

بهبود خنک کاری موتورهای احتراق داخلی از طریق تغییر الگوی ورودی خنک کننده

علی قاسمیان مقدم^{۱*}، علی کشاورز^۲، مهدی کاظمی^۳

اطلاعات مقاله	چکیده
<p>واژگان کلیدی: موتور احتراق داخلی، راهگاه خنک کاری، توزیع دما، شبیه سازی عددی، خنک کاری هوشمند.</p>	<p>موتورهای احتراق داخلی موتورهای حرارتی هستند که انتقال حرارت نقش بسیار مهمی در عملکرد و بازده آنها ایفا می کند. در یک موتور احتراق داخلی، سیستم خنک کاری مسئول دفع حرارت اضافی موتور است. سیستم خنک کاری یک موتور احتراق داخلی از اجزای زیادی تشکیل شده است که راهگاه خنک کاری بلوک سیلندر و سرسیلندر یکی از آنهاست. در این مقاله، تأثیر طراحی جدید موقعیت ورودی و خروجی خنک کننده بر توزیع دمای بدنه موتور و توان پمپ مورد بررسی قرار می گیرد. معادلات جریانی و حرارتی به صورت عددی حل می شوند. پس از شبیه سازی و صحت گذاری جریان خنک کننده در راهگاه خنک کاری، تغییراتی در موقعیت ورودی خنک کننده در نظر گرفته می شود. نتایج به دست آمده نشان می دهد که اختلاف فشار و دبی جریان خنک کننده با در نظر گرفتن این تغییرات کاهش می یابد. ایده مطرح شده در این مقاله می تواند گام مهمی در راستای رسیدن به خنک کاری هوشمند موتورهای احتراق داخلی تلقی گردد.</p>

۱- مقدمه

طریق راهگاه های آگزوز از موتور خارج می شود و نیمی دیگر نیز از طریق سیستم خنک کاری از موتور دفع می گردد. عملکرد یک موتور احتراق داخلی از قبیل توان، گشتاور و آلاینده ها به شدت به دمای کارکرد آن بستگی دارد. بنابراین انتقال حرارت مناسب، یکی از مهم ترین مباحث در زمینه مطالعات موتورهای احتراق داخلی محسوب می گردد. هدف اصلی خنک کاری موتور آن است که حرارت اضافی موتور را دفع نماید و دمای موتور را در یک مقدار مناسب حفظ کند. شکل ۱ شماتیکی از چرخه معمول خنک کاری یک موتور را نشان می دهد. در این مقاله استفاده از یک ورودی جدید برای خنک کننده در

یکی از مباحث مهم مطرح در موتورهای احتراق داخلی، موضوع خنک کاری آنهاست. در حدود یک سوم سوخت مصرفی موتور به کار مفید تبدیل می شود و مابقی آن بدون تبدیل شدن به کار مفید به نحوی از موتور خارج می گردد. تقریباً بیش از نیمی از این انرژی اتلافی موتور از

* پست الکترونیک نویسنده مسئول: aghasemian@dena.kntu.ac.ir

۱. دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

۲. دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

۳. فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

جریان‌های مجزای طولی برای خنک‌کننده سرسیلندر و بلوک سیلندر استفاده شده بود. وی گزارش نمود که با وجود بعضی معایب مانند افت فشار زیاد در جریان طولی، منافع یکسان نگه داشتن سرعت خنک‌کننده برای همه سیلندرها بر معایب آن برتری دارد. کوبپاشی و همکاران [۶] مدار خنک‌کاری دوگانه‌ای را به‌طور آزمایشگاهی مورد بررسی قرار دادند. مدار خنک‌کاری مورد استفاده در این کار به‌گونه‌ای بود که بلوک سیلندر و سرسیلندر کاملاً مجزا خنک‌کاری می‌شدند و حتی از طریق واشر سرسیلندر نیز با یکدیگر ارتباط نداشتند. هدف اصلی آنها از این کار کاهش خوداشتعالی و در نتیجه افزایش نسبت تراکم به واسطه کنترل دمای بلوک سیلندر و سرسیلندر به صورت مستقل بوده است.

هدف مقاله پیش‌رو آن است که در راستای خنک‌کاری دقیق، تغییراتی را در ورودی و خروجی سیستم خنک‌کاری فعلی اعمال نماید و اثرات آن را بر توزیع دمای بدنه، دبی جریان و توان پمپ مورد مطالعه قرار دهد. مشخصات موتور مورد مطالعه برای این کار در جدول ۱ آورده شده است.

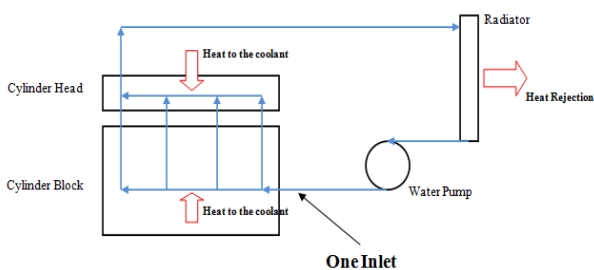
جدول ۱- مشخصات موتور مورد مطالعه در این مقاله [۷]

نام موتور	EF7
حجم جایابی (CC)	۱۶۴۹
تعداد و آرایش سیلندر	۴- خطی
تعداد سوپاپ در هر سیلندر	۴
قطر سیلندر (mm)	۷۸/۶۰
طول کورس (mm)	۸۵
نسبت تراکم	۱۱

