



تحلیل ترکهای خستگی سرسیلندر موتور دیزل با استفاده از مدل ویسکوپلاستیسیته دو لایه و در نظر گرفتن اثر ویسکوزیته

حجت عاشوری^۱، بابک بهشتی^{۲*}، محمدرضا ابراهیم زاده^۳

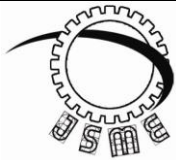
* نویسنده مسئول: Beheshti-b@srbiu.ac.ir

واژه‌های کلیدی	چکیده
<p>خستگی ترمومکانیکی. سرسیلندر موتور دیزل. تحلیل اجزای محدود. ترکهای پل سوپاپها.</p>	<p>سرسیلندر موتور دیزل بعلت بارگذاری و هندسه پیچیده آن یکی از چالش برانگیزترین قطعات موتور است. یکی از مهمترین مسائل دوام موتورهای دیزل ترکهای ایجاد شده در پل بین دریچه ها است. هدف این پژوهش، تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر موتور دیزل با استفاده از الگوی ویسکوپلاستیسیته دو لایه است. نتایج تحلیل ترمومکانیکی نشان داد که ماکزیمم دما و تنش در ناحیه پل بین دو سوپاپ گاز و دود رخ می‌دهد. نتایج تحلیل المان محدود با آزمونهای تجربی انجام شده در منابع که سرسیلندر در این ناحیه ترک خورده است، مطابقت دارد. نتایج تحلیل ترمومکانیکی نشان داد که تنش در این ناحیه در زمان روشن بودن موتور فشاری است که ناشی از بارگذاری حرارتی و فشار احتراق است. تنش فشاری بعد از خاموش شدن موتور به تنش کششی تبدیل می‌شود که ناشی از بارهای همبندی است. پل بین دو سوپاپ گاز و دود تحت تنش سیکلی کششی و فشاری و در نتیجه تحت خستگی کم چرخه قرار دارد. بعد از چند سیکل ترکهای خستگی در این ناحیه ایجاد می‌شود. عمر این ناحیه را می‌توان با تحلیلهای المان محدود به جای آزمونهای اعتبارسنجی تعیین نمود. مقدار کرنش ویسکوز از کرنش پلاستیک بیشتر بود و مقدار آن قابل صرف نظر کردن نیست.</p>
تاریخ ارسال: ۹۴/۰۳/۰۴	
تاریخ بازنگری: ۹۴/۰۵/۲۵	
تاریخ پذیرش: ۹۴/۰۶/۲۳	

۱- دانشجوی دکتری، گروه مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد علوم و تحقیقات، تهران، ایران.

۲- استادیار، گروه مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد علوم و تحقیقات، تهران، ایران.

۳- استادیار، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد یادگار امام خمینی (ره)، شهرری، دانشکده کشاورزی، تهران، ایران.



Journal of
Solid Mechanics
in Engineering

Journal of Solid Mechanics in Engineering

<http://jsme.iaukhsh.ac.ir>



Analysis of Fatigue Cracks of Diesel Engines Cylinder Heads using a Two-Layer Viscoplasticity Model and Considering Viscosity Effects

Hojjat Ashouri¹, Babak Beheshti^{2,*}, Mohammad Reza Ebrahimzadeh³

* Corresponding Author: Beheshti-b@srbiau.ac.ir

Abstract:

Loading conditions and complex geometry have led the cylinder heads to become the most challenging parts of diesel engines. One of the most important durability problems in diesel engines is due to the cracks valves bridge area. The purpose of this study is a thermo-mechanical analysis of cylinder heads of diesel engines using a two-layer viscoplasticity model. The results of the thermo-mechanical analysis indicate that the maximum temperature and stress exist in the valves bridge. The results of the finite element analysis correspond with the experimental tests, carried out in references, and illustrate the cylinder heads cracked in this region. The results of the thermo-mechanical analysis show that when the engine is running the stress in the region is compressive caused by the thermal loading and combustion pressure. When the engine shuts off the compressive stress turns into the tensile stress because of assembly loads. The valves bridge is under the cyclic tensile and compressive stress and then is under low-cycle fatigue. After several cycles the fatigue cracks will appear in this region. The lifetime of this part can be determined through finite element analysis instead of experimental tests. Viscous strain is more than the plastic strain which is not negligible.

Key words:

Thermo-mechanical fatigue.
Finite element analysis.
Cylinder heads.
Valves bridge cracks.

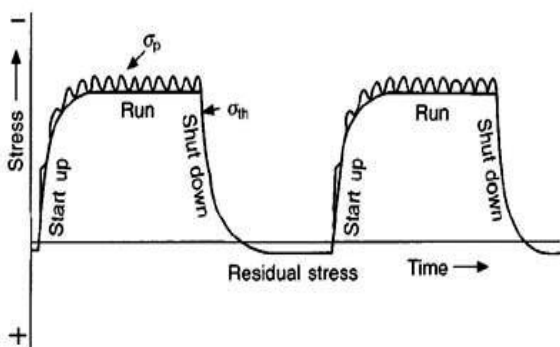
1- PhD Student, Department of Agricultural Machinery, Science and Research Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran.

2- Assistant Prof., Department of Agricultural Machinery, Science and Research Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran.

3- Assistant Prof., College of Agriculture, Yadegar - e- Imam Khomeini (Rah), Shahr-e-rey Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran.

۱- مقدمه

حداقل دما و حداقل تنش در حداکثر دما اتفاق می افتد. هنگامیکه موتور خاموش است و دما کم است، تنشهای کششی ناشی از بارهای همبندی بر سرسیلندر اعمال می شوند. با روشن شدن موتور و افزایش دمای آن، تنشهای فشاری ناشی از بارگذاری حرارتی (σ_{th}) و فشار احتراق (σ_p) بر آن اعمال می گردند [۲ و ۴]. این نوع بارگذاری در شکل (۱) نشان داده شده است. از این شکل ملاحظه می شود که تغییرات تنش در اثر بارگذاری حرارتی بسیار زیاد است. این تنشهای نوسانی در اثر گرم و سرد شدن موتور ایجاد می گردند [۲۰، ۲۱ و ۲۱].



شکل (۱) چرخه بارگذاری سرسیلندر [۲۰].

ساختارهایی مثل سرسیلندر که تحت نوسانات شدید دمایی و بارهای همبندی قرار می گیرند، در آنها تغییر شکل پلاستیک مشاهده می شود. از مدل های کلاسیک به منظور بدست آوردن پاسخ پایدار این ساختارها استفاده می شود. این رویکرد بسیار پرهزینه است. زیرا سیکل های زیادی لازم است تا پاسخ پایدار اتفاق بیفتد. به منظور اجتناب از هزینه های آنالیز گذرا، از آنالیز سیکلی استفاده می شود [۹]. در زمینه تحلیل تنش و خستگی سرسیلندر تاکنون مقالات زیادی ارائه گردیده است. کخ^۱ و همکاران کرنش در سرسیلندر را بصورت تجربی اندازه گیری کرده و با نتایج شبیه سازی شده با استفاده از الگوی سخت شونده همسانگرد-پویای غیرخطی^۲ مقایسه نمودند. در دمای ۵۵°C تا ۱۲۰°C، اختلاف ناچیزی بین کرنش تجربی و شبیه

سرسیلندر یکی از قطعات مهم موتورهای احتراق داخلی است که به دلیل نحوه کارکرد آن تحت تنشهای ترمومکانیکی قرار می گیرد [۱۰-۱]. بنابراین انتخاب مواد برای آن از اهمیت خاصی برخوردار است و باید از نظر مکانیکی در دماهای بالا به میزان کافی استحکام داشته باشد تا بتواند تنشهای سیکلی ناشی از فشار و حرارت را تحمل نماید [۲، ۹ و ۱۱].

