۳. ثابت‌های سخت‌شدگی سینماتیک در دماهای مختلف

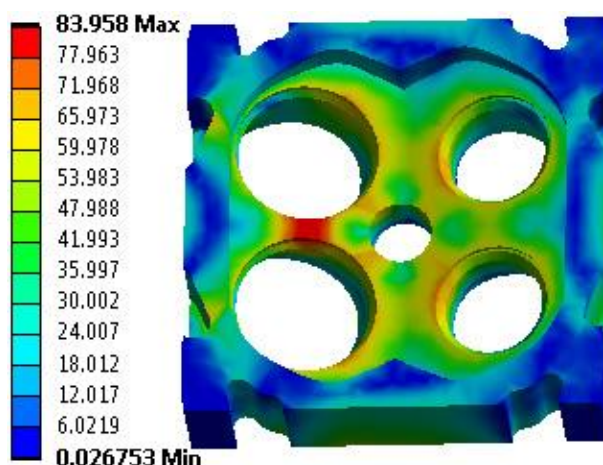
Table 3. Kinematic hardening constants at different temperatures

۲۵۰	۲۰۰	۲۰	T(°C)
۵۷۵۰	۲۴۹۸۷	۱۲۴۳۲	C ₁ (MPa)
۸۸۶۰	۱۵۹۸۹	۲۴۹۳۲	C ₂ (MPa)
۳۵۲۳۱	۷۰۵۰	۴۴۶۷۰	C ₃ (MPa)
۴۱۰	۲۶۹۶	۱۳۱۰	γ ₁ (MPa)
۳۷۱۰	۲۱۸۲۰	۱۳۳۰	γ ₂ (MPa)
۳۸۹۰	۳۱۳	۱۲۵۹	γ ₃ (MPa)



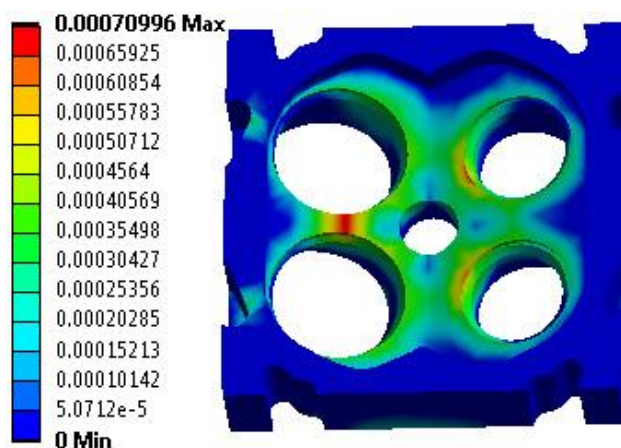
شکل ۶. توزیع دما در الف- سرسیلندر و ب- زیر مدل سرسیلندر

Fig. 6. The temperature distribution in the (a) cylinder head and (b) cylinder head sub-model