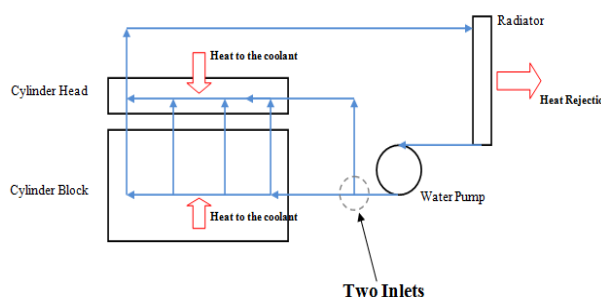
۲- شبیه‌سازی

همان‌گونه که پیش از این نیز اشاره شد، هدف از این تحقیق مطالعه توزیع دما و فشار در راهگاه خنک‌کاری موتور پس از اعمال تغییرات در ورودی و خروجی خنک‌کننده است. برای این منظور، به‌علت هندسه بسیار

سرسیلندر به‌عنوان یک ایده جدید مطرح می‌شود که در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۱- چرخه معمول خنک‌کاری در یک موتور احتراق داخلی



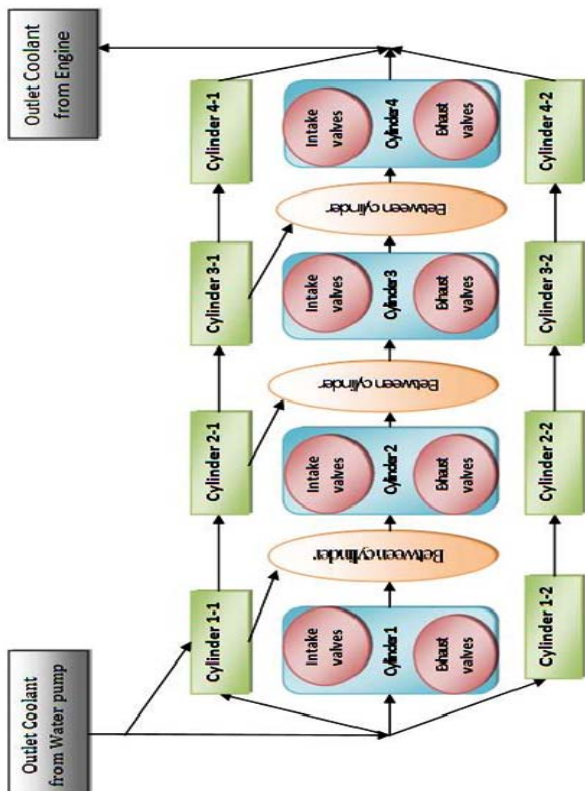
شکل ۲- چرخه جدید خنک‌کاری مطرح شده در این مقاله

تحقیقات زیادی در رابطه با موضوع خنک‌کاری موتورهای احتراق داخلی صورت گرفته است. یکی از اولین کارهای تحلیلی در این زمینه کاری است که گهرس [۱] انجام داده است. پس از آن مفهوم خنک‌کاری دقیق توسط فیلی [۲] مطرح گردید. آنها طرح جدیدی را برای راهگاه خنک‌کاری سرسیلندر ارائه نمودند که دبی جریان را به‌طور قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌داد. آرکومانیس [۳] از روش دینامیک سیالات محاسباتی برای تحلیل خنک‌کاری سیستم بهره برد. نوریس [۴] رفتار جریانی و حرارتی خنک‌کننده سرسیلندر را به‌صورت عددی و آزمایشگاهی مورد بررسی قرار داد. همچنین کلاف [۵] از مفهوم خنک‌کاری دقیق برای طراحی یک سرسیلندر جدید استفاده کرد و با استفاده از روش‌های آزمایشگاهی سرسیلندر جدیدی را طراحی کرد که زمان گرم شدن موتور و دبی جریان را کاهش می‌داد. در این کار، برای یکنواخت سازی جریان در همه قسمت‌های موتور از

نتایج در جدول ۲ آورده شده‌اند. در حالت معمولی، سیال خنک‌کننده پس از خروج از پمپ به دو قسمت تقسیم می‌شود که این موضوع در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شده است.

جدول ۲- نتایج تحلیل یک‌بعدی در برخی نقاط مدار خنک‌کاری

مکان‌های مورد بررسی و تحلیل	دبی حجمی (lit/s)	دبی جرمی (g/s)	فشار (bar)	سرعت (m/s)
سیال خروجی از پمپ آب	۲/۳۳	۲۳۴۶/۶۶	۱/۴۵	۲/۴۴
سیال ورودی ۱	۰/۸۸	۸۸۵/۲۰۱	۱/۴۳	۰/۴۳
سیال ورودی ۲	۱/۴۵	۱۴۶۱/۴۶	۱/۴۳	۲/۶۵
سیال خروجی از موتور	۲/۳۳	۲۳۴۶/۶۶	۱/۰۱۳	۳/۲۷



شکل ۳- شماتیک مدار خنک‌کاری در موتور نمونه

پیچیده راهگاه خنک‌کاری، از روش‌های عددی و دینامیک سیالات محاسباتی بهره گرفته خواهد شد. مراحل انجام کار در این مقاله به صورت زیر است:

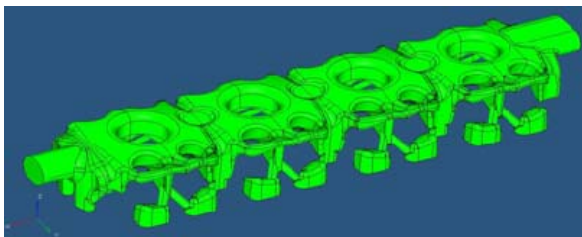
- ۱- مدل یک‌بعدی جریان سیستم خنک‌کاری موتور نمونه شبیه‌سازی می‌شود.
- ۲- مدل سه‌بعدی جریان سیستم خنک‌کاری موتور نمونه شبیه‌سازی می‌شود.
- ۳- با مقایسه نتایج شبیه‌سازی‌های یک‌بعدی و سه‌بعدی و داده‌های آزمایشگاهی، صحت شبیه‌سازی‌ها مورد بررسی قرار می‌گیرد.
- ۴- توزیع دمای بدنه موتور و خنک‌کننده برای حالت معمولی خنک‌کاری محاسبه می‌شود.
- ۵- گام‌های ۱، ۲ و ۴ برای طرح‌های جدید سیستم خنک‌کاری تکرار می‌گردد.
- ۶- نتایج طرح‌های جدید خنک‌کاری و حالت معمولی آن مورد مقایسه و ارزیابی قرار می‌گیرد.

۱-۲- شبیه‌سازی و تحلیل یک‌بعدی جریان خنک‌کننده برای حالت معمولی موتور

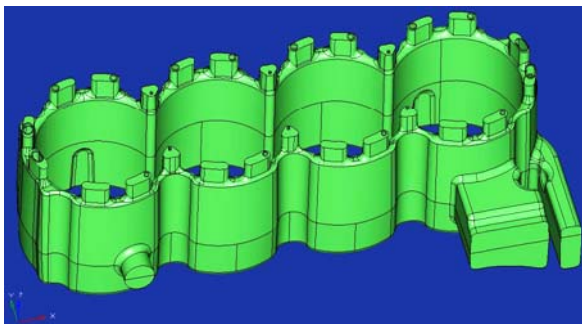
به‌منظور شبیه‌سازی و تحلیل یک‌بعدی جریان خنک‌کننده از نرم‌افزار GT-Cool استفاده می‌شود. اجزای سیستم خنک‌کاری به‌عنوان پیش‌فرض در این نرم‌افزار موجود هستند و مسیرهای جریان خنک‌کاری با لوله‌هایی به قطر هیدرولیکی مشخص شبیه‌سازی می‌شوند. شکل‌های ۳ و ۴ شماتیک مدار خنک‌کاری و مدار شبیه‌سازی شده در محیط نرم‌افزار GT-Cool را نشان می‌دهند.

شرایط جریان برای حالت تمام‌بار و دور موتور ۴۵۰۰ بر دقیقه در نظر گرفته می‌شود. در این حالت، دبی ورودی خنک‌کننده به موتور تقریباً ۱۴۰ لیتر بر دقیقه است. با استفاده از تحلیل یک‌بعدی مدار خنک‌کاری داخل موتور، سرعت، فشار و دبی سیال در تمامی مسیرهای عبور سیال در راهگاه خنک‌کاری موتور به‌دست می‌آید. بخشی از این

ساختار غیر منظم^۲ برای مش بندی بهره برده شد. تعداد کل مش ها برای هندسه راهگاه ۵۶۰۰۰۰ مش بوده است.