توان خروجی بالا، مصرف سوخت کم، آلایندگی کم و کاهش هزینه های تعمیر و نگهداری از جمله محدودیتهایی است که باعث پیچیده شدن طراحی سرسیلندر شده است [۴ و ۱۲]. بنابراین تحلیل و طراحی دقیق آن امری ضروری است. افزایش هزینه های سوخت و نگرانی های زیست محیطی لزوم پژوهش در مورد موتورهای کارآمدتر را با ویژگی های اتلاف انرژی و آلایندگی کمتر مشخص می کند [۲ و ۱۲]. یکی از راه های کاهش هزینه سوخت، کاهش وزن خودرو است. برای این منظور لازم است از آلیاژهای سبکتر استفاده شود [۲ و ۹]. اخیراً استفاده از آلیاژهای آلومینیم به دلایل اقتصادی و بهبود قدرت موتور با کاهش وزن آن افزایش یافته است. آلیاژهای آلومینیم-سیلیسیم یکی از مهمترین آلیاژهای ریخته گری است که کاربرد وسیعی در صنایع خودروسازی به ویژه در سرسیلندر موتورهای دیزلی دارد. این مواد جایگزین انواع چدن ها شده اند که قبلاً در ساخت سرسیلندر مورد استفاده قرار می گرفتند [۲]. بزرگترین چالش در سرسیلندر آلومینیمی، تغییر شکل حرارتی آن است [۱۳].

سرسیلندر در معرض بارهای حرارتی و مکانیکی قرار دارد. اختلاف دمایی که از سیکل روشن و خاموش شدن موتور ایجاد می شود، باعث ایجاد بارهای خستگی ترمومکانیکی در سرسیلندر شده [۲، ۴، ۱۲، ۱۴، ۱۵ و ۱۶] که عمر آن را به ویژه در نقاط با ضخامت کمتر کاهش می دهد [۱۷]. نواحی بحرانی، پل بین دریچه ها، نواحی نزدیک شمع و انژکتور است [۳، ۱۸ و ۱۹]. سرسیلندر تحت خستگی ترمومکانیکی غیرهمفاز قرار دارد. یعنی ماکزیمم تنش در

1-koch

2-Nonlinear kinematic-isotropic hardening model

وجود دارد. کمترین مقدار عمر در ناحیه بین دریچه‌های گاز و دود مشاهده گردید [۱۹].

تحلیل خستگی کم‌چرخه/پرچرخه سرسیلندر با استفاده از نتایج تحلیل ترمومکانیکی آن به وسیله قاسمی انجام شد. تحقیقات او نشان داد که ترکهایی در تست تجربی کم‌چرخه سرسیلندر مشاهده گردید که با نتایج شبیه‌سازی شده خستگی کم‌چرخه مطابقت دارد. نتایج شبیه‌سازی شده خستگی کم‌چرخه سرسیلندر بعد از اصلاح سیستم خنک کاری آن نشان داد که سطوح با پارامتر آسیب بالا وجود ندارد [۲۴]. شجاعی فرد و همکاران تنش در سرسیلندر را بصورت تجربی اندازه‌گیری نموده و با نتایج شبیه‌سازی شده آن مقایسه کردند. تحقیقات آنها نشان داد که در دمای پایین انطباق خوبی بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده تنشهای سرسیلندر وجود دارد. تنش شبیه‌سازی شده در دمای بالای 200°C بعلت رفتار پلاستیک ماده بیشتر از تنش تجربی تخمین زده شد [۱۸].

پیش بینی عمر خستگی سرسیلندر موتور دو زمانه خطی با استفاده از روش اجزای محدود و مدل تنش-عمر به وسیله رحمان^۷ و همکاران انجام شد. تحقیقات آنها نشان داد که هیچ نقطه‌ای که امکان گسیختگی در آن وجود داشته باشد، مشاهده نگردید. تنش میانگین فشاری باعث افزایش عمر خستگی شده و تنش میانگین کششی عمر خستگی را کاهش داد [۲۵].

گوکمز و پیشینهجر^۸ اثرات پیچیده متقابل بارهای حرارتی و مکانیکی، هندسه سرسیلندر و رفتار خستگی ترمومکانیکی ماده سرسیلندر را مورد بررسی قرار دادند. آنها بهینه‌سازی پل بین دریچه‌های گاز و دود را بر اساس نسبت کرنش مکانیکی به حرارتی انجام دادند. تحقیقات آنها نشان داد که گرادینانهای دمای عمودی عمدتاً به وسیله ضخامت پل بین دریچه‌ها تعیین می‌شوند که سهم عمده‌ای در تاثیر توزیع دما دارند. ابعاد هندسی پل بین دریچه‌های گاز و دود و هدایت

سازی شده مشاهده شد. کرنش شبیه‌سازی شده با افزایش دما از 110°C تا 210°C بعلت تغییر شکل پلاستیک ماده سرسیلندر، از کرنش تجربی بیشتر تخمین زده شد [۲۲].

تاکاهاشی^۱ و همکاران خزش را در سرسیلندر آلومینیمی مورد بررسی قرار دادند. بین کرنش تجربی و محاسباتی انطباق مناسبی برقرار بود. کرنش خزشی با افزایش تنش افزایش یافت. کرنش خزشی در دمای 250°C بصورت قابل ملاحظه‌ای از کرنش خزشی در دمای 100°C و 175°C بیشتر بود [۱۳]. خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر با استفاده از مدل انرژی و رابطه الاستو-ویسکوپلاستیک ساده به وسیله توماس^۲ و همکاران مورد بررسی قرار گرفت. تحقیقات آنها نشان داد که انطباق خوبی بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده عمر خستگی سرسیلندر و محل جوانه‌زنی ترکهای آن وجود دارد [۱۵ و ۱۶].

تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر و سیلندر موتور دیزل AFV به وسیله ونکاتسوارن^۳ و همکاران انجام شد. براساس تحقیقات آنها سرسیلندر و بلوک موتور می‌تواند تنشهای بیشتری را که ناشی از افزایش فشار و بارحرارتی است، تحمل نماید [۲۳].

سو^۴ و همکاران عمر خستگی سرسیلندر را با شبیه‌سازی اجزای محدود آن با استفاده از الگوی تجمع آسیب (مدل آسیب سیتقلو^۵) پیش بینی کرده و با نتایج تجربی مقایسه نمودند. تحقیقات آنها نشان داد که اختلاف بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی شده کمتر از ۳۰ درصد است [۶].

زایهلر^۶ و همکاران فرایند کامل طول عمر را شبیه‌سازی کردند. آنها از مدل انرژی برای پیش بینی عمر خستگی سرسیلندر چدنی استفاده کردند. تحقیقات آنها نشان داد که انطباق خوبی بین نتایج شبیه‌سازی شده تعداد سیکلهای جوانه‌زنی ترکها و محل جوانه‌زنی ترکها با نتایج تجربی

1-Takahashi

2- Thomas

3- Venkateswaran

4- Su

5- Damage sehitoglu model

6- Ziehlner

7- Rahman

8- Gocmez and Pishinger

سرسیلندر، تنشهای بالا و کرنش پلاستیک ناشی از بارهای همبندی^۳ پیچهای سرسیلندر است که باعث جوانه زنی ترک می شود [۱].

تحلیل خستگی حرارتی- مکانیکی سرسیلندر چدن خاکستری به وسیله لی^۴ و همکاران انجام شد. انطباق مناسبی بین نتایج تجربی و شبیه سازی شده عمر خستگی ترمومکانیکی وجود داشت. بهبود ساختار سرسیلندر و بهینه سازی آن باعث شد عمر خستگی سرسیلندر دو برابر شود [۴]. پیش بینی عمر خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر موتور دیزل به وسیله یویانگ^۵ و همکاران انجام شد. نتایج تحقیقات آنها نشان داد که اختلاف بین نتایج تجربی و شبیه سازی شده دما ۳ درصد است. معیار انرژی پایه عمر خستگی در پل سوپاپها را در مقایسه با تست شوک حرارتی با دقت بالایی پیش بینی می کرد [۱۰].

پیش بینی عمر سرسیلندر چدنی تحت بارهای ترمومکانیکی و خستگی پرچرخه به وسیله مترگر^۶ و همکاران انجام شد. تحقیقات آنها نشان داد که بین نتایج تجربی و شبیه سازی شده دما انطباق خیلی خوبی وجود دارد. تحلیل مکانیکی موقعیت و جهت ترکها را در پل بین دریچه ها به درستی پیش بینی می کرد. پیش بینی عمر خستگی انجام شده در مقایسه با نتایج تجربی کمی محافظه کارانه بود [۵]. سرسیلندر آلومینیمی باید در برابر فشار گازهای احتراق، بارهای همبندی و حرارت بالا ناشی از اشتعال استحکام کافی داشته باشد تا مانع ترک خوردن پل بین دریچه های گاز و دود شود [۱۱]. بارگذاری ترمومکانیکی سرسیلندر را تنها می توان با استفاده از سیستمهای پیشرفته خنک کاری یا پوششهای محافظ مثل پوشش حائل حرارتی که باعث کاهش تنش حرارتی و در نتیجه کاهش گرادیان دما می شود، کنترل نمود [۲۶].