شکل ۷. توزیع تنش وان مایسس در سرسیلندر

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

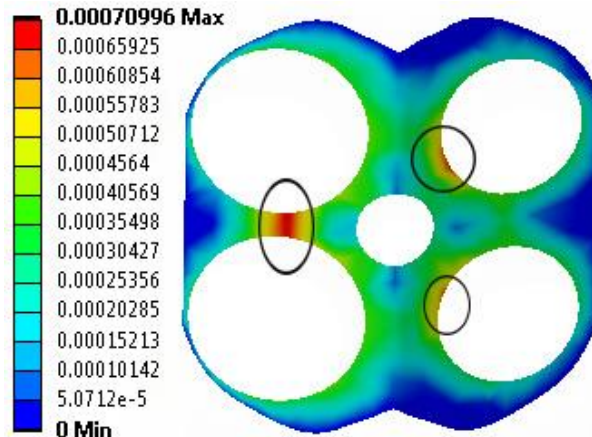


شکل ۸. توزیع کرنش پلاستیک در سرسیلندر

Fig. 8. The plastic strain distribution in the cylinder head

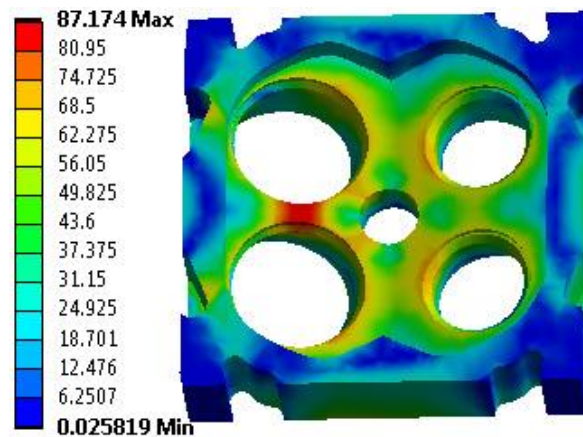
سرسیلندر در نقاطی از آن مشاهده خواهد شد که کرنش پلاستیک در اثر تنش‌های ترمومکانیکی در آن ایجاد شود. کرنش پلاستیک معادل معیاری جهت شناسایی نقاط بحرانی سرسیلندر است. با بررسی «شکل ۷» مشاهده می‌شود که دو ناحیه پل بین سوپاپ‌های گاز و پل بین سوپاپ‌های گاز و دود بحرانی هستند و احتمال ایجاد ترک‌های خستگی در آنها وجود دارد. این نواحی در «شکل ۹» مشخص شده است.

بین سوپاپ‌های گاز که ناحیه بحرانی است، پل بین سوپاپ‌های گاز و دود نیز دیگر ناحیه بحرانی است. 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 [۵ و ۶].
براساس نتایج منابع [۵، ۶، ۱۹ و ۲۰] جوانه‌زنی ترک‌های خستگی در



شکل ۹. نواحی بحرانی سرسیلندر

Fig. 9. Critical areas of the cylinder head



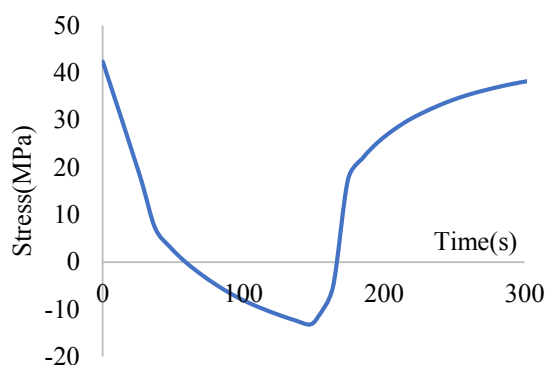
شکل ۱۰. توزیع تنش وان مایسس در سرسیلندر با در نظر گرفتن تنش ویسکوزیته

Fig. 10. The Von Mises stress distribution in the cylinder head considering viscosity stress

در «شکل ۱۰» توزیع تنش وان مایسس در سرسیلندر با در نظر گرفتن تنش ویسکوزیته نشان داده شده است. ماکزیمم تنش وان مایسس ۸۷،۱۷۴ و ۸۳،۹۵۸ مگاپاسکال است. بعبارت دیگر در نظر نگرفتن تنش ویسکوزیته باعث می‌شود، تنش وان مایسس ۳،۲۱۶ مگاپاسکال یا ۳،۶۹ درصد کمتر تخمین زده شود.

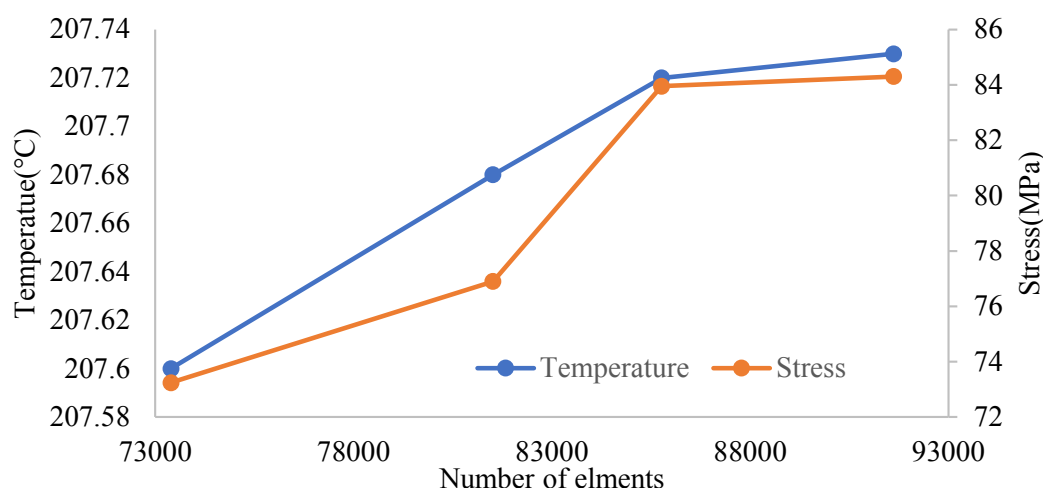
در «شکل ۱۱» نمودار تنش نرمال (σ_{xx}) در پل بین سوپاپ‌های گاز برای گره بحرانی نشان داده شده است. ماکزیمم دما در ثانیه ۱۵۰، هنگام روشن بودن موتور رخ می‌دهد. در این زمان تنش فشاری است که ناشی از بارگذاری حرارتی و فشار احتراق است. با خاموش شدن موتور و کاهش

