



شبیه‌سازی انتقال حرارت با در نظر گرفتن پدیده جوشش در موتور ملی به روش حل هم‌زمان انتقال حرارت جامد و سیال و بررسی اثر خنک‌کاری دقیق بر انتقال حرارت

صادق جهان‌تیغی^{۱*}، امیره نوربخش^۲، آرش محمدی^۳

^۱ دانشگاه بوعلی سینا، دانشکده مهندسی مکانیک، همدان، ایران sadeghjehantighi@gmail.com

^۲ دانشگاه بوعلی سینا، دانشکده مهندسی مکانیک، همدان، ایران nourbakhsh@basu.ac.ir

^۳ دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، دانشکده مهندسی مکانیک، تهران، ایران amohammadi@srstu.edu

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱۱ خرداد ۱۳۹۵

پذیرش: ۱۳ دی ۱۳۹۵

کلیدواژه‌ها:

جوشش مادون سرد

انتقال حرارت

موتور ملی

راهگاه خنک‌کاری

چکیده

انتقال حرارت یکی از مسائل مهم در طراحی موتورهای احتراق داخلی است زیرا گرما بر عملکرد، بازده و آلایندگی خروجی موتور تأثیر مستقیم دارد. در بررسی انتقال حرارت در موتور احتراق داخلی نیاز به در نظر گرفتن پدیده جوشش در شبیه‌سازی‌های حرارتی است زیرا جوشش زیر سرد در نقاط داغ موتور می‌تواند مقدار انتقال حرارت را افزایش دهد. در این پژوهش برای شبیه‌سازی حرارتی راهگاه‌های خنک‌کاری از روش حل هم‌زمان انتقال حرارت جامد و سیال استفاده شد. برای در نظر گرفتن جوشش نیز دو روش BDL و چن در راهگاه استوانه‌ای باهم مقایسه شد و نتایج نشان داد که در دمای کاری موتور نتایج اعتبارسنجی روش چن و BDL مشابه یکدیگر بود اما روش چن مقدار کمی به نتایج تجربی نزدیک‌تر است و از این رو روش چن برای شبیه‌سازی استفاده شد. در این کار با استفاده از نرم‌افزار AVL Fire، روش جوشش چن برای هندسه موتور ملی استفاده شد و ضریب انتقال حرارت جابجایی و مکان‌هایی که احتمال جوشش در آن وجود دارد با استفاده از حل هم‌زمان سیال و جامد به دست آمد. در انتها اثر خنک‌کاری دقیق با تغییر هندسه در اطراف دریچه دود و قطر راهگاه در اطراف شمع بررسی شد.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.



۱- مقدمه

با افزایش انتقال حرارت در موتورهای احتراق داخلی دما و فشار متوسط گازهای احتراقی کاهش یافته و این خود باعث کاهش کار ناشی از انبساط گازهای احتراقی می‌شود. بنابراین می‌توان قدرت خروجی موتور و بازده را تابعی از انتقال حرارت در نظر گرفت. همچنین افزایش دما در نقاط داغ داخل موتور مانند دریچه دود و تاج سمبه باعث ایجاد پدیده سوزش در این نقاط می‌گردد. امروزه محدودیت‌های انرژی و همچنین آلودگی‌های محیط زیست، مهندسان و دانشمندان را برای مطالعات هرچه بیشتر در زمینه افزایش بازده چرخه‌های حرارتی تولید قدرت و کاهش آلودگی راغب کرده است. به‌طور کلی خنک‌کاری در موتور به منظور نگه داشتن دمای اجزای موتور در یک محدوده خاص است، به‌طوری که به کارایی قطعات موتور صدمه وارد نشود و روغن نیز کارایی خود را از دست ندهد.