حرارتی آن مهمترین پارامتر در تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر بود [۳].

تحلیل خستگی ترمومکانیکی/مهندسی سرسیلندر با استفاده از کامپیوتر به وسیله تالمایر^۱ و همکاران انجام شد. تحقیقات آنها نشان داد که انطباق مناسبی بین نتایج تجربی و شبیه سازی شده عمر خستگی سرسیلندر وجود دارد. آنها محل ترکهای خستگی سرسیلندر را با دقت بالایی پیش بینی کردند [۱۲]. میرسلیم و همکاران با شبیه سازی اجزای محدود سرسیلندر، عمر خستگی کم چرخه آن را در معیارهای مختلف کرنش پایه محاسبه نمودند. آزمایشات آنها نشان داد که با تراشکاری پل بین دریچه های گاز و دود می توان عمر خستگی سرسیلندر را افزایش داد [۱۲].

ترامپرت^۲ و همکاران اثرات بارهای ترمومکانیکی بر سرسیلندر را مورد مطالعه قرار دادند. تحقیقات آنها نشان داد که انطباق نسبتا خوبی بین نتایج تجربی و شبیه سازی شده عمر خستگی سرسیلندر وجود دارد. مکانهای بحرانی در تحلیل خستگی همان محلهای جوانه زنی ترکها در شرایط تجربی بود. انطباق خیلی خوبی بین تعداد سیکلهای گسیختگی محاسبه شده با نتایج تجربی ماکروسکوپی ترکهای مشاهده شده وجود داشت [۸].

زاهدی و آزادی تنش و عمر خستگی کم چرخه را در سرسیلندرهای آلومینیمی و منیزیمی موتور دیزل با یکدیگر مقایسه کردند. تحقیقات آنها نشان داد که کرنش در سرسیلندر منیزیمی بیشتر از سرسیلندر آلومینیمی است اما تنش سرسیلندر منیزیمی کمتر است. عمر خستگی این دو سرسیلندر تقریبا یکسان بود [۹].

آزادی و همکاران تحلیل سرسیلندر ترک خورده موتور بنزینی را انجام دادند. آنها با استفاده از بررسیهای موادی و تحلیل اجزای محدود تنش سرسیلندر ترک خورده، علت ایجاد ترک را تعیین نموده و با پیشنهاداتی آن را برطرف کردند. براساس تحقیقات آنها دلیل اصلی ترکهای

3-Assembly loads

4-Li

5- Xuyang

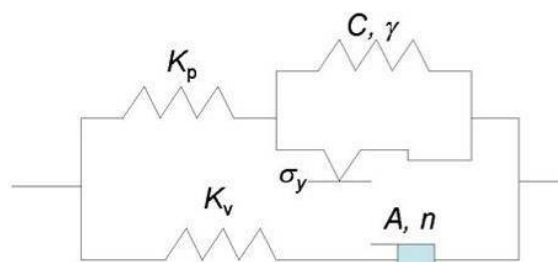
6- Metzger

1- Thalmer

2- Trampert

الگوی ویسکوپلاستیسیته دو لایه اثرهای مومسان و لزجت را به دو شبکه ارتجاعی-مومسان و ارتجاعی-لزج تقسیم می‌کند.

این الگو توسط کچنین^۲ ارائه شده است که تصویر آن در شکل (۲) نشان داده شده است [۳۱]. با استفاده از این مدل می‌توان رفتار سیکلی تنش- کرنش مواد را با دقت مناسبی پیش بینی کرد [۳۲].



شکل (۲) الگوی ویسکوپلاستیسیته دو لایه [۳۲].

این مدل شامل یک شبکه الاستیک-پلاستیک به موازات یک شبکه الاستیک-ویسکوز است. ساختارهایی مثل سرسیلندر در یک موتور که تحت نوسانات شدید دمایی و بارهای همبندی قرار دارد، تغییر شکل پلاستیک و خزش در آن مشاهده می‌شود. مدل ویسکوپلاستیسیته دو لایه بهترین مدل برای بررسی پاسخ موادی مثل سرسیلندر آلومینیمی است که رفتار قابل ملاحظه وابسته به دما و پلاستیک در دمای بالا دارند [۵، ۷، ۹، ۱۴ و ۳۲]. این مدل انطباق خوبی با نتایج تست تجربی ترمومکانیکی آلیاژ A356.0 دارد [۱۴]. برای آلیاژهای آلومینیم-سیلیسیم رفتار مواد با مدل سخت شونده همسانگرد-پویای غیرخطی نرم افزار آباکوس توصیف می‌شود [۲۲]. در شبکه مومسان از الگوی سخت شونده همسانگرد-پویای غیرخطی استفاده شده است که رفتارهایی مثل سخت شونده، نرم شونده، خزش و رهاسازی تنش میانگین را پیش بینی می‌کند و الگوی مناسبی برای رفتار مومسان مواد است [۱۴ و ۳۲].

آزادی و همکاران اثر پوشش حائل حرارتی را در سرسیلندر مورد مطالعه قرار دادند. آنها نشان دادند که استفاده از پوشش حائل حرارتی باعث کاهش گرادیان دما شده و در نتیجه تنش حرارتی نیز کاهش می‌یابد. بنابراین عمر خستگی سرسیلندر افزایش می‌یافت [۲۷، ۲۸، ۲۹ و ۳۰].

براساس مطالبی که در قسمت مقدمه ذکر شد، تحلیل‌های انجام شده در سرسیلندر به علت در دسترس نبودن اطلاعات رفتار سخت شونده، نرم شونده و ویسکوز ماده، بیشتر براساس الگوهای ساده رفتاری ماده مثل ارتجاعی-مومسان بوده و کمتر اثر ویسکوزیته و خزش در سرسیلندر در نظر گرفته شده است. آلیاژ آلومینیم در دمای حدود 300°C دارای رفتار خزشی است و باید رفتار ویسکوز ماده نیز در نظر گرفته شود [۶، ۱۵، ۱۶ و ۲۲]. لذا در این پژوهش هدف اصلی شبیه سازی رفتار ترمومکانیکی سرسیلندر براساس الگوی ویسکوپلاستیسیته دو لایه است. در برخی تحلیل‌های انجام شده فرض بر این است که تغییرات دما بر منحنیهای تنش و کرنش اثری ندارد و تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر بصورت غیرکوپله انجام شده است. تغییرات دما بر منحنیهای تنش و کرنش موثر است لذا تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر در این پژوهش بصورت کوپله انجام می‌شود.

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. این آلیاژ با نام A356.0 یا AlSi7Mg0.3 شناخته می‌شود که در سرسیلندر موتور دیزل مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۴، ۲۸، ۲۹ و ۳۰]. ترکیب آلیاژی آن ۷،۰۶٪ سیلیسیم، ۰،۳۷٪ منیزیم، ۰،۱۵٪ آهن، ۰،۰۱٪ مس، ۰،۰۲٪ منگنز، ۰،۱۳٪ تیتانیوم و بقیه آلومینیم است [۱۴].

دقت الگو می‌شود [۱۴]. به منظور معرفی این الگو به نرم افزار آباکوس لازم است بخش همگن و بخش سینماتیک بصورت جداگانه تعریف شوند [۱۴]. برای تعریف بخش همگن از رابطه (۴) استفاده می‌شود [۳۲]:

$$\sigma^0 = \sigma_0 + Q_{\infty} (1 - \exp(-b \dot{\epsilon}^{PL})) \quad (4)$$

در شبکه لزوج از قانون نورتن-هاف جهت در نظر گرفتن اثر نرخ کرنش استفاده می‌شود که معادله آن بصورت زیر است [۳۶]:

$$\dot{\epsilon}_V^u = A(\sigma_V) \quad (5)$$

نسبت ظرایب ارتجاعی در دو شبکه لزوج و مومسان با ضریب f مطابق معادله (۶) بیان می‌شود [۳۲]:

$$f = \frac{k_V}{k_V + k_P} \quad (6)$$

۳- مدل اجزا 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 وقت‌گیر است و ساخت نمونه اولیه در مراحل اولیه طراحی مشکل است. به منظور دستیابی به طراحی دقیق، لازم است نمونه‌های زیادی ساخته شده و تست گردد. این فرایند پرهزینه است. این مشکلات با استفاده از روش تحلیل المان محدود به منظور ارزیابی اثربخشی طراحیهای مختلف برطرف گردیده است. این تکنیک برای طراحی و توسعه قطعات دارای هندسه پیچیده مثل سرسیلندر در زمان کوتاه و با حداقل هزینه پذیرفته شده است. سرسیلندر یکی از قطعات پیچیده و چالش برانگیز موتور است که تحلیل المان محدود نقش مهمی در بهینه سازی آن دارد [۱۸]. برای تحلیل خستگی ترمومکانیکی هر قطعه باید توزیع تنش-کرنش چرخه‌ای آن وجود داشته باشد. قطعات گرم موتور دیزل دارای هندسه و بارگذاری پیچیده هستند و استفاده از روشهای تحلیلی برای پیدا کردن توزیع تنش-کرنش در آنها امکانپذیر نیست. محققان زیادی از روش اجزای محدود برای بدست آوردن توزیع تنش-کرنش در قطعات با هندسه پیچیده استفاده کرده اند [۳۷]. امروزه جهت کاهش هزینه و زمان تولید محصول از