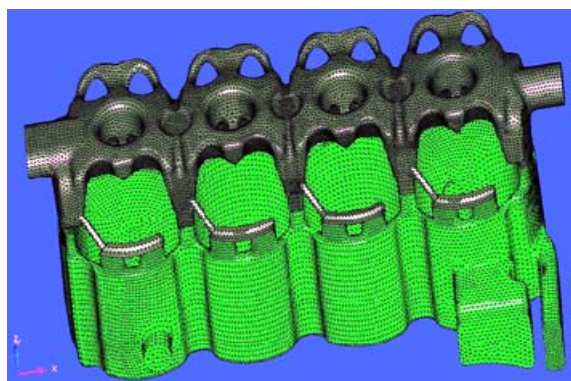


شکل ۵- راهگاه خنک کاری سرسیلندر

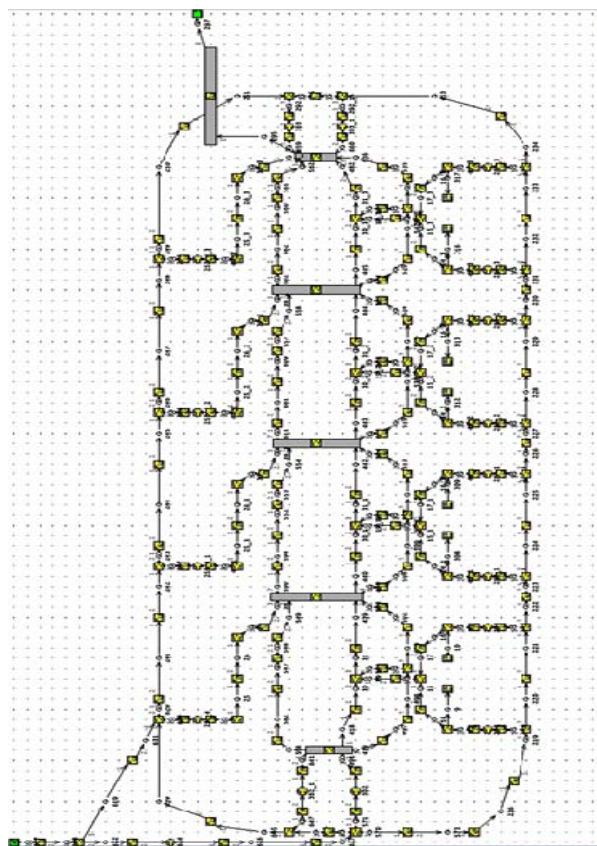


شکل ۶- راهگاه خنک کاری بلوک سیلندر

حل سه بعدی جریان به کمک نرم افزار ANSYS CFX صورت گرفت. برای تحلیل جریان آشفته داخل راهگاه از مدل $k-\epsilon$ استفاده گردید. شرایط مرزی ورودی و خروجی مانند حالت یک بعدی به ترتیب به صورت دبی جرمی در ورودی و فشار خروجی در نظر گرفته شد. شرط عدم لغزش در دیواره ها نیز در نظر گرفته شد. شکل ۸ کانتور سرعت در راهگاه خنک کاری موتور را نشان می دهد.



شکل ۷- هندسه مش بندی شده سرسیلندر و بلوک سیلندر



شکل ۴- مدار خنک کاری شبیه سازی شده یک بعدی در نرم افزار GT-Cool

۲-۲- شبیه سازی و تحلیل سه بعدی جریان خنک کننده برای حالت معمولی موتور

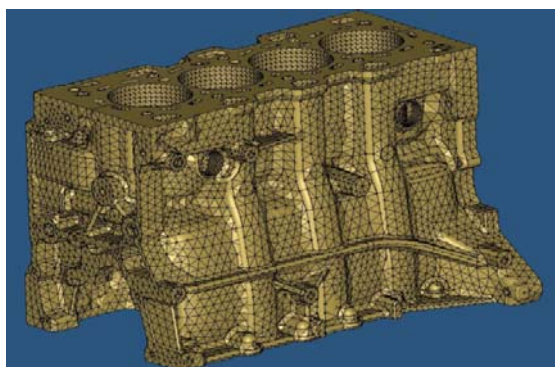
برای شبیه سازی و تحلیل سه بعدی جریان خنک کننده در راهگاه های خنک کاری موتور از نرم افزار Pro Engineering برای شبیه سازی هندسه راهگاه خنک کاری استفاده شد و سپس در مرحله بعد از نرم افزار HYPERMESH به منظور مش بندی آن بهره گرفته شد. شکل های ۵، ۶ و ۷ مدل سه بعدی راهگاه خنک کاری بلوک سیلندر و سرسیلندر و همچنین هندسه راهگاه پس از مش بندی را نشان می دهند. در این تحقیق، برای المان بندی مدل راهگاه های آب و بلوک سیلندر، از مش های هرمی چهار وجهی^۱ با اندازه ۳ mm استفاده شد. به دلیل هندسه پیچیده و نامتقارن راهگاه خنک کاری از

² Unstructured

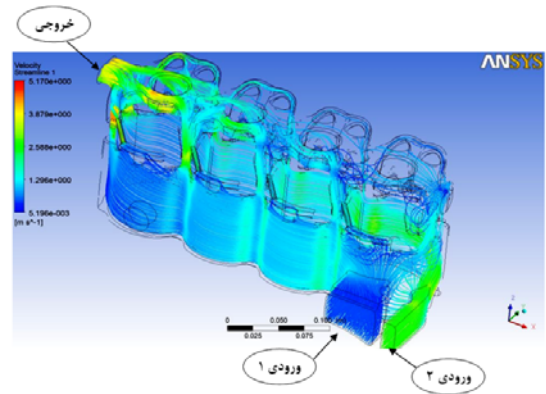
¹ Tet/Hybrid

۲-۳- تحلیل حرارتی سه بعدی برای حالت معمولی موتور

یکی از نقاط قوت تحقیق پیش رو آن است که برای حل حرارتی جریان خنک کننده از حل یکپارچه یا هم زمان استفاده کرده است. منظور از حل یکپارچه یا هم زمان آن است که بدنه جامد موتور و خنک کننده داخل آن به صورت یکجا تحلیل حرارتی می شوند. با استفاده از این روش، مشکلات ناشی از حل جداگانه جریان خنک کننده حذف می شود. حل جداگانه به این صورت است که ابتدا یک دمای اولیه برای دیواره راهگاه خنک کاری حدس زده می شود و جریان خنک کننده با استفاده از این حدس اولیه حل می شود. سپس در مرحله دوم، با استفاده از ضریب انتقال حرارت به دست آمده در راهگاه خنک کاری و دمای متوسط سیال خنک کننده، بدنه جامد با اعمال شرایط مرزی حرارتی در محفظه احتراق، راهگاه های ورود و خروج گاز حل می شود. در مرحله سوم، مجدداً جریان خنک کننده با استفاده از دمای دیواره راهگاه خنک کاری که در مرحله دوم به دست می آید حل می شود. این مراحل حل رفت و برگشتی تا جایی ادامه می یابد که همگرایی دمایی صورت پذیرد. با استفاده از روش حل یکپارچه، به علت کاهش مراحل چندگانه حل جداگانه به یک مرحله، صرفه جویی قابل توجهی در زمان محاسبات صورت می گیرد. هندسه مش بندی شده بدنه جامد بلوک سیلندر و سرسیلندر در شکل های ۱۰ و ۱۱ نشان داده شده اند.