اختلاف دمای سطح با دمای اشباع سیال را دمای مازاد گویند. جوشش نقطه‌ای در دمای مازاد بین گستره ۵ تا ۳۰ درجه سانتی‌گراد صورت می‌گیرد. ناحیه جوشش نقطه‌ای از دو ناحیه جوشش مادون سرد و جوشش اشباع تشکیل شده است. در ناحیه جوشش مادون سرد، به علت دمای خنکتر توده سیال نسبت به دمای اشباع آن، حباب با حرکت از دیواره در همسایگی سیال به سمت بالا، متراکم شده و هم‌زمان دمای سیال گرم‌تر می‌شود. قبل از آنکه دمای توده سیال به اندازه مقدار دمای اشباع برسد، حباب‌ها چگالیده می‌شوند، اما با رسیدن دمای توده سیال به دمای اشباع، حباب‌های تولیدی دیگر از بین نمی‌روند و همراه با جریان حرکت می‌کنند. در صورت مهار نشدن دمای سطح، با افزایش تعداد حباب‌ها، سطح عایقی بر روی دیواره ایجاد می‌گردد و جوشش وارد ناحیه لایه‌ای می‌شود. این امر منجر به گرم شدن شدید دمای دیواره و کاهش شار حرارتی عبوری از دیواره و در نهایت ذوب آن می‌شود [۱].

تاو بو در شرکت ریکاردو از روش جریان همگن برای شبیه‌سازی جوشش مادون سرد در راهگاه آب استفاده کرد [۲]. ایشان ابتدا روش پیشنهادی را با نتایج آزمایش رایبسون [۳] و آزمایش زیتون و شوکری [۴] صحه‌گذاری کردند. آنها از نتایج آزمایش‌ها در دو مجرای افقی و قائم استفاده کردند تا قابلیت روش در پیش‌بینی جوشش در مجاری افقی و قائم راهگاه آب را بررسی کنند که البته نتایج حاصل نیز صحت روش را نشان داد. ایشان از روش مذکور برای شبیه‌سازی جوشش مادون سرد در راهگاه آب موتور ۶ استوانه خورجینی استفاده کردند [۲]. پس از تحلیل انتقال حرارت در نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی^۱ VECTIS، نتایج را وارد نرم‌افزار اجزاء محدود کرده و به تحلیل دمایی قطعات پرداختند.

از دیگر کارهای انجام شده در این زمینه می‌توان به شبیه‌سازی انتقال حرارت از راهگاه آب موتور ملی EF7 با در نظر گرفتن پدیده جوشش

توسط مهدی پور و همکاران اشاره نمود [۵]. ایشان از روش ضریب انتقال حرارت جابجایی پایه برای شبیه‌سازی راهگاه سیال استفاده نمودند. در روش ضریب انتقال حرارت جابجایی پایه به کمک روش های دینامیک سیالات محاسباتی، ضریب انتقال حرارت در دمای پایه برای تمامی گره‌ها محاسبه می‌شود و به کمک این مقدار، ضریب انتقال حرارت تحت تأثیر جوشش و شرایط کارکرد واقعی به کمک توابع تجربی (نمودار تجربی) تصحیح می‌شود. روش معرفی شده برای هندسه مجرای خنک‌کاری موتور ملی EF7 استفاده شده و ضریب جابه‌جایی و نواحی جوشش جریان بدست آمده است. ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی متوسط در شبیه‌سازی FEV برابر $6400 \text{ W/m}^2\text{K}$ و در شبیه‌سازی مرجع [۵] برابر با $6120 \text{ W/m}^2\text{K}$ است که با دقت ۴٪ دو الگو همخوانی دارند.

شبیه‌سازی انتقال حرارت با فرض پدیده جوشش در راهگاه آب موتور ملی پرخوران نیز توسط همت خانلو و همکاران انجام شده است [۶]. در این تحقیق راهگاه‌های سیال خنک‌کننده موتور ملی پرخوران با نرم‌افزار AVL-fire برای بررسی اثرات جوشش شبیه‌سازی شده است. آنها از روش چن برای شبیه‌سازی استفاده نمودند و نشان دادند که ضریب انتقال حرارت با در نظر گرفتن جوشش در نقاط بحرانی موتور افزایش می‌یابد.