الگوی سخت شونده‌گی سینماتیکی دارای دو قسمت الگوی سخت شونده‌گی خطی و غیرخطی همگن-سینماتیک است. الگوی اول می‌تواند با سطح تسلیم میسز^۱ یا هیل^۲ به کار برده شود درحالیکه الگوی دوم را تنها می‌توان با سطح تسلیم میسز به کار برد و برای بررسی مسایل با بارگذاری سیکلی مثل سرسیلندر موتور کاملترین و دقیقترین الگو است. در الگوی سخت شونده‌گی سینماتیک فرض می‌شود که سطح تسلیم متناسب با مقدار α به عنوان تنش بازگشتی در فضای تسلیم حرکت می‌کند اما تغییر شکل نمی‌دهد [۳۳]. نرم افزار آباکوس از الگوی خطی زیگلر^۳ [۳۳] برای شبیه سازی این الگو استفاده می‌کند که معادله آن بصورت زیر است:

$$\dot{\alpha} = C \frac{1}{\sigma^0} (\sigma_{ij} - \alpha_{ij}) \dot{\epsilon}_{ij}^{PL} + \frac{1}{C} \dot{C} \alpha_{ij} \quad (1)$$

در این الگو σ^0 ثابت می‌ماند. بعبارت دیگر همواره مساوی σ_0 باقی می‌ماند.

الگوی سخت شونده‌گی غیرخطی همگن-سینماتیک شامل حرکت سطح تسلیم متناسب با مقدار α 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^۴ بنا نهاده شده است [۳۴ و ۳۵]. برای معرفی این الگو یک جمله غیر خطی به منظور نشان دادن تغییر اندازه سطح تسلیم به رابطه (۱) اضافه می‌شود [۳۳]. نرم افزار آباکوس از الگوی سخت شونده‌گی غیرخطی همگن-سینماتیک استفاده می‌کند که معادله آن بصورت زیر است:

$$\dot{\alpha} = C \frac{1}{\sigma^0} (\sigma_{ij} - \alpha_{ij}) \dot{\epsilon}_{ij}^{PL} - \gamma_{ij} \dot{\epsilon}_{ij}^{PL} + \frac{1}{C} \dot{C} \alpha_{ij} \quad (2)$$

تنش بازگشتی کل از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۳۳]:

$$\alpha = \sum_{k=1}^N \alpha_k \quad (3)$$

در معادله (۳) با در نظر گرفتن N برابر ۳، متغیر سخت شونده‌گی به سه قسمت تقسیم می‌شود که باعث افزایش

1-Mises
2-Hill
3- Ziegler
4- Chaboche

جنس سرسیلندر از آلیاژ آلومینیم (A356.0) ساخته شده است. دو راهنمای سوپاپ از جنس فولاد ساخته شده اند که مدول یانگ آنها 106GPa و نسبت پواسون 0.35 است. دو راهنمای سوپاپ بصورت کامل در سرسیلندر محکم شده اند و رفتار آنها ارتجاعی فرض می شود. نشیمنگاه سوپاپها از جنس فولاد با مدول یانگ 200GPa و نسبت پواسون 0.3 در نظر گرفته شده اند. این نشیمنگاهها در جای خود محکم شده اند. این عمل با استفاده از معادلات قید شعاعی انجام شده است [۳۸].

مدل سرسیلندر از ۱۹۳۹۴ المان هشت گره ای مرتبه اول C3D8 و ۱۳۳۴ المان هشت گره ای مرتبه دوم C3D6 برای مدل سازی نقاط پیچیده تشکیل شده است. بارگذاری سرسیلندر در دو مرحله انجام شد که شامل تحلیل حرارتی و تحلیل مکانیکی است. مقادیر n ، A ، Q_{∞} و f از نتایج آزمایشگاهی انجام شده بر روی A356.0 از منبع [۱۴] استخراج شد و وارد نرم افزار آباکوس گردید.

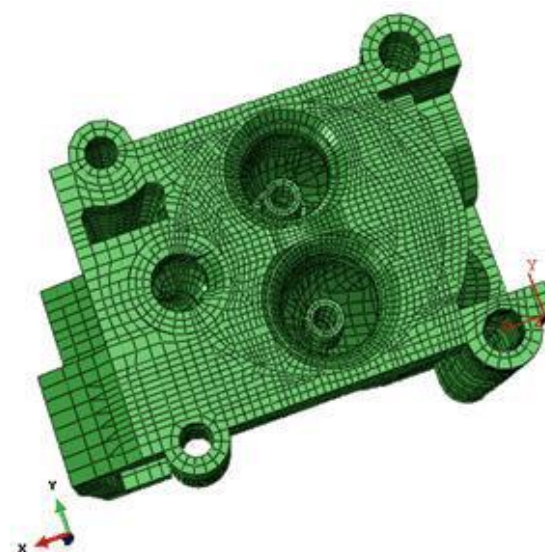
جهت وارد کردن مقادیر C و γ به نرم افزار آباکوس چندین روش وجود دارد که یکی از آنها وارد کردن تنش تسلیم برحسب کرنش پلاستیک با استفاده از سیکل نیم عمر است [۱۴]. با استفاده از نتایج آزمایشگاهی انجام شده بر روی A356.0 تنش تسلیم برحسب کرنش پلاستیک از منبع [۱۴] استخراج شد و وارد نرم افزار آباکوس گردید.

۴- نتایج و بحث

۴-۱- تحلیل حرارتی

تنشهای حرارتی در سرسیلندر، تنشهای غالب و حاکم هستند که منجر به خستگی کم چرخه در سرسیلندر می شوند. خستگی کم چرخه سرسیلندر ناشی از سیکل تکراری روشن و خاموش شدن موتور است [۱۲، ۱۵، ۱۶ و ۲۴]. قسمت عمده تنشهای سرسیلندر ناشی از بارگذاری حرارتی و مابقی ناشی از فشار احتراق و قیدهای مکانیکی است [۱۲ و ۱۸] (شکل ۱). بنابراین بارگذاری حرارتی مهمترین بارگذاری در تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر است. هرچه توزیع دما در سرسیلندر دقیقتر باشد، تنشهای حرارتی

تکنیکهای شبیه سازی به جای آزمونهای اعتبارسنجی استفاده می شود [۸]. سرسیلندر مورد بررسی در این پژوهش در شکل (۳) نشان داده شده است. مدل سه بعدی سرسیلندر در نرم افزار آباکوس با وارد کردن مختصات گره های مختلف در قالب یک فایل inp* طراحی شده است. سرسیلندر دارای سه نشیمنگاه سوپاپ، دو راهنمای سوپاپ و چهار پیچ جهت اتصال سرسیلندر به بلوک موتور است (شکل ۴).



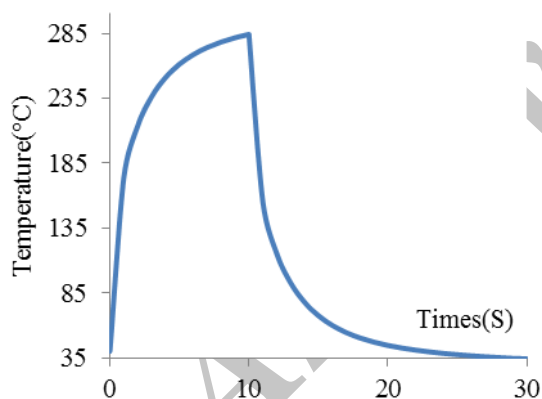
شکل (۳) سرسیلندر شبکه بندی شده



شکل (۴) اجزای سرسیلندر [۳۸].