در «شکل ۱۰» توزیع تنش وان مایسس در سرسیلندر با در نظر گرفتن تنش ویسکوزیته نشان داده شده است. ماکزیمم تنش وان مایسس ۸۷،۱۷۴ مگاپاسکال است که در پل بین سوپاپ‌های گاز رخ می‌دهد. معادله ۴ نشان می‌دهد که در نظر نگرفتن تنش ویسکوزیته باعث می‌شود، مقدار تنش کمتر از حد مجاز محاسبه شود. این نکته در این پژوهش محقق شده است. بررسی شکل‌های ۷ و ۱۰ نشان می‌دهد که ماکزیمم تنش وان مایسس در سرسیلندر بدون و با در نظر گرفتن تنش ویسکوزیته بترتیب



شکل ۱۱. تغییرات تنش نرمال در گره بحرانی برحسب زمان

Fig. 11. The variations of the normal stress at the critical node versus time



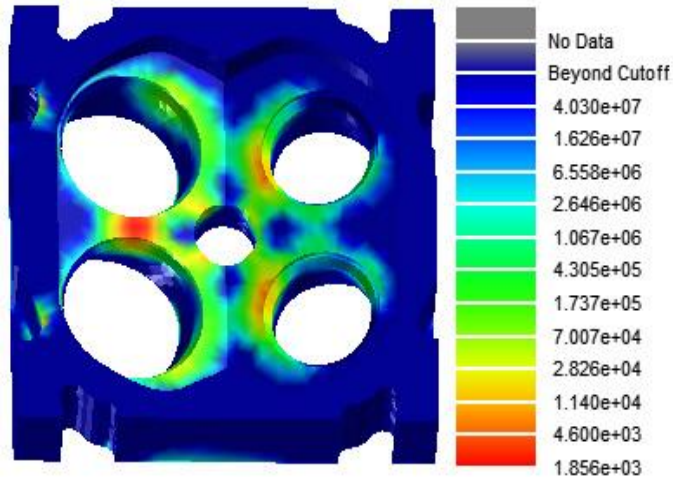
شکل ۱۲. همگرایی مش در زیرمدل سرسیلندر

Fig. 12. Mesh convergence in the cylinder head sub-model

تنش وان مایسس با افزایش تعداد المان بیش از ۸۵۷۶۸ المان، تغییر قابل توجهی نمی‌کند. بنابراین بهترین تعداد المان ۸۵۷۶۸ است. لازم به ذکر است که جهت مش‌بندی سرسیلندر از نرم‌افزار انسیس و المان‌های سه‌بعدی Tet10 استفاده شده است. این المان چهار وجهی و دارای ۱۰ گره است.

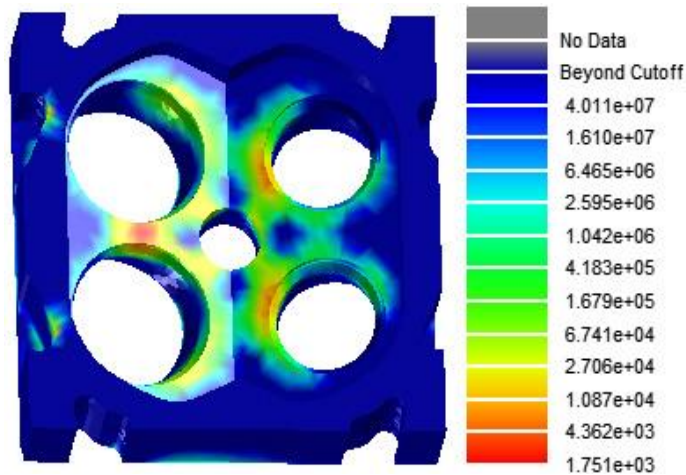
تدریجی دمای آن تا دمای محیط، تنش کششی است که علت این مسئله بارهای همبندی است.