محمدی و همکاران از روش‌های مخلوط دو حالتی و معادله پیفان/مولن‌هاور^۲ برای شبیه‌سازی جوشش در راهگاه آب موتور دیزل سواری استفاده کردند [۷]. ایشان از نرم‌افزار دینامیک سیالات محاسباتی OpenFoam برای حل معادلات پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی استفاده نموده و برای صحه‌گذاری روش‌های مذکور از داده‌های تجربی واقعی تحت شرایط جوشش استفاده نمودند. ایشان پس از شبیه‌سازی توسط دو روش دو حالتی و پیفان/مولن‌هاور، نتایج را با مقادیر تجربی مقایسه نمودند.

فای‌دونگ و همکاران [۸] نیز ابتدا چهار روش جوشش در مسیر افقی با مقطع T شکل را بررسی کردند و سپس از دو روش موجود که تطابق خوبی با داده‌های تجربی داشت برای شبیه‌سازی جوشش در راهگاه آب استفاده کردند.

از جمله پژوهش‌های انجام شده در زمینه خنک‌کاری دقیق می‌توان به پژوهش پوروت و همکاران اشاره کرد [۹]. ایشان با هدف خنک‌کاری دقیق در اطراف راهگاه آب استوانه اول موتور دیزل ۱٫۹ لیتری فولکس واگن که خنک‌کاری مناسبی نداشت، با بزرگ و کوچک کردن برخی روزه‌های لایه بستر، دو راهکار ارائه دادند. نتایج حاکی از آنست که در راهکار اول هیچگونه بهبودی در توزیع سرعت در اطراف استوانه اول مشاهده نشد و حتی سرعت در اطراف استوانه دوم بدتر نیز شد. اما در حالت دوم، توزیع سرعت متعادل‌تری در اطراف ناحیه استوانه اول بدست آمد.

^۲ Pflaun/Mollenhauer

^۱ Computational Fluid Dynamics (CFD)

معادلهٔ چن برای جریان مایعات خالص در مسیر عمودی مطرح شده است. چن ضریب تصحیح را به جریان وابسته می‌داند و آن را به شکل زیر پیشنهاد داد [۱۳]:

$$S_{Chen} = \frac{1}{(Re\varphi^{1.25})^{1.17}} \quad (۸)$$

که بعدها باترورث آن را به شکل زیر اصلاح نمود [۱۴]:

$$S_{Chen} = \frac{1}{1 + 2.53 \times 10^{-6} (Re_l \varphi^{1.25})^{1.17}} \quad (۹)$$

همانطور که قبلاً بیان گردید، در جوشش جریانی مادون سرد $1 \approx \varphi$ و مقدار S_{Chen} تنها به عدد رینولدز وابسته خواهد بود. در برخی منابع مانند منبع [۱]، S_{Chen} را به صورت تابع چند ضابطه‌ای زیر نمایش می‌دهند:

$$\begin{cases} S_{Chen} = 1 & Re < 1 \times 10^4 \\ S_{Chen} = 3.4 - 0.6 \log(Re) & 1 \times 10^4 \leq Re \leq 4 \times 10^5 \\ S_{Chen} = 3.876 \times 10^{-2} & Re > 4 \times 10^5 \end{cases} \quad (۱۰)$$

۲-۲-۲ روش BDL

در روش چن ضریب تصحیح S به عدد رینولدز و جریان وابسته است اما در روش BDL، مقدار آن به دینامیک حباب و میدان جریان پیرامون آن در نزدیکی دیوار بستگی دارد. در معادلهٔ پیشنهادی ژنگ ضریب تصحیح از دو مؤلفه تشکیل شده است که مقادیر آن‌ها به قطر حباب در لحظات جدایش و صعود بستگی دارد [۱۵]:

$$\begin{cases} S_{BDL} = S_{BDL1} \\ S_{BDL2} S_{BDL1} = \left(\frac{d_D}{d_L}\right)^n \\ S_{BDL2} = \frac{S_{BDL1} h_{mic}}{1 + C_{BDL} Nu} \end{cases} \quad (۱۱)$$

n مقداری ثابت است که از تنظیم روش بدست می‌آید. در انتقال حرارت سه معادلهٔ اساسی: بقای جرم (پیوستگی)، اندازه حرکت و انرژی باید حل شوند. معادلهٔ پیوستگی