آن تا حداقل دمای کاری آن با استفاده از دو سابروتین CFLUX* و FILM* است. درجه حرارت گره ها برای آخرین دو قسمت (یک سیکل حرارتی) فرض می شود که پاسخ پایدار است و نتایج آن برای تحلیل مکانیکی ذخیره می شود تا تحلیل سرسیلندر بصورت کوپل انجام شود. در نتیجه تاثر دما بر تنش و کرنشهای سرسیلندر در نظر گرفته می شود و تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر بصورت کوپل انجام می شود [۹]. ماکزیمم درجه حرارت در بین دو دریچه گاز و دود رخ داد. درجه حرارت در این ناحیه (برای گره ۵۰۱۴۷) در سیکل پایدار برحسب زمان که نشان دهنده یک سیکل روشن و خاموش شدن موتور است، در شکل (۶) نشان داده شده است.

هر چه دمای سطح شعله و گرادیان دما در نقاط مختلف سرسیلندر کمتر باشد، تنش حرارتی در آن کمتر خواهد بود. در نتیجه عمر خستگی کم چرخه سرسیلندر که عمدتاً تحت تاثیر خستگی حرارتی قرار دارد، افزایش خواهد یافت [۲۱].

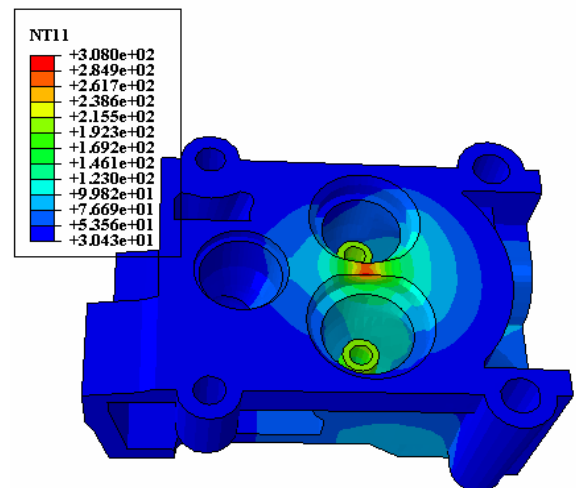


شکل (۶) نمودار تغییرات دما برحسب زمان در گره ۵۰۱۴۷.

۴-۲- تحلیل مکانیکی:

تحلیل مکانیکی در دو مرحله انجام شد. در مرحله اول سه سیت سوپاپ در مجاری سرسیلندر فشرده شدند. از آنالیز استاتیکی جهت انجام این عمل استفاده شد. توزیع تنش ماکزیمم اصلی در این مرحله در شکل (۷) نشان داده شده است که نشان می دهد تنش در پل بین دریچه های گاز و دود کششی است.

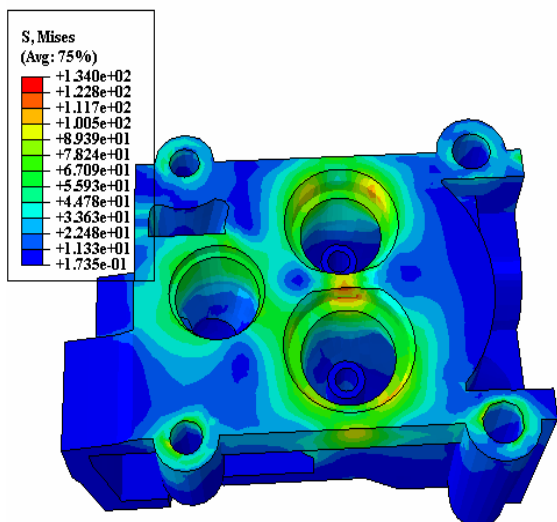
نیز در نقاط مختلف آن دقیقتر خواهد بود [۱۲]. پیش بینی دقیق دمای ساختار موتور خیلی مهم است و باعث افزایش دقت نتایج تحلیلهای المان محدود می شود [۲۴]. افزایش دقت تحلیل حرارتی باعث افزایش دقت تحلیل مکانیکی و تخمین عمر خستگی می شود [۱۵ و ۱۶]. فشار احتراق باعث خستگی پرچرخه در سرسیلندر می شود [۲ و ۵]. بسیاری از محققین معتقد هستند که فشار احتراق اثر ثانویه در خستگی ترمومکانیکی سرسیلندر دارد [۱۳، ۱۵ و ۱۶]. در این شبیه سازی اجزا محدود، ناحیه بین دو دریچه گاز و دود که بیشترین تمرکز دمایی در آن قرار دارد، تحت بارگذاری حرارتی با حداقل دمای ۳۵°C و حداکثر دمای ۳۰۰°C قرار گرفت [۹]. تحلیل حرارتی سرسیلندر با تعریف خواص انتقال حرارتی، ضرایب رسانایی و گرمای ویژه برای آلیاژ آلومینیم انجام شد. توزیع دما وقتی سرسیلندر تا حداکثر دما گرم می شود، در شکل (۵) نشان داده شده است. بارگذاری حرارتی اثر قابل ملاحظه ای روی عمر خستگی دارد و میدان دما مناطق بحرانی را مشخص می کند [۸]. جوانه زنی ترکها ناشی از تغییرات میدان دما است [۷].



شکل (۵) توزیع دما در سرسیلندر.

تحت این شرایط تغییر شکل پلاسیک و خزش مشاهده می شود. مدل ویسکوپلاستیسته دو لایه بهترین مدل برای بررسی پاسخ ماده در این شرایط است [۵، ۹، ۱۴ و ۳۲]. در این آنالیز سه سیکل اعمال شد تا پاسخ پایدار حرارتی بدست آید. هر سیکل شامل دو قسمت گرم کردن سرسیلندر تا ماکزیمم درجه حرارت کاری آن و سرد کردن

توزیع تنش وان مایسز^۱ در انتهای مرحله دوم بارگذاری مکانیکی در شکل (۹) نشان داده شده است.



شکل (۹) توزیع تنش وان مایسز در انتهای مرحله دوم بارگذاری مکانیکی.

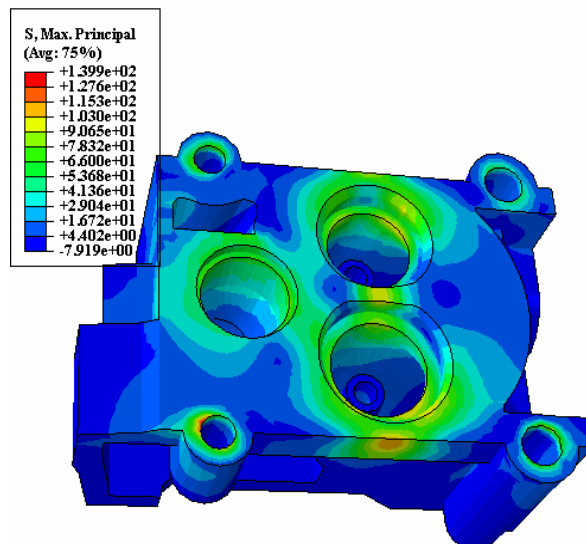
ماکزیم تنش همانند دما در پل بین دریچه‌های گاز و دود رخ داد. در شکل (۱۰) نواحی از سرسیلندر که وارد ناحیه تسلیم شده اند، نشان داده است.

همانطور که در منابع [۱، ۵، ۱۳ و ۱۸] ذکر شده است، این نواحی محل جوانه زنی ترکهای خستگی است. این ناحیه نیز در پل بین دریچه‌های گاز و دود قرار دارد. براساس نتایج منابع [۳ و ۲۴] نتیجه بارگذاری در محدوده سطح تسلیم و مقاومت نهایی، جوانه‌زنی و گسترش ترکهای خستگی در کمتر از ۱۰۰۰۰ سیکل است.