در «شکل ۱۲» نتایج تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر برحسب تعداد المان مورد استغاده در مش‌بندی نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۱۲ مشاهده می‌شود، با افزایش تعداد المان، تغییرات دما ناچیز است. مقدار



شکل ۱۳. عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر

Fig. 13. The LCF life of the cylinder head



شکل ۱۴. عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر با در نظر گرفتن تنش ویسکوزیته

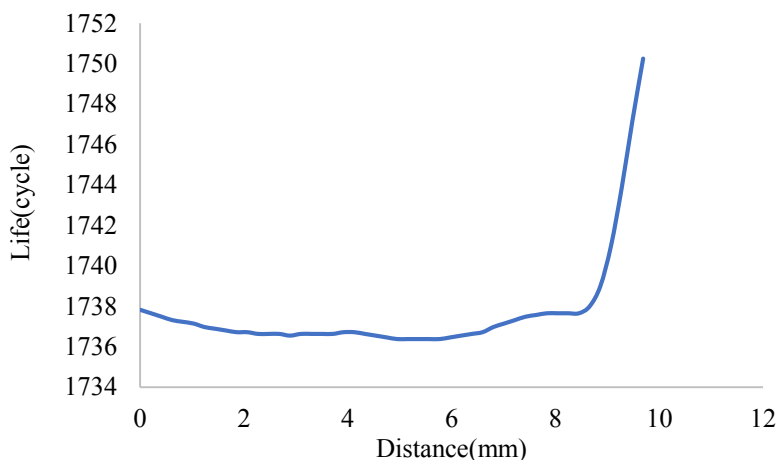
Fig. 14. The LCF life of the cylinder head considering viscosity stress

۱۸۵۶ سیکل است و در پل بین سوپاپ‌های گاز رخ می‌دهد. بنابراین این ناحیه بحرانی است همچنین پل بین سوپاپ‌های گاز و دود نیز از دیدگاه عمر خستگی بحرانی است. عمر خستگی سرسیلندر از ۱۰۰۰۰ سیکل کمتر است و بنابراین سرسیلندر تحت خستگی کم چرخه قرار دارد [۲۶]. از طرف دیگر نواحی بحرانی در تحلیل ترمومکانیکی و عمر خستگی با یکدیگر مطابقت دارند. در «شکل ۱۴» نتایج تحلیل عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر با در نظر گرفتن تنش ویسکوزیته نشان داده شده است. حداقل عمر خستگی سرسیلندر ۱۷۵۱ سیکل است و در پل بین سوپاپ‌های گاز رخ می‌دهد. بررسی

۴-۴- تحلیل خستگی کم چرخه

گسیختگی ناشی از خستگی در قطعات مختلف موتور مثل سرسیلندر در اثر گرادیان دما و تنش‌های ترمومکانیکی رخ می‌دهد. سرسیلندر باید بتواند در مقابل بارهای سیکلی حرارتی و مکانیکی مقاومت نموده و مقاومت به شکست خستگی ترمومکانیکی بالایی داشته باشد [۵، ۶ و ۹]. نتایج تحلیل خستگی کم چرخه سرسیلندر با استفاده از معیار مارو در «شکل ۱۳» نشان داده شده است.