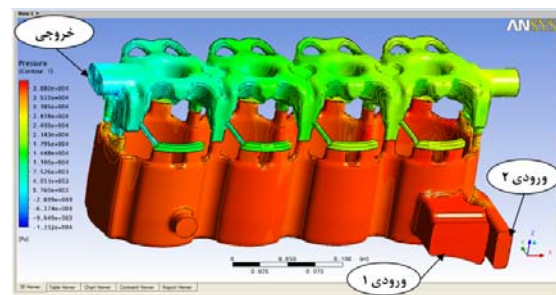
شکل ۱۰- هندسه مش بندی شده بلوک سیلندر



شکل ۸- کانتور سرعت خنک کننده در راهگاه خنک کاری موتور

همان طور که در شکل ۸ نیز قابل مشاهده است، بیشترین سرعت خنک کننده ۵/۱۷ متر بر ثانیه است که در انتهای سرسیلندر و در نزدیکی خروجی خنک کننده از موتور اتفاق می افتد. همچنین نکته قابل توجه سرعت کم خنک کننده در اطراف سوپاپ های دود است که با توجه به شار حرارتی زیاد در این نواحی دقت ویژه ای را در ملاحظات طراحی می طلبد. این موضوع بخصوص در سرسیلندرهای ۱ و ۲ بیشتر مشاهده می شود. از سوی دیگر، سیلندر ۴ کمترین سرعت را در مقایسه با دیگر سیلندرها داراست. اما از آنجایی که شار حرارتی وارده به سیلندر چندان زیاد نیست مشکل خاصی ایجاد نخواهد شد.

شکل ۹ کانتور فشار خنک کننده در راهگاه خنک کاری موتور را نشان می دهد. اختلاف فشار کل در این حالت ۰/۳۸ bar است. همان طوری که مشخص است کاهش فشار اصلی در راهگاه های جریان بین بلوک سیلندر و سرسیلندر رخ می دهد. علت این امر نیز قطر کم این راهگاه ها می باشد.



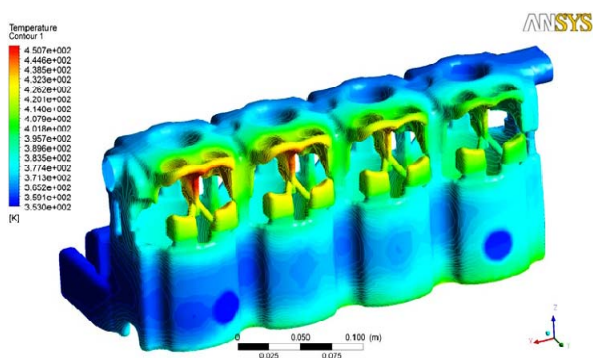
شکل ۹- کانتور فشار خنک کننده در راهگاه خنک کاری موتور

جدول ۳- مقادیر متوسط دما و ضریب انتقال حرارت در راهگاه دود و هوا

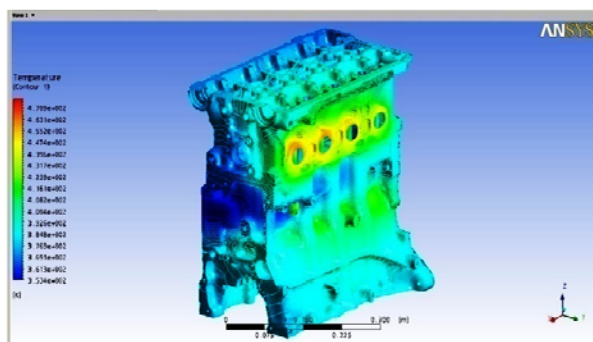
دما (K)	ضریب انتقال حرارت (W/m ² K)	راهگاه دود	راهگاه هوا
۳۳۳	۴۴۹	راهگاه دود	راهگاه هوا
۹۴۳	۷۶۴	راهگاه دود	راهگاه هوا

۴-۲- صحنه‌گذاری

برای بررسی میزان صحت شبیه‌سازی‌های انجام شده، نتایج شبیه‌سازی‌های یک‌بعدی و سه‌بعدی و همچنین داده‌های تجربی سیستم خنک‌کاری در دور و بار مذکور در جدول ۴ ارائه شده است. مقایسه مقادیر داده شده در این جدول نشان می‌دهد که شبیه‌سازی‌های یک‌بعدی و سه‌بعدی به‌صورت قابل قبولی موفق به پیش‌بینی عملکرد جریان و حرارتی جریان خنک‌کننده داخل موتور شده‌اند.

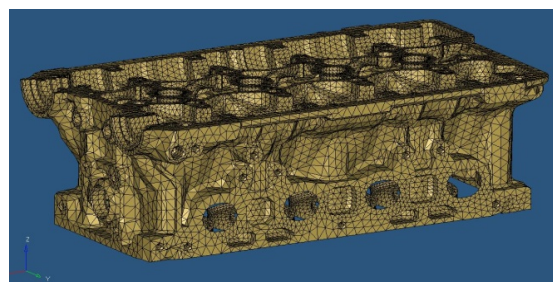


شکل ۱۲- توزیع دما در دیواره راهگاه خنک‌کننده



شکل ۱۳- توزیع دما در بدنه موتور

یک‌بعدی	سه‌بعدی	آزمایشگاهی
۴۲	۳۸	۳۲
افزایش دمای خنک‌کننده (K)	۴/۶	۳/۸
افت فشار (kPa)	۴۲	۳۲