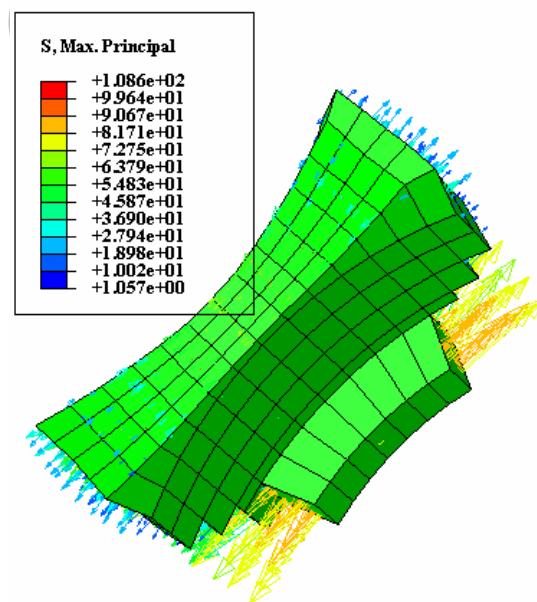
در شکل (۱۱) توزیع کرنش پلاستیک معادل نشان داده شده است. همانطور که در منابع [۴ و ۲۲] ذکر گردیده است، محل جوانه‌زنی ترکهای خستگی سرسیلندر در نقاطی است که تنش در آنها در اثر بارهای همبندی، کششی است و کرنش پلاستیک در اثر اعمال بارهای ترمومکانیکی در آنها به وجود می‌آید. این ناحیه نیز در پل بین دریچه‌های گاز و دود قرار دارد. براساس منبع [۵] اولین ترک خستگی در گرمترین نقطه سرسیلندر مشاهده می‌شود (شکل ۴).

1-Von-Mises

در شکل (۸) بردارهای تنش ماکزیم اصلی در این مرحله در پل بین دریچه‌های گاز و دود نشان داده شده است. از این شکل مشاهده می‌شود که تنشهای ماکزیم اصلی در پل بین دریچه‌های گاز و دود کششی است.

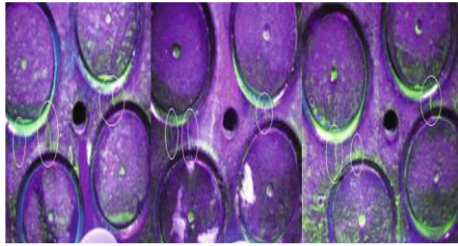


شکل (۷) توزیع تنش ماکزیم اصلی در مرحله اول بارگذاری مکانیکی.



شکل (۸) بردارهای تنش ماکزیم اصلی در اثر بارهای همبندی در پل بین دریچه‌های گاز و دود.

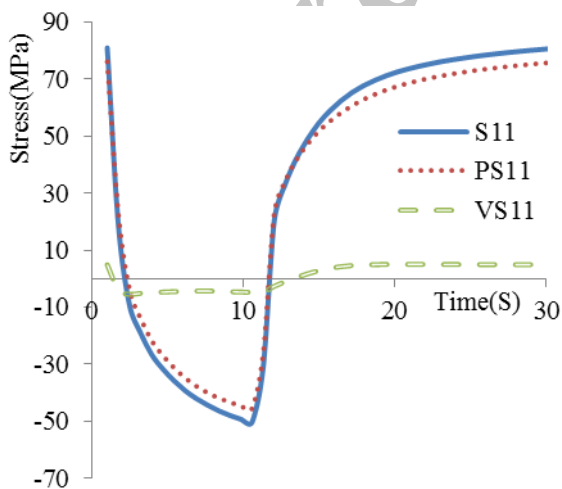
در مرحله دوم بارهای سیکل حرارتی اعمال می‌شوند تا رفتار ماده به حالت پایدار برسد. فرض می‌شود که سرسیلندر به وسیله پیچ به بلوک موتور متصل شده است. بنابراین گره‌های اطراف چهار پیچ در کلیه جهات مقید می‌شوند [۹].



شکل (۱۳) سرسیلندر ترک خورده موتور دیزل [۴].

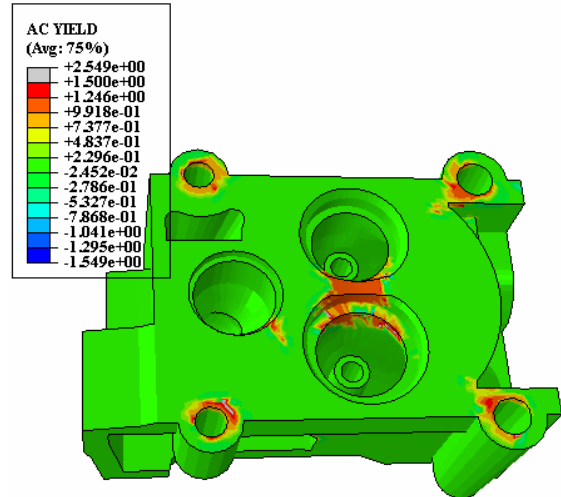
محل ترک خوردگی سرسیلندر در ناحیه پل بین دریچه های گاز و دود است. این ناحیه بعلت ضخامت کمتر ماده و دمای بالای آن که ناشی از عدم خنک کاری مناسب آن است، دارای بیشترین تنش است. در نتیجه سرسیلندر در این ناحیه ترک می خورد. تنش بصورت تابعی معکوس با ضخامت ماده رفتار می کند. یعنی مکانهایی بیشترین تنش را تحمل می کنند که کمترین ضخامت را دارند.

مدل اجزای محدود یک میدان فشاری در پل بین دریچه های گاز و دود سرسیلندر پیش بینی می کند که در شکل (۹) نشان داده شده است. انبساط حرارتی ناحیه گرم سرسیلندر به وسیله ناحیه سردتر آن که انبساط حرارتی کمتری دارد، مهار می شود. در نتیجه تنش فشاری در پل بین دریچه های گاز و دود ایجاد می شود که با نتایج منبع [۱۸] مطابقت دارد. در شکل (۱۴) نمودار تنشهای نرمال (S11)، پلاستیک (PS11) و ویسکوز (VS11) در جهت X برای نقطه یک المان ۵۰۱۵۲ نشان داده شده است. این المان در پل بین دریچه های گاز و دود قرار دارد.

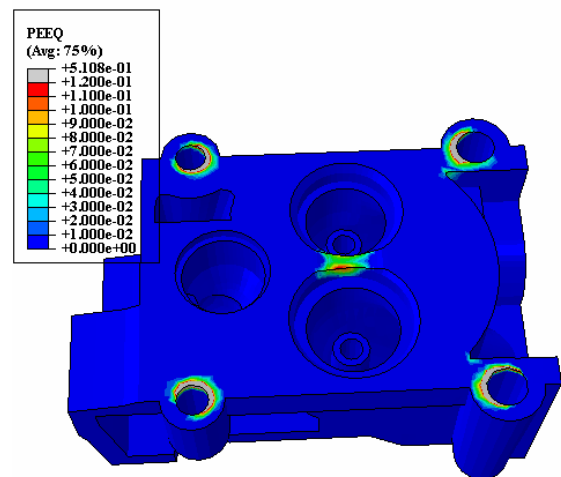


شکل (۱۴) نمودارهای تنشهای نرمال، پلاستیک و ویسکوز در جهت X برای نقطه یک المان ۵۰۱۵۲.

با بررسی اشکال (۵ و ۷-۱۱) مشاهده می شود که نتایج تحلیل اجزای محدود با آزمونهای تجربی مطابقت دارد. سرسیلندر ترک خورده در آزمونهای تجربی در شکلهای (۱۲ و ۱۳) نشان داده شده است.



شکل (۱۰) نقاطی از سرسیلندر موتور که وارد ناحیه تسلیم می شوند.

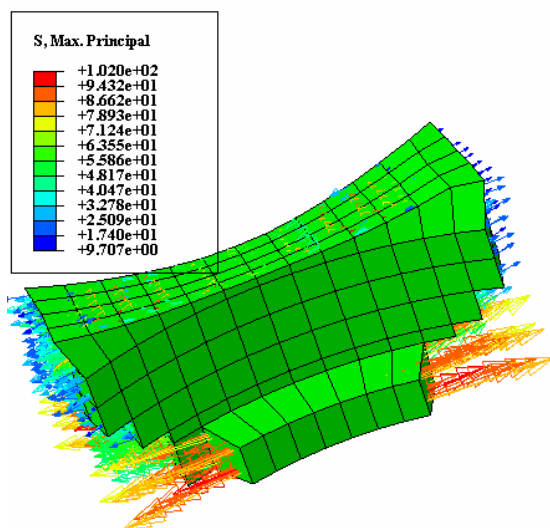


شکل (۱۱) توزیع کرنش پلاستیک معادل.



شکل (۱۲) سرسیلندر ترک خورده موتور دیزل [۱۱].