بررسی «شکل ۱۳» نشان می‌دهد که حداقل عمر خستگی سرسیلندر



شکل ۱۵. تغییرات عمر خستگی کم‌چرخه در پل بین سوپاپ‌های گاز

Fig. 15. The variations of the LCF in the bridge between intake valves

و عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر استفاده شده است. در این منبع تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر از جنس A356.0 با شکل هندسی تقریباً مشابه سرسیلندر مورد بررسی در این پژوهش استفاده شده است. در منبع مذکور ماکزیمم دما در تحلیل حرارتی ۲۰۶/۲۸ درجه سانتیگراد پیش‌بینی شده است که در پل بین سوپاپ‌های دود رخ داده است. ماکزیمم دما در این پژوهش ۲۰۵/۶۷ درجه سانتیگراد است که در پل بین سوپاپ‌های دود قابل مشاهده است. بنابراین انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تحلیل حرارتی این پژوهش و منبع [۲۰] وجود دارد. در «شکل ۱۶» تغییرات دما در پل بین سوپاپ‌های دود که از نظر تحلیل حرارتی، ناحیه بحرانی سرسیلندر محسوب می‌شود با نتایج منبع [۲۰] مقایسه شده است. بررسی تغییرات دما در فاصله بین سوپاپ‌های دود در «شکل ۱۶» نشان می‌دهد که انطباق بسیار مناسبی بین نتایج تحلیل حرارتی و منبع [۲۰] وجود دارد. لازم به ذکر است که ضخامت پل بین سوپاپ‌های دود در موتور مورد مطالعه در این پژوهش و منبع [۲۰] یکسان نیست.

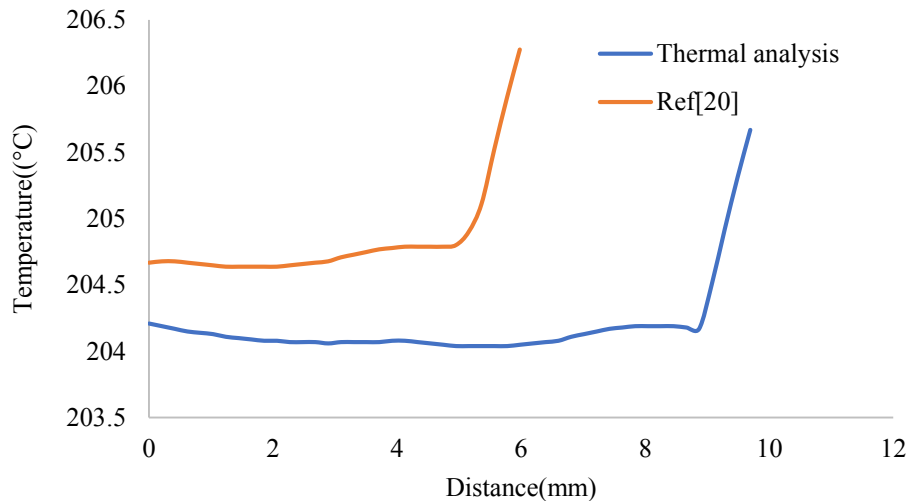
ماکزیمم تنش در منبع [۲۰] با استفاده از مدل سخت‌شوندگی سینماتیک ۹۲،۲۵۴ مگاپاسکال پیش‌بینی شده است که در پل بین سوپاپ‌های دود رخ داده است. ماکزیمم تنش در این پژوهش با استفاده از مدل سخت‌شوندگی غیرخطی همگن-سینماتیک ۸۷/۱۷۴ مگاپاسکال است که در پل بین

«شکل‌های ۱۳ و ۱۴» نشان می‌دهد که حداقل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر بدون و با در نظر گرفتن تنش ویسکوزیته بترتیب ۱۸۵۶ و ۱۷۵۱ سیکل است. عبارت دیگر در نظر نگرفتن تنش ویسکوزیته باعث می‌شود، عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر ۱۰۵ سیکل یا ۵،۹ درصد کمتر تخمین زده شود. بنابراین لازم است اثر تنش ویسکوزیته در تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر در نظر گرفته شود.

مستعدترین محل ایجاد ترک سرسیلندر در ناحیه پل بین سوپاپ‌های گاز است. این ناحیه بعلاوه ضخامت کمتر ماده سرسیلندر، دارای بیشترین تنش وان مایسس و حداقل عمر خستگی است. در نتیجه سرسیلندر در این ناحیه ترک می‌خورد. تنش بصورت تابعی معکوس با ضخامت ماده رفتار می‌کند. یعنی مکان‌هایی که بیشترین تنش را تحمل می‌کنند که کمترین ضخامت را دارند [۵، ۶، و ۲۱]. در «شکل ۱۵» تغییرات عمر خستگی کم‌چرخه در پل بین سوپاپ‌های گاز که از نظر تحلیل تنش و خستگی، بحرانی‌ترین ناحیه سرسیلندر است، نشان شده است. بررسی «شکل ۱۵» نشان می‌دهد که تغییرات عمر خستگی در این ناحیه حدود ۱۴ سیکل است.