شکل ۱۱- هندسه مش‌بندی شدهٔ سرسیلندر

اگرچه طبیعت احتراق در موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی به صورت سیکلی است، اما به علت زمان بسیار کم احتراق و آزاد شدن شار حرارتی، می‌توان یک شار حرارتی متوسط یا یک ضریب انتقال حرارت متوسط برای دیواره‌ها در نظر گرفت. در این پژوهش، شرایط مرزی حرارتی اجزایی مانند محفظه احتراق، راهگاه‌های ورود و خروج گاز و مسیره‌های روغن با یک دما و ضریب انتقال حرارت متوسط تعیین می‌شوند [۸]. البته لازم به یادآوری است که این دما و ضریب انتقال حرارت در شرایط بحرانی کارکرد موتور یعنی تمام‌بار و سرعت ۴۵۰۰ دور بر دقیقه در نظر گرفته می‌شود. جدول ۳ نمونه‌ای از این مقادیر را برای یک سیلندر موتور آورده است. بلوک سیلندر موتور از جنس چدن و سرسیلندر موتور آلومینیومی است. همچنین خنک‌کننده ترکیبی از آب و اتیلن گلیکول با نسبت حجمی ۵۰-۵۰ است. دمای ورودی خنک‌کننده ۳۵۳ کلوین در نظر گرفته می‌شود. شکل ۱۲ کانتور دمای خنک‌کننده داخل راهگاه را نشان می‌دهد. در این حالت، بر اساس آنچه شبیه‌سازی پیش‌بینی می‌کند دمای خنک‌کننده در طول مسیر خود از ورودی موتور تا خروجی آن ۴/۶۷ کلوین افزایش دما داشته است. همان‌گونه که انتظار می‌رود دمای دیواره‌ی سرسیلندر بیش از دیگر نقاط دیواره راهگاه آب است. در میان نقاط مختلف سرسیلندر، فضای بین سوپاپ دود در سرسیلندر ۱ بحرانی‌ترین حالت را دارد، چرا که کمترین دبی خنک‌کننده از این نقطه می‌گذرد. دما در این نقطه همان‌طور که در شکل نیز نشان داده شده است به ۴۵۰ کلوین می‌رسد. شکل ۷ نیز توزیع دما در بدنه موتور را نشان می‌دهد.

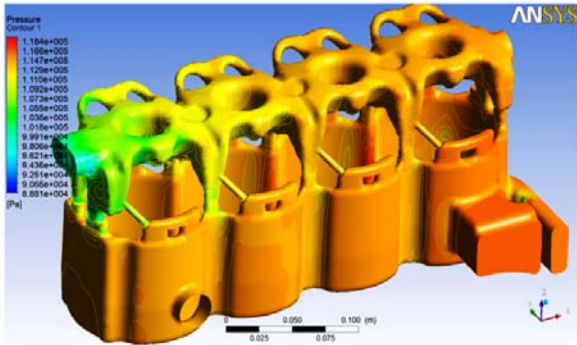
۵-۲- تحلیل جریانی و حرارتی راهگاه خنک‌کاری

در طرح‌های جدید

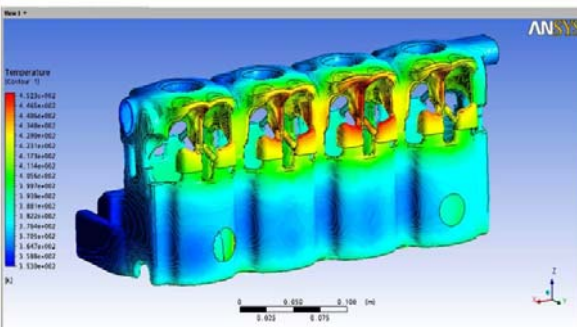
دو طرح جدید به منظور مطالعه اثرات تغییر ورودی و خروجی خنک‌کننده مورد بررسی قرار گرفت.

طرح اول

در این طرح سعی شد تا شرایط خنک‌کاری کاملاً مجزا برای بلوک سیلندر و سرسیلندر فراهم گردد؛ بدین صورت که علاوه بر ورودی خنک‌کننده در بلوک سیلندر، یک ورودی مجزا برای ورود خنک‌کننده به سرسیلندر در نظر گرفته شد. همچنین تمام راهگاه‌های ارتباطی جریان خنک‌کننده بین بلوک سیلندر و سرسیلندر نیز مسدود شد. برای خروج خنک‌کننده نیز یک خروجی مجزا برای هر یک از بلوک سیلندر و سرسیلندر در نظر گرفته شد. در این حالت مقدار دبی $1/1 \text{ kg/s}$ برای سرسیلندر و مقدار $1/23 \text{ kg/s}$ برای بلوک سیلندر در نظر گرفته شد. شرایط مرزی حرارتی به همان صورت که قبلاً توضیح داده شد اعمال گردید. کانتورهای سرعت، فشار و دما در طرح اول به ترتیب در شکل‌های ۱۴، ۱۵ و ۱۶ نشان داده شده‌اند.