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (۱۲)$$

معادلهٔ بقای اندازه حرکت

$$\rho \frac{D\mathbf{V}}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla P + \mu \nabla^2 \mathbf{V} \quad (۱۳)$$

معادلهٔ بقای انرژی

$$\rho c_v \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T \quad (۱۴)$$

از دیگر پژوهش‌های انجام شده در اصلاح لایهٔ بستار^۱، تحقیق لی‌یو چانگ و همکاران [۱۰] است. ایشان مسیرهای ارتباطی^۲ بین راهگاه بدنه و بستار را شماره‌گذاری کرده و قطرهای آنها را در سه مرحله تغییر دادند. در پایان نتایج سه آزمون بدست آمد و در برخی نقاط مورد نظر تا حدودی مقدار سرعت افزایش یافت اما این افزایش سرعت، زیاد چشمگیر نبود.

۲- معادلات و روش‌های ریاضی حاکم بر جوشش جریانی مادون سرد

چن [۱۱] در سال ۱۹۶۶ آزمایش‌هایی را برای بررسی انتقال حرارت در مجرای قائم انجام داد و برای محاسبهٔ انتقال حرارت، معادلهٔ پیشنهادی جمع آثار روزنف و چوی [۱۲] را اصلاح نمود. چن اعتقاد داشت که انتقال حرارت جوشش جریانی از مجموع دو سازوکار ماکرو (جابجایی اجباری) و میکرو (جوشش هسته‌ای) بدست می‌آید:

$$h_{total} = h_{mac} + h_{mic} \quad (۱)$$

و شار حرارتی کل نیز برابر است با:

$$q_{total}'' = \varphi h_{mac} (T_w - T_{\infty}) + S h_{mic} (T_w - T_{sat}) \quad (۲)$$

منظور از h_{mac} ضریب انتقال حرارت جابجایی اجباری است که از تابع دیواره^۳ برای بدست آوردن آن استفاده می‌شود.

همچنین h_{mic} ضریب انتقال حرارت جوشش مادون سرد است که از معادلهٔ فاستر - زوبر^۴ [۱۳] مطابق ذیل بدست می‌آید:

$$h_{mic} = 0.00122 \times \left(\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{lv}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) \Delta T_e^{0.24} \Delta P_e^{0.75} \quad (۴)$$

با توجه به اثرات جریان بر ضریب انتقال حرارت و اینکه از مقدار جوشش نسبت به حالت سکون کاسته شده است، می‌توان به دلیل وجود جریان، با یک ضریب تصحیح S ، مقدار ضریب انتقال حرارت جوشش هسته‌ای را اصلاح نمود. بایستی خاطر نشان کرد که خواص گرمایی-فیزیکی سیال در دمای لایه^۵، که میانگین دمای تودهٔ سیال و دمای دیواره است، محاسبه می‌گردد.

$$T_{film} = \frac{T_{bulk} + T_{wall}}{2} \quad (۷)$$

ضریب تصحیح S

دو روش برای محاسبهٔ ضریب تصحیح S پیشنهاد می‌گردد: روش چن و روش BDL.