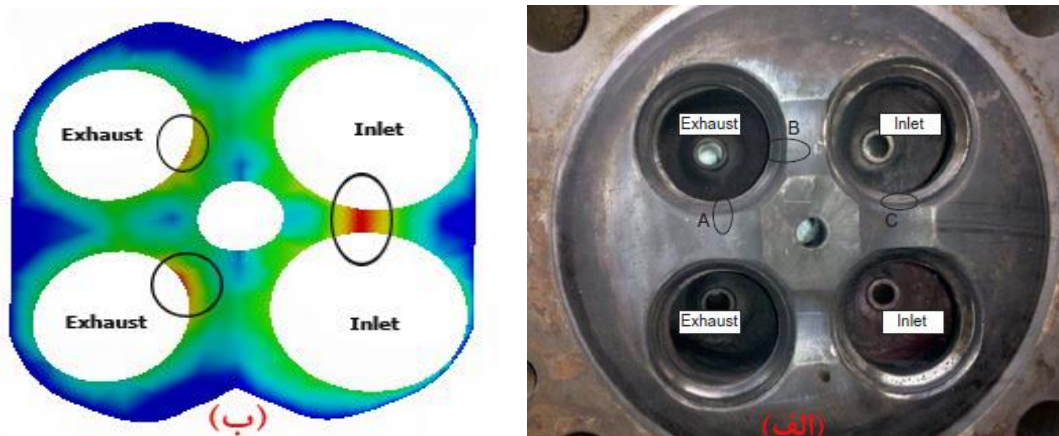
۴-۵- اعتبارسنجی نتایج تحلیل اجزای محدود

از نتایج منبع [۲۰] به منظور اعتبارسنجی نتایج تحلیل ترمومکانیکی



شکل ۱۶. مقایسه تغییرات دما در پل بین سوپاپ‌های دود با نتایج منبع [20]

Fig. 16. Comparison of temperature changes in the bridge between intake valves with the results of source [20]



شکل ۱۷. نواحی ایجاد ترک خستگی، الف- پژوهش ژانگ و همکاران [27] و ب- پژوهش حاضر

Fig. 17. Fatigue crack initiation areas, (a) Zhang et al. study [27] and (b) the present study

خستگی نشان می‌دهد، ناحیه بحرانی نیست. نواحی بحرانی در «شکل ۹» نشان داده شده است. در «شکل ۱۷» محل‌های مستعد ایجاد ترک خستگی با پژوهش ژانگ و همکاران مطابقت دارد. همانطور که از شکل «شکل ۱۷-الف» 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.

سوپاپ‌های گاز قابل مشاهده است. لازم به ذکر است که مدل سخت‌شوندگی غیرخطی همگن-سینماتیک برای بررسی مسایل با بارگذاری سیکلی مثل سرسیلندر کامل‌ترین و دقیق‌ترین الگو است. بنابراین انطباق مناسبی بین نتایج تحلیل مکانیکی این پژوهش و منبع [20] وجود دارد. لازم به ذکر است که پل بین سوپاپ‌های دود در سرسیلندر مورد استفاده در این پژوهش از ضخامت مناسبی برخوردار است و همانطور که تحلیل مکانیکی و عمر