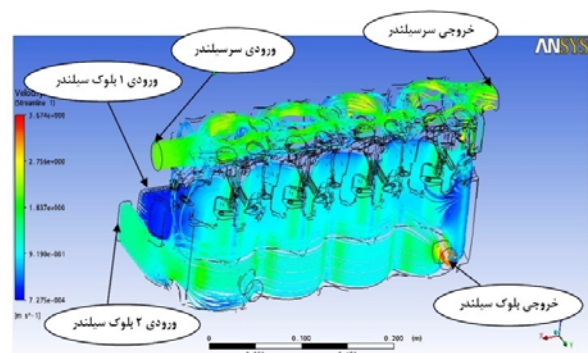
شکل ۱۵- کانتور فشار در طرح اول



شکل ۱۶- کانتور دما در طرح اول

طرح دوم

در این طرح، مانند طرح اول، علاوه بر ورودی خنک‌کننده در بلوک سیلندر، یک ورودی مجزا برای سرسیلندر در نظر گرفته شد. اما راهگاه‌های ارتباطی جریان خنک‌کننده بین بلوک سیلندر و سرسیلندر مانند حالت معمولی باز گذاشته شد. همچنین برای خروج خنک‌کننده نیز مانند حالت معمولی تنها یک خروجی در سرسیلندر در نظر گرفته شد. در این طرح نیز شرایط مرزی حرارتی مانند حالات قبلی اعمال گردید. کانتورهای سرعت، فشار و دما در طرح اول به ترتیب در شکل‌های ۱۷، ۱۸ و ۱۹ نشان داده شده‌اند. در این حالت مقدار دبی 1 kg/s برای سرسیلندر و مقدار $1/16 \text{ kg/s}$ برای بلوک سیلندر در نظر گرفته شد.



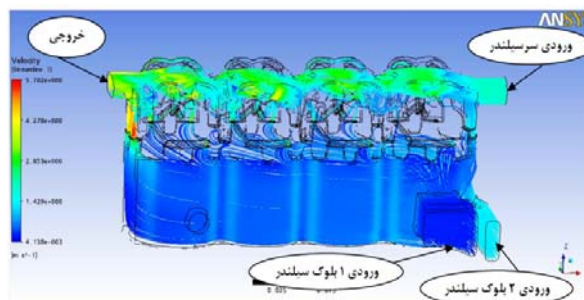
شکل ۱۴- کانتور سرعت در طرح اول

بالا در راهگاه خنک‌کاری موتور می‌گردد. این امر بالا رفتن دما در برخی از قسمت‌های سرسیلندر مانند اطراف سوپاپ دود را در پی دارد. به عبارت دیگر ایجاد جریان یک جهته در سرسیلندر موجب می‌شود تا جریان خنک‌کننده در برخی از قسمت‌ها که مجاری پیچیده‌ای دارند به‌خوبی صورت نپذیرد. همین موضوع موجب می‌گردد تا دمای دیواره راهگاه در سرسیلندره‌های ۲ و ۳ افزایش قابل ملاحظه‌ای داشته باشد. افزایش دمای دیواره راهگاه در نواحی مذکور با همان دبی حالت معمولی نشان‌دهنده ناموفق بودن طرح اول در ایجاد یک توزیع دمای مناسب در سرسیلندر است.

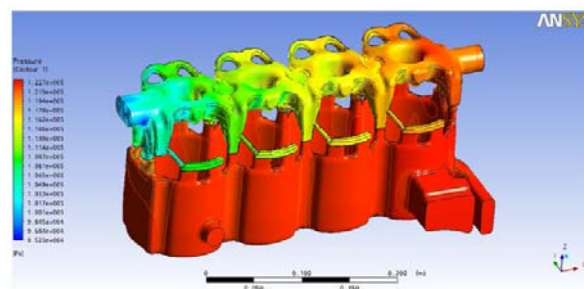
در طرح دوم، به دلیل باز بودن مجاری خنک‌کاری بین بلوک سیلندر و سرسیلندر افت فشار بیشتری نسبت به طرح اول حاصل شد؛ اما در عین حال این افت فشار که مقدار آن $0/۲۲ \text{ bar}$ می‌باشد نسبت به حالت معمولی بهبود خوبی داشته است. علت این امر نیز آن است که به‌هرحال بخشی از جریان از طریق سرسیلندر وارد راهگاه خنک‌کاری می‌گردد و بنابراین نسبت به حالت معمول که تمام جریان از طریق بلوک سیلندر وارد موتور می‌شود افت فشار کمتری صورت خواهد گرفت. از طرف دیگر، باز بودن مجاری خنک‌کاری بین بلوک سیلندر و سرسیلندر باعث تقویت جریان خنک‌کننده در اطراف نقاط حساس سرسیلندر مانند سوپاپ دود شده و بنابراین در طرح دوم توزیع دمای بهتری نسبت به طرح اول دیده می‌شود. بیشینه دمای حاصله با استفاده از طرح دوم تقریباً برابر بیشینه دمای حالت معمول موتور است. این در حالی است که دبی جریان خنک‌کننده در طرح دوم $۷/۰\%$ کمتر از حالت معمولی موتور است.

۴- جمع‌بندی

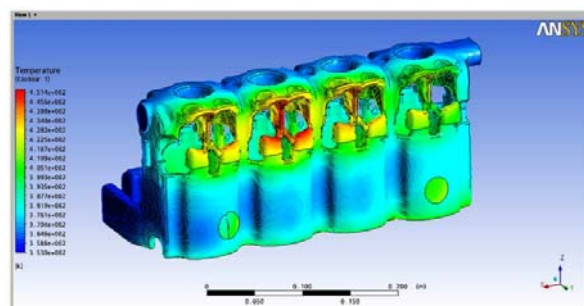
در این تحقیق، اثر تغییر ورودی و خروجی خنک‌کننده بر عملکرد خنک‌کاری موتور مورد بررسی و مطالعه قرار