۲-۱- روش چن

³ wall function

⁴ Faster-Zooper

⁵ Film Temperature

¹ Cylinder head gasket

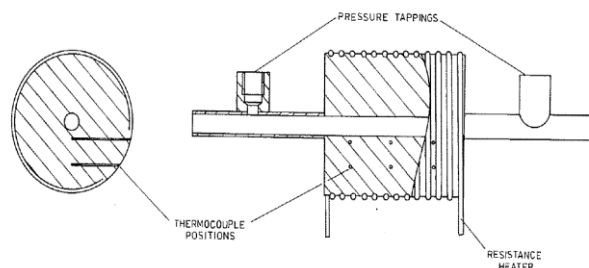
² Water hole

۳- نتایج

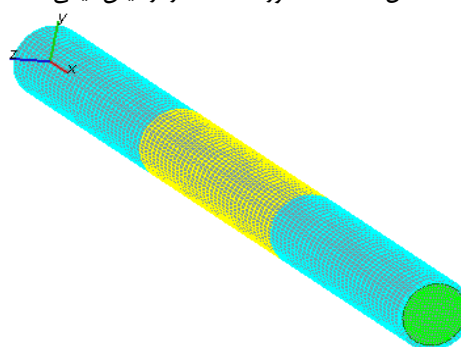
۳-۱- اعتبار سنجی

در این بخش برای اعتبارسنجی روش BDL و چن از نتایج آزمایشگاهی موجود در آزمایش فینلی و همکاران استفاده گردید [۱۶]. در این تحقیق، انتقال حرارت برای جریان جوشش زیر سرد و لایه‌ای آب و اتیلن گلیکل در درون مجرای استوانه‌ای (مطابق شکل ۱) برای سرعت‌های ۰٫۱ تا ۵٫۵ متر بر ثانیه با شار حرارتی تا بزرگتر از ۱۴۰ وات بر سانتیمتر مربع اندازه‌گیری شده است.

در سرعت‌های تند (۳ تا ۵٫۵ متر بر ثانیه)، معادله دما و شار حرارتی خطی بود و تنها انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری مشاهده شد. اما در سرعت‌های کندتر، جوشش هسته‌ای رخ داد که با سرعت آهسته‌تر، لایه‌ای حاوی بخار بر روی وجوه دیواره مورد آزمایش تشکیل شد. همچنین آزمایش‌ها بر روی فلز مس و چدن و آلومینیوم انجام پذیرفت که تنها موردی که به شرایط موتور نزدیک‌تر است یعنی آلومینیوم در نظر گرفته شد. آزمایش‌های صورت گرفته بر روی آلومینیوم در سه سرعت ۰٫۵، ۱ و ۳ متر بر ثانیه و در فشار ۲ بار است. جداره لوله همانند آنچه که در مرجع [۱۶] آورده شده، دو میلی‌متر آلومینیوم فرض شده است. مخلوط ۵۰-۵۰ اتیلن گلیکل و آب به عنوان سیال و برای ورودی سرعت ۰٫۷ متر بر ثانیه و در خروجی شرط تغییرات صفر و فشار کاری ۲ بار استفاده شد. قطر مجرای آب ۶٫۳۵ mm طول ورودی ۵۰ mm و طول گرمکن ۶۰ mm است.