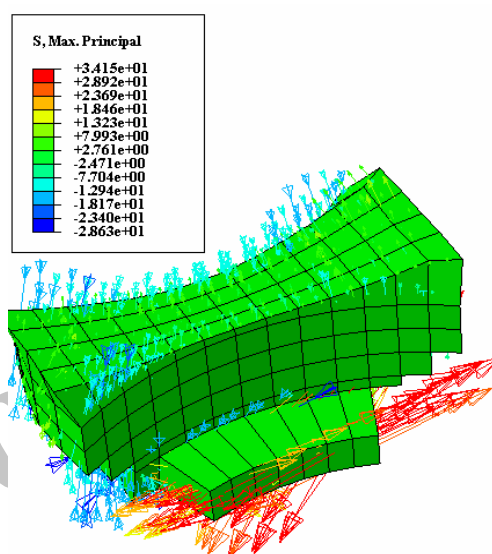
کششی بین این ناحیه و نواحی الاستیک ایجاد می‌گردد. میدان تنش سطوح تسلیم در دمای بالا فشاری است که در دمای پایین به تنش کششی تبدیل می‌شود که با نتایج منابع [۴، ۱۳ و ۲۲] مطابقت دارد. بنابراین پل بین دو سوپاپ گاز و دود تحت تنش سیکلی کششی و فشاری قرار دارد که با نتایج منبع [۱۰] مطابقت دارد. براساس نتایج منبع [۱۳] تغییرات سیکلی تنش فشاری و کششی باعث ترک خوردن سرسیلندر می‌شود. همانطور که در منبع [۲۲] ذکر شده است، بعد از چند سیکل، آلیاژ آلومینیم پیر می‌شود که باعث کاهش مقاومت آن می‌شود. ماده پیر شده قابلیت مقاومت در برابر تنشهای کششی بالا را ندارد و ترکهای خستگی در سرسیلندر مشاهده می‌شود. از شکل (۱۴) مشاهده می‌شود که مقدار تنش ویسکوز کم است و مقدار تنشهای نرمال و پلاستیک تقریباً یکسان است.



شکل (۱۴) بردارهای تنش ماکزیمم اصلی در اثر بارهای همبندی در پل بین دریچه های گاز و دود در زمان خاموش بودن موتور (در ثانیه سی ام).

در شکل (۱۷) نمودارهای کرنشهای پلاستیک معادل و ویسکوز معادل برای نقطه یک المان ۵۰۱۵۲ نشان داده شده است. از این شکل مشاهده می‌شود که کرنش ویسکوز از کرنش پلاستیک بیشتر است و مقدار آن قابل صرف نظر کردن نیست. بنابراین در تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر باید خواص ویسکوز ماده در نظر گرفته شود.

مکانیزم ایجاد ترک بدینصورت است که در زمان روشن بودن موتور، موتور گرم شده و دمای آن به حداکثر می‌رسد. ماکزیمم دما در ثانیه دهم، هنگام روشن بودن موتور رخ می‌دهد (شکل ۶). در این زمان تنشها فشاری است که ناشی از بارگذاری حرارتی و فشار احتراق است (شکل ۱۴). در شکل (۱۵) بردارهای تنش ماکزیمم اصلی در زمان روشن بودن موتور در پل بین دریچه های گاز و دود نشان داده شده است.



شکل (۱۵) بردارهای تنش ماکزیمم اصلی در اثر بارگذاری حرارتی و فشار احتراق در پل بین دریچه های گاز و دود هنگام روشن بودن موتور (در ثانیه دهم).

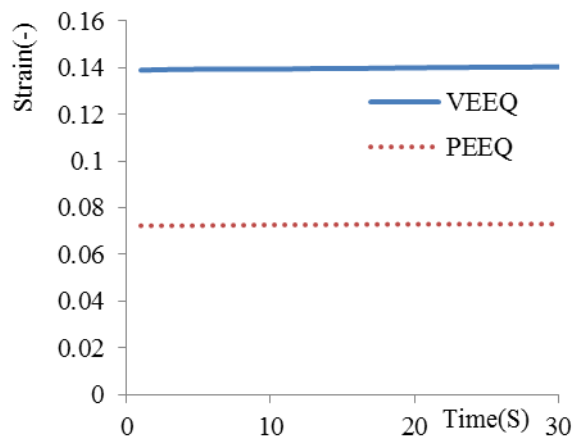
از شکل (۱۵) مشاهده می‌شود که تنشهای ماکزیمم اصلی در پل بین دریچه های گاز و دود فشاری است. بارگذاری حرارتی و قیود مکانیکی یک میدان فشاری ایجاد می‌کنند که باعث ایجاد سطح تسلیم فشاری می‌شود (شکل ۱۰). با خاموش شدن موتور و کاهش تدریجی دما تا دمای محیط، تنشها کششی است که علت این مسئله بارهای همبندی است (شکل ۱۴). در شکل (۱۶) بردارهای تنش ماکزیمم اصلی در زمان خاموش بودن موتور در پل بین دریچه های گاز و دود نشان داده شده است. از این شکل مشاهده می‌شود که تنشهای ماکزیمم اصلی در پل بین دریچه های گاز و دود کششی است.

نواحی از سرسیلندر موتور که وارد ناحیه تسلیم شده‌اند، نمی‌توانند به وضعیت اولیه خود برگردند. در نتیجه تنش

این ناحیه ترک می خورد. همچنین می توان در این نواحی از پوشش حائل حرارتی استفاده کرد که علاوه بر افزایش عملکرد موتور، عمر خستگی سرسیلندر را افزایش می دهد. می توان در این نواحی از مواد با هدایت حرارتی بالاتر استفاده نمود. مواد با هدایت حرارتی بالا دمای ماکزیمم در این ناحیه را کاهش می دهند که باعث افزایش طول عمر خستگی سرسیلندر می شود. تراشکاری پل بین دریچه های گاز و دود باعث نزدیک شدن این ناحیه به مجاری خنک کاری سرسیلندر می شود. در نتیجه دما در این ناحیه کاهش یافته و عمر خستگی سرسیلندر افزایش می یابد. با تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر می توان میزان تراشکاری بهینه جهت دستیابی به عمر مطلوب را تعیین نمود. مقدار کرنش ویسکوز از کرنش پلاستیک بیشتر بود و مقدار آن قابل صرف نظر کردن نیست. بنابراین در تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر باید خواص ویسکوز ماده سرسیلندر در نظر گرفته شود. دما بر روی منحنیهای تنش و کرنش موثر است و تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر باید بصورت کوپل انجام شود.

فهرست علائم

σ^0	اندازه سطح تسلیم (MPa)
A	ثابت ماده ($\text{MPa}^{-n} \text{sec}^{-1}$)
n	ثابت ماده
γ	ثابت ماده
C	ثابت ماده (MPa)
σ_0	تنش تسلیم در کرنش پلاستیک صفر (MPa)
σ_T	تنش ویسکوز (MPa)
\dot{C}	تغییرات C بر حسب دما
k_v	مدول الاستیک در شبکه الاستیک-ویسکوز (MPa)
k_p	مدول الاستیک در شبکه الاستیک-پلاستیک (MPa)
$\frac{\sigma}{\dot{\epsilon}}$	نرخ کرنش پلاستیک معادل
$\dot{\epsilon}_v$	نرخ کرنش ویسکوز



شکل (۱۷) نمودارهای کرنشهای پلاستیک معادل و ویسکوز معادل برای نقطه یک المان ۵۰۱۵۲

۵- نتیجه گیری:

در این پژوهش تحلیل ترمومکانیکی سرسیلندر موتور دیزل بصورت کوپل مورد بررسی قرار گرفت. برای این منظور از الگوی ویسکوپلاستیسیته دو لایه استفاده گردید. با استفاده از این الگو می توان رفتار سیکلی تنش-کرنش مواد را با دقت مناسبی پیش بینی کرد. نتایج تحلیل اجزای محدود نشان داد که تنشهای داخل محفظه احتراق موتور از حد الاستیک بالاتر می روند. نتایج تحلیل ترمومکانیکی نشان داد که ماکزیمم دما و تنش در پل بین دو سوپاپ گاز و دود رخ می دهد. نتایج تحلیل المان محدود با آزمونهای تجربی انجام شده در رفرنسها که سرسیلندر در این ناحیه ترک خورده است، مطابقت دارد. نتایج تحلیل اجزای محدود نشان داد که تنش در پل بین دو سوپاپ گاز و دود در زمان روشن بودن موتور فشاری است که بعد از خاموش شدن موتور به کششی تبدیل می شود. پل بین دو سوپاپ گاز و دود تحت تنش سیکلی کششی و فشاری قرار دارد و کرنش پلاستیک در آن ایجاد می شود. بعد از چند سیکل ترک خستگی در این ناحیه ایجاد می شود. تغییرات سیکلی تنش فشاری و کششی باعث ترک خوردن سرسیلندر می شود. برای جلوگیری از ایجاد ترک در سرسیلندر پیشنهاد می شود ضخامت و هندسه ماده در قسمت بحرانی یا سیستم خنک کاری موتور اصلاح گردد. این نواحی بعلت ضخامت کمتر، تنش زیادی را تحمل می کند و در نتیجه سرسیلندر در