شکل ۱۷- کانتور سرعت در طرح دوم



شکل ۱۸- کانتور فشار در طرح دوم



شکل ۱۹- کانتور دما در طرح دوم

۳- بحث و نتیجه‌گیری

در طرح اول مطرح شده برای اعمال تغییرات در ورودی و خروجی خنک‌کننده، همان‌طور که از نتایج مربوط به آن مشخص است افت فشار به‌صورت قابل توجهی بهبود یافت. در این طرح، افت فشار از $0/۳۸ \text{ bar}$ به $0/۱۸ \text{ bar}$ تقلیل یافت. این موضوع یک نتیجه مثبت برای طرح اول محسوب می‌شود. علت اصلی آن نیز حذف راهگاه‌های باریک خنک‌کاری بین بلوک سیلندر و سرسیلندر می‌باشد. اما از سوی دیگر، بستن مجاری خنک‌کاری بین بلوک سیلندر و سرسیلندر و تعبیه خروجی مجزا برای بلوک سیلندر و سرسیلندر موجب عدم وجود جریان رو به

استفاده از طرح اول می‌تواند مزایای خوبی از منظر افت فشار جریان در داخل راهگاه‌ها را داشته باشد. اما با استفاده از این طرح، رسیدن به یک توزیع دمای مناسب در سرسیلندر با توجه به هندسه فعلی آن میسر نخواهد بود و در صورت نیاز به کاهش افت فشار با استفاده از این طرح تغییر هندسه راهگاه خنک‌کاری نسبت به حالت معمولی لازم به نظر می‌رسد. از سوی دیگر، در طرح دوم نشان داده شد که به‌کارگیری یک تغییر جزئی در ورودی خنک‌کننده هندسه موجود، می‌تواند ضمن حفظ توزیع دمای مناسب در دیواره راهگاه، کاهش افت فشار و دبی جریان خنک‌کننده را نیز به‌همراه داشته باشد.

گرفت. در این راستا دو طرح جدید به‌جای طرح معمول راهگاه خنک‌کاری معرفی شد. در طرح اول، برای هر یک از بلوک سیلندر و سرسیلندر، ورودی و خروجی مجزا در نظر گرفته شد و همچنین تمام مجاری خنک‌کاری بین بلوک سیلندر و سرسیلندر مسدود گشت. در طرح دوم، یک ورودی مجزا برای سرسیلندر در نظر گرفته شد، اما مجاری خنک‌کاری بین بلوک سیلندر و سرسیلندر مانند حالت معمولی باز گذاشته شد. همچنین در این طرح برای خروج خنک‌کننده نیز مانند حالت معمولی تنها یک خروجی در سرسیلندر در نظر گرفته شد. نتایج به‌دست از حل حالت معمولی و دو طرح پیشنهادی نشان داد که

مراجع

- [1] Gehres, E. (1963), "An analysis of engine cooling in modern passenger cars". SAE National Automobile Meeting, Detroit, MI, Paper No. 660C.
- [2] Finlay, I.C., Gallacher, G.R. (1988), "The application of precision cooling to the cylinder head of a small automotive petrol engine". SAE 880263.
- [3] Arcoumanis, C., Nouri, J.M., Whitelaw, J.H., Cook, G., Foulkes, D.M. (1991), "Coolant flow in the cylinder head and block of the Ford 2.5L DI diesel engine". SAE 910300.
- [4] Norris, P.M., Wepfer, W., Hoag, K.L., White, D.C. (1993), "Experimental and analytical studies of cylinder head cooling". SAE 931122.
- [5] Clough, M.J. (1993), "Precision cooling of a four valve per cylinder engine cooling system". SAE 931123.
- [6] Kobayashi, H., Yoshimura, K., Hirayama, T. (1984), "A study on dual circuit cooling for higher compression ratio". SAE 841294.
- [۷] کاظمی، م. (۱۳۸۹)، "بهینه‌سازی سامانه خنک‌کاری موتورهای احتراق داخلی"، پایان‌نامه دوره کارشناسی ارشد، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران.
- [۸] خلیلی، و. (۱۳۸۷)، "بهینه‌سازی خنک‌کاری سرسیلندر موتور XU7"، پایان‌نامه دوره کارشناسی ارشد، دانشگاه علم و صنعت، تهران.

IMPROVEMENT OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES COOLING BY CHANGING THE PATTERN OF COOLANT INLET

A. Ghasemian Moghaddam^{1,*}, A. Keshavarz², M. Kazemi³

1. Ph.D Candidate, Faculty of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

2. Associate Professor, Faculty of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

3. Graduated M. Sc., Faculty of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

*Corresponding Author: aghasemian@dena.kntu.ac.ir

ARTICLE INFO

Keywords:

Internal Combustion Engine,
Water Jacket,
Temperature Distribution,
Numerical Simulation,
Intelligent Cooling.

ABSTRACT

Internal Combustion Engines (ICE) are heat engines in which heat transfer plays an important role in their performance and efficiency. In an ICE, the cooling system is responsible for removing additional heat from the engine. The cooling system of an ICE consists of many parts that water jacket of the cylinder block and cylinder head of the engine is one of them. In this paper, the effect of redesigning of coolant inlet and outlet location on the temperature distribution of the engine body, engine coolant and water pump power is investigated. Both hydraulic and thermal governing equations are solved numerically. After simulation and validation of the coolant flow in the water jacket, some changes in location of coolant inlet are considered. The obtained results showed that both the pressure gradient and flow rate of the coolant will reduce when the new inlet locations are used. It was showed that reduction of the pressure gradient and flow rate decreased input power of the water pump and consequently increased output power of the engine. The proposed idea in this paper can be used in intelligent cooling systems of the internal combustion engines.