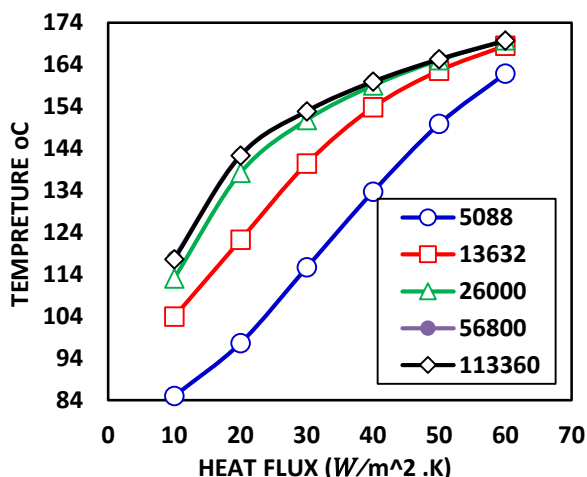


شکل ۱: دستگاه مورد استفاده در آزمایش فینلی



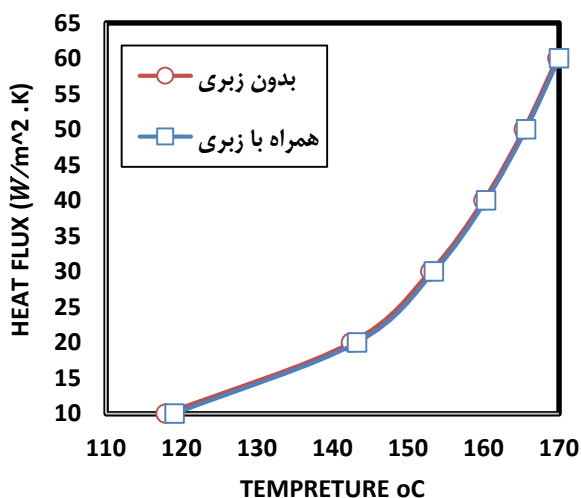
شکل ۲: راهگاه شبیه‌سازی شده وسیله آزمایش برای اعتبار سنجی.

شبیه‌سازی استفاده گردید. روی دیواره شرط عدم لغزش و شرایط مرزی برای ۵۰mm ابتدا و انتهای لوله (ناحیه سبز رنگ در شکل ۲)، بی‌دررو و برای ناحیه گرمکن (ناحیه زرد رنگ در شکل ۲) شار ثابت است. همان‌طور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود، با استفاده از دو شبکه محاسباتی با تعداد شبکه‌های ۵۶۸۰۰ و ۱۱۳۳۶۰ جواب‌های کاملاً یکسانی به دست آمد. این امر منجر به انتخاب دانه بندی با ۵۶۸۰۰ شبکه محاسباتی گردید.



شکل ۳: نمودار استقلال از شبکه

در این تحقیق سعی شده است که با تغییر بر روی برخی از متغیرهای جریان و محیط، تأثیر آن‌ها بر انتقال حرارت بررسی شود. شرایط و نوع سیال استفاده شده برای شبیه‌سازی در این بخش همان شرایطی است که در بخش استقلال از شبکه مورد استفاده قرار گرفت. وجود ناصافی در سطح دیواره، باعث افزایش هسته حباب‌زا می‌گردد، بنابراین با افزایش زبری سطح، تأثیر آن بر روی انتقال حرارت بررسی شده است. همان‌طور که در شکل ۴ مشاهده می‌شود، نرم‌افزار قابلیت نشان دادن اثر زبری را نداشته، بنابراین با افزایش زبری از صفر به ۱۵۰ میکرومتر، تغییرات زیادی در نتایج حس نمی‌شود.

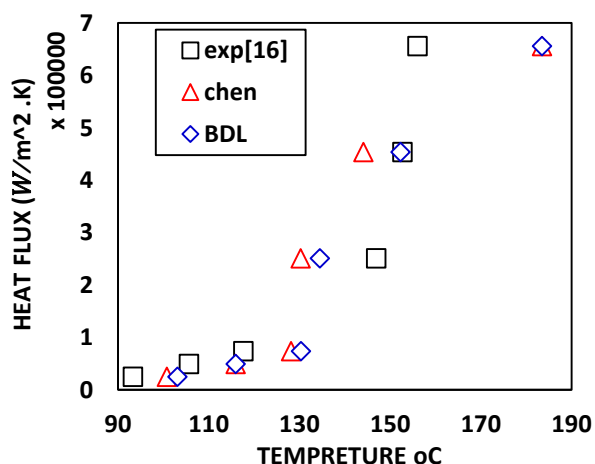


شکل ۴: تأثیرات زبری بر روی شار حرارت جوششی

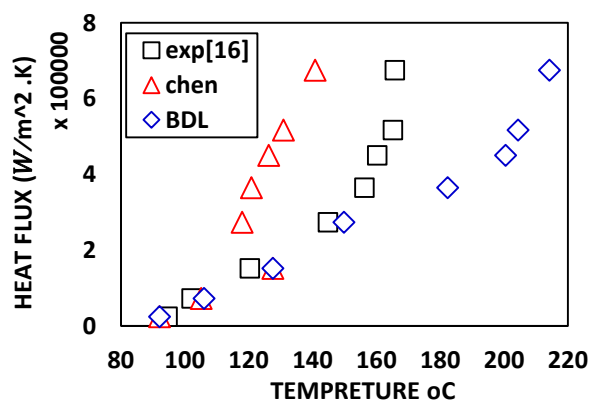
در بررسی استقلال از شبکه، روش جوشش به صورت فرضی چن در نظر گرفته شد. از آنجا که عدد رینولدز در مسیر برابر ۱۳۲۸۰ است، پس جریان مغشوش است. بنابراین از روش آشفته $k-\epsilon$ برای این