منابع:

- [12] Mirsalim S.M., Chamani H.R., Rezaloo Y., Keshavarz M., Jafarabadi M., Analysis of Cracked Cylinder Head of Diesel Engine due to Fatigue and Improvement its Design, *6th International Conference on Internal Combustion Engines*, Tehran, Iran, 2009.
- [13] Takahashi T.I., Nagayoshi T., Kumano M., Sasaki K., Thermal plastic-elastic creep analysis of engine cylinder head, *SAE International Paper No.2002-01-585*, 2002.
- [14] Farrahi G.H., Ghodrati M., Azadi M., Rezvani Rad M., Stress-strain time-dependent behavior of A356.0 aluminum alloy subject to cyclic thermal and mechanical loading, *Journal of Mech Time-Depend Mater*, 18, 2014, pp. 475-491.
- [15] Thomas J.J., Vergner L., Bignonnet A., Borret S.M., Thermo-mechanical design in the automotive industry, *SAE International Paper No.2002-01-0659*, 2002.
- [16] Thomas J.J., Vergner L., Bignonnet A., Charkaluk E., Thermo-mechanical design in the automotive industry, *Journal of Fatigue and Fracture of Engineering Material and Structure*, 27, 2004, pp. 887-895.
- [17] Remy L., Petit J., Temperature-Fatigue interaction, Elsevier, Paris, France, 2001.
- [18] Shojaefard M.H., Ghaffarpour M.R., Nourpour A.R., Alizadenia S., Thermo-mechanical Analysis of an Engine Cylinder Head, *Journal of Automotive Engineering*, 220, 2006, pp.627-636.
- [19] Ziehler F., Langmayr F., Jelatancev A., Wieser K., Thermal mechanical fatigue simulation of cast iron cylinder heads, *SAE International Paper No.2005-01-0796*, 2005.
- [20] Challen B., Baranescu R., Diesel Engine Reference Book, 2nd Edition, Butterworth-Heinemann, Oxford, England, 1999.
- [21] Chamani H.R., Sattarifar I., Mohammadi Aghdam M., Study of effect combustion gases and cooling thermal boundary conditions on temperature distribution of a heavy diesel engine cylinder head, *Journal of engine research*, 17, 2009, pp. 71-81.
- [22] Koch F., Massan F., Deuster U., Loeprecht M., Marckward H., Low-cycle fatigue of aluminum cylinder heads-Calculation and measurement of stain under fired operation, *SAE International Paper No.1999-01-0645*, 1999.
- [23] Venkateswaran N., Vinobakrishnan R., Balamurugan V., Thermo-mechanical Analysis of the Cylinder Block with the Liner of AFV Diesel Engine, *SAE International Paper No.2011-28-0118*, 2011.
- [24] Ghasemi A., Cylinder Head High/Low Cycle Fatigue CAE Analysis, *SAE International Paper No.2012-01-1999*, 2012.
- [1] Azadi M., Mafi A., Roozban M., Moghaddam F., Failure analysis of a cracked gasoline engine cylinder head, *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 12, 2012, pp. 286-294.
- [2] Azadi M., Winter G., Farrahi G.H., Eichlseder W., Design of cylinder head and block in international combustion engines based on fatigue strength of materials, *8th International Conference on Internal Combustion Engines and Oil*, Tehran, Iran, 2012.
- [3] Gocmez T., Pishinger S., A contribution to the understanding of thermo-mechanical fatigue sensitivities in combustion engine cylinder heads, *Journal of Automobile Engineering*, 225, 2011, pp. 461-477.
- [4] Li J., Wang P., Cui X., Li K., Yi R., Gray Cast Iron Cylinder Head Thermal Mechanical Fatigue Analysis, *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress Lecture Notes in Electrical Engineering*, Berlin, Germany, 2013, 189, pp. 243-257.
- [5] Metzger M., Leidenfrost M., Werner E., Riedel H., Seifert T., Lifetime Prediction of EN-GJV 450 Cast Iron Cylinder Heads under Combined Thermo-mechanical and High Fatigue Loading, *SAE International Paper No.2014-01-9047*, 2014.
- [6] Su X., Zubeck M., Lasecki J., Engler-Pinto Jr C.C., Tang C., Sehitoglu H., Allison J., Thermal fatigue analysis of cast aluminum cylinder heads, *SAE International Paper No.2002-01-0657*, 2002.
- [7] Thalmair S., Thiele J., Fishersworing-Bunk A., Ehart R., Guillou M., Cylinder heads for high power gasoline engines-thermo-mechanical fatigue life prediction, *SAE International Paper No.2006-01-0655*, 2006.
- [8] Trampert S., Gocmez T., Pisinger S., Thermo-mechanical fatigue life prediction of cylinder head in combustion engines, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 130, 2008, pp. 1-10.
- [9] Zahedi F., Azadi M., Low-cycle fatigue life analysis of magnesium alloy diesel engine cylinder head, *20th Annual International Conference on Mechanical Engineering*, Shiraz, Iran, 2012, Paper No. ISME2012-2063.
- [10] Xuyang G., Cheng Y., Zhang Z., Thermo-mechanical fatigue life prediction of heavy duty diesel engine cylinder head, *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, California, U.S.A 2013.
- [11] Takahashi T., Sasaki K., Low-cycle fatigue of aluminum alloy cylinder head in consideration of changing metrology microstructure, *Journal of Procedia Engineering*, 2, 2010, pp. 767-776.

- [25] Rahman M.M., Arffin A.K., Abdullah S., Noor M.M., Baker R.A., Maleque M.A., Fatigue life prediction of cylinder head for two stroke linear engine using stress-life approach, *Journal of Applied Science*, 8, 2008, pp. 3316-3327.
- [26] Bialas M., Finite element analysis of stress distribution in thermal barrier coating, *Journal of surface and coating*, 202, 2008, pp. 6002-6010.
- [27] Azadi M., Balo M., Farrahi G.H., Mirsalim, S.M., A review of thermal barrier effects on diesel engine performance and components lifetime, *International Journal of Automotive Engineering*, 3, 2013, pp. 305-317.
- [28] Moridi A., Azadi M., Farrahi, G.H., *Numerical simulation of thermal barrier coating system under thermo-mechanical lading*, Word congress on engineering, London, England, 2011.
- [29] Moridi A., Azadi M., Farrahi, G.H., Coating thickness and roughness effect on stress distribution of A356.0 under thermo-mechanical lading, *Journal of Procedia Engineering*, 10, 2011, pp. 1372-1378.
- [30] Moridi A., Azadi M., Farrahi, G.H., Thermo-mechanical stress analysis of thermal barrier coating system considering thickness and roughness effects, *Journal of Surface and Coating*, 243, 2014, pp. 91-99.
- [31] Kichenin J., Dang van K., Boytard K., Finite-element simulation of a new two-dissipative mechanisms model for bulk medium-density polyethylene, *Journal of Material Science*, 32, 1996, pp. 1653-1661.
- [32] Deshpande A., Leen S.B., Hyde T.H., Experimental and numerical characterization of the cyclic thermo-mechanical behavior of a high temperature forming tool alloy, *ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 132, 2010, pp.1-12.
- [33] Lemaitre J., Chaboche J., *Mechanics of Solid Materials*, Cambridge University Press, Cambridge, 1990.
- [34] Chaboche J. L., Time-independent constitutive theories for cyclic plasticity. *International Journal of Plasticity* 2, 2, 1986, pp. 149-188.
- [35] Chaboche J. L., A review of some plasticity and viscoplasticity constitutive theories. *International Journal of Plasticity* 24, 2008, pp. 1642-1693.
- [36] Angeloni M., Fatigue life evaluation of A356 aluminium alloy used for engine cylinder head, Ph.D Thesis, University of Sao Palu, Brazil, 2011.
- [37] Sun G.Q., Shang D.G., Prediction Of Fatigue Lifetime Under multiracial Cyclic Loading Using Finite Element Analysis, *Journal of Material and Design*, 31, 2010, pp. 126-133.
- [38] ABAQUS/CAE(v6.10-1), User' s Manual, 2010.