۵- نتیجه گیری

در این پژوهش اثر تنش ویسکوزیته بر عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر موتور با استفاده از مدل خستگی مارور مورد بررسی قرار گرفته است. از ترکیب الگوی سخت‌شوندگی غیرخطی همگن- سینماتیک چابوچه با قانون تنش ویسکوز به منظور در نظر گرفتن اثر ویسکوزیته استفاده شده است. خواص مکانیکی و پارامترهای الگوی سخت‌شوندگی غیرخطی همگن- سینماتیک چابوچه برای آلیاژ آلومینیم- سیلیسیم- منیزیم با استفاده از 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 ۲۰۵٫۶۷ درجه سانتیگراد است که در پل بین سوپاپ‌های دود رخ می‌دهد. ماکزیمم تنش در تحلیل مکانیکی ۸۳٫۹۵۸ محاسبه شد که موقعیت آن در ناحیه پل بین سوپاپ‌های گاز است. براساس نتایج تحلیل ترمومکانیکی پل بین سوپاپ‌های گاز و پل بین سوپاپ‌های گاز و دود و نواحی بحرانی هستند. تحلیل مکانیکی نشان داد که در نظر نگرفتن تنش ویسکوزیته باعث می‌شود که در نظر نگرفتن تنش ویسکوزیته باعث می‌شود، تنش وان مایسس ۳/۲۱۶ مگاپاسکال یا ۳/۶۹ درصد کمتر تخمین زده شود. عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر بدون و با در نظر گرفتن اثر تنش ویسکوزیته به ترتیب ۱۸۵۶ و ۱۷۵۱ سیکل محاسبه گردید. نتایج تحلیل اجزای محدود نشان داد که در نظر نگرفتن اثر تنش ویسکوزیته باعث می‌شود که عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر ۱۰۵ سیکل یا حدود ۵/۹ درصد بیشتر از میزان مجاز تخمین زده شود. بنابراین لازم است اثر تنش ویسکوزیته در تحلیل عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر در نظر گرفته شود. برای بررسی صحت نتایج تحلیل ترمومکانیکی و عمر خستگی کم‌چرخه سرسیلندر، نتایج شبیه‌سازی شده با نمونه واقعی سرسیلندر آسیب دیده مقایسه گردید و نشان داده شد که نواحی بحرانی، مطابقت مناسبی با نواحی گسیختگی در نمونه واقعی دارد.

۶- فهرست علائم

b	ثابت ماده
b	عدد استحکام خستگی
c	نمای شکل‌پذیری خستگی
C	مدول سخت‌شوندگی سینماتیک، MPa
E	مدول یانگ، GPa

Q	ثابت ماده، MPa
$2N_f$	تعداد نیم‌سیکل‌های منجر به شکست
\dot{C}	نرخ تغییرات C برحسب دما
α	تنش بازگشتی، MPa
α	ثابت ماده، S^{-1}
β	ثابت ماده، MPa^{-1}
γ	ثابت ماده، MPa
$\dot{\epsilon}$	نرخ کرنش
$\dot{\epsilon}^{PL}$	نرخ کرنش پلاستیک معادل
σ	تنش، MPa
σ^0	اندازه سطح تسلیم، MPa
σ_0	اندازه سطح تسلیم در کرنش پلاستیک صفر، MPa
σ_v	تنش ویسکوزیته، MPa
σ'_f	ضریب مقاومت خستگی، MPa
ϵ'_f	ضریب شکل‌پذیری خستگی، MPa
σ_{mean}	تنش میانگین، MPa

منابع

- [1] G.X. Jing, M.X. Zhang, S. Qub, J.C. Pang, C.M. Fu, C. Dong, S.X. Li, C.G. Xu, Z.F. Zhang, Investigation into diesel engine cylinder head failure, *Engineering Failure Analysis*, 90 (2018) 36–46.
- [2] W-J Lai, C. Engler-Pinto, Development of a Thermal Fatigue Test Bench for Cylinder Head Materials. SAE Technical Paper No.2018-01-1410, (2018).
- [3] H. Zhang, Y. Cui, G. Liang, L. Li, G. Zhang, 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 Engineering*, 43 (2021) 1-15.
- [4] P-R. Ren, W. Song, G. Zhong, W.Q. Huang, Z.X. Zuo, C.Z. Zhao, K.J. Yan, High-cycle fatigue failure analysis of cast Al-Si alloy engine cylinder head, *Engineering Failure Analysis*, 127 (2021) 1-15.
- [5] H. Ashouri, B. Beheshti, M.R. Ebrahimzadeh, Analysis of fatigue cracks of diesel engines cylinder heads, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 54(1) (2015) 369-383.