کار فیلی [۱۶] در مجرای استوانه‌ای دارای جداره آلومینیومی با همان شرایط مرزی توصیف شده در قسمت استقلال از شبکه، مقایسه گردید. همان‌طور که در شکل‌های ۷ تا ۹ مشاهده می‌شود، تا قبل از نقطه شروع جوشش (نزدیک دمای اشباع در فشار متناظر)، تغییرات شار حرارتی نسبت به دمای دیوار به صورت خطی است، که بیانگر انتقال حرارت به صورت جابجایی اجباری است.

کمی پس از نقطه اشباع، جوشش رخ می‌دهد که افزایش شیب خط، نسبت به ناحیه خطی نشانگر همین مطلب است. در ناحیه خطی در هر سه حالت شبیه‌سازی شده، نقاط حاصل از نتایج شبیه‌سازی بسیار نزدیک به نقاط بدست آمده در آزمایش است که این نشان دهنده این است که در ناحیه جابه‌جایی اجباری، نرم‌افزار دقت بسیار زیادی را داراست (خطای تقریباً صفر). ولی در ناحیه‌ی بعد از جوشش، دقت کمتر می‌شود که امری بدیهی است. از آنجا که دمای دیواره در شرایط کاری موتور از ۱۲۵ درجه سانتی‌گراد کمتر است برای شبیه‌سازی با جفت جامد و سیال با هر دو روش چن و BDL نتایج یکسان و قابل قبولی با خطای ۵ درصدی بدست آمد. در پایان با توجه به نتایج بدست آمده در پژوهش‌های قبلی، روش چن به عنوان روش مورد استفاده برای شبیه‌سازی انتخاب شد.

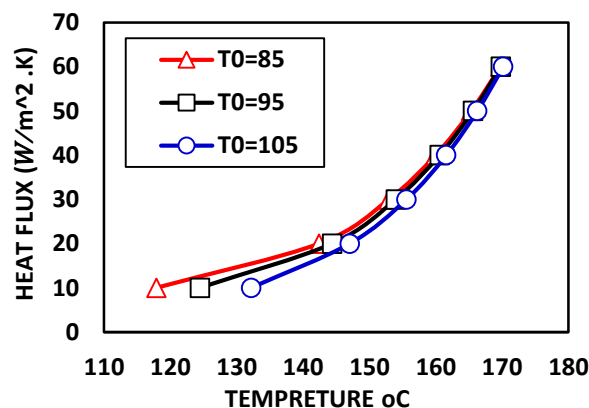


شکل ۷: اعتبار سنجی روش BDL و چن در سرعت ۰.۵ m/s و فشار ۲ بار



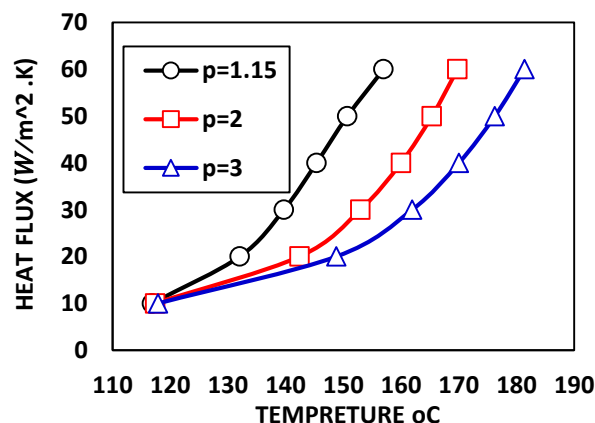
شکل ۸: اعتبار سنجی روش BDL و چن در سرعت ۱ m/s و فشار ۲ بار