- Paper No. 2021-01-0801, (2021).
- [16] H. Ashouri, Evaluation of quenching process on low cycle fatigue life for cylinder head, *Automotive Science Engineering*, 12(4) (2022) 3971-3979.
- [17] H. Blondet, 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*, 38 (2022) 526–537.
- [18] W. Yang, J. Pang, L. Wang, X. Kang, S. Zhou, C. Zou, S. Li, Z. Zhang, Thermo-mechanical fatigue life prediction based on the simulated component of cylinder head, *Engineering Failure Analysis*, 135 (2022) 1-13.
- [19] 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*, (2024). Accepted paper.
- [20] H. Ashouri, Low cycle fatigue prediction for cylinder head considering notch stress-strain correction proposed by Neuber, *Journal of Simulation and Analysis of Novel Technologies in Mechanical Engineering*, 14(3) 2022 5-15.
- [21] H. Ashouri, Finite element analysis of thermo-mechanical stresses in diesel engines cylinder heads using a two-layer viscoelasticity, *International Journal of Automotive Engineering*, 5(4) (2015) 2054-2064.
- [22] J.L. Chaboche, A review of some plasticity and viscoplasticity constitutive theories, *International Journal of Plasticity*, 24 (2008) 1642–1693.
- [23] M. Bartošák, M. Španiel, K. Doubrava, Unified viscoplasticity modelling for a SiMo 4.06 cast iron under isothermal low-cycle fatigue-creep and thermo-mechanical fatigue loading conditions, *International Journal of Fatigue*, 136 (2020).
- [24] M. Angeloni, Fatigue life evaluation of A356 aluminium alloy used for engine cylinder head, Ph.D Thesis, University of Sao Palu, Brazil, 2011.
- [25] W. Yang, J. Pang, L. Wang, X. Kang, S. Zhou, C. Zou, S. Li, Z. Zhang, Thermo-mechanical fatigue life prediction
- [6] H. Ashouri, Thermo-mechanical analysis of magnesium alloy diesel engines cylinder heads using a two-layer viscoplasticity model, *Automotive Science Engineering*, 12(3) (2022) 3892-3904.
- [7] X. Zeng, X. Luo, G. Jing, P. Zou, Y. Lin, T. Wei, X. Yuan, H. Ge, Engine Cylinder Head Thermal-Mechanical Fatigue Evaluation Technology and Platform Application. *SAE International Journal of Engines*, 13(1) (2020) 101-120.
- [8] T. Seifert, R. Hazime, C-C. Chang, 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).
- [9] Y. Liu, P. Annabattula, S. Mirmiran, L. Zhang, J. Chen, S. Gaikwad, K. Singh, Assessing Thermo-mechanical Fatigue of a Cast Aluminum Alloy Cylinder Head of an Internal Combustion Engine, *SAE Technical Paper No.2020-01-1077*, (2020).
- [10] 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*, 7(2) (2017) 2380-2392.
- [11] M. Beranger, J-M. Fiark, K. Ammar, G. Calletaud, A new fatigue model including thermal ageing for low copper aluminum-silicon alloys, *Procedia Engineering*, 213 (2018) 720-729.
- [12] K. Satyanarayana, T.V. Hanumantha Rao, Response optimization of four stroke variable compression ratio diesel engine cylinder head with stress analysis, *Material Today: Proceeding*, 5 (2018) 19497-19506.
- [13] M. Fontea, L. Reis, V. Infanteb, M. Freitas, Failure analysis of cylinder head studs of a four stroke marine diesel engine, *Engineering Failure Analysis*, 101 (2019) 101:298–308.
- [14] Y. Wang, Z. Xu, M. Chen, Thermo-Mechanical Fatigue and Life Prediction of Turbocharged Engine Cylinder Head, *SAE Technical Paper No.2020-01-1163*, (2020).
- [15] A. Pingale, C-C. Chang, J. Perander, Data Driven Model to Predict Cylinder Head Fatigue Failure, *SAE Technical*

[27] Q. Zhang, Z. Zuo, J. Liu, Failure analysis of a diesel engine cylinder head based on finite element method, *Engineering Failure Analysis*, 34 (2013) 51–58.

based on the simulated component of cylinder head, *Engineering Failure Analysis*, 135, 1-13 (2022) 1-13.
[26] R. Stephens, A. Fatemi, H. Fuchs H, *Metal fatigue in engineering*. John Wiley, 2001.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

Hojjat Ashouri, Effect of viscosity stress on the low cycle fatigue of the cylinder head, Amirkabir J. Mech Eng., 56(8) (2024) 1053-1074.

DOI: [10.22060/mej.2024.23563.7782](https://doi.org/10.22060/mej.2024.23563.7782)