برای سیال ورودی سه دمای ۸۵، ۹۵ و ۱۰۵ درجه باهم مقایسه و تأثیر آن بر روی دمای دیواره بررسی شد. افزایش دمای سیال ورودی به دلیل کاهش اختلاف دمای سیال و سطح، باعث کاهش ضریب انتقال حرارت می‌شود و همچنین از آنجا که با افزایش دمای سیال ورودی، جوشش زودتر اتفاق می‌افتد، ضریب انتقال حرارت در شارهای حرارتی بالا افزایش می‌یابد و کاهش ناشی از اختلاف دما را جبران می‌نماید. بنابراین همان‌طور که در شکل ۵ مشاهده می‌شود، در شار حرارتی کم، افزایش دمای سیال ورودی بر روی دمای سطح، محسوس بوده و در شار حرارتی بزرگتر بی‌تأثیر است.



شکل ۵: تأثیرات افزایش دمای ورودی بر شار حرارت جوششی

برای سه فشار کاری ۱، ۲، ۳ بار، نیز شبیه‌سازی تکرار شد که با توجه به شکل ۶ معلوم گردید با افزایش فشار، جوشش در دماهای گرمتری روی می‌دهد و امکان جوشش در مجرا کاهش می‌یابد. به طور کلی با افزایش فشار به ازای شار حرارتی ثابت، ضریب انتقال حرارت کاهش یافته و دمای سطح افزایش می‌یابد. در شارهای پایین، تغییرات فشار به ازای شار حرارتی ثابت بر روی ضریب انتقال حرارت و دمای سطح، بی‌تأثیر است.

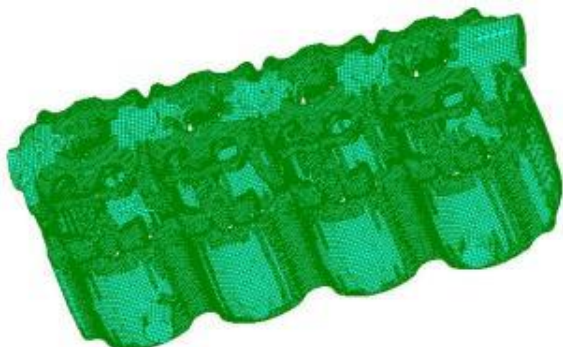


شکل ۶: تأثیرات افزایش فشار بر شار حرارت جوششی

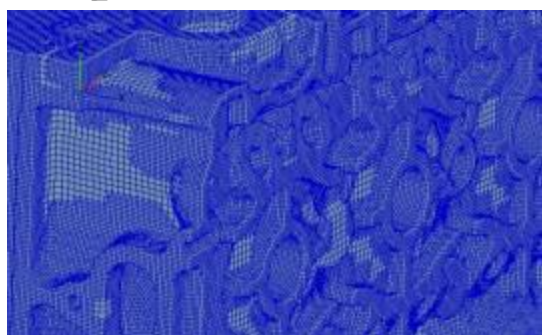
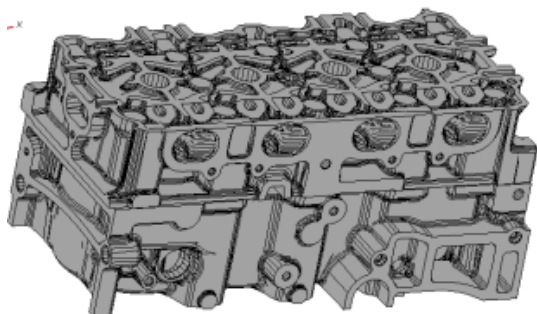
برای اعتبارسنجی روش‌های جوشش، نتایج شبیه‌سازی در سه حالت مختلف با سرعت‌های ورودی ۰.۵، ۱ و ۳ متر بر ثانیه با نتایج تجربی

۳-۲-۲- آماده‌سازی شبکه محاسباتی برای ناحیه جامد

۳۵۰۰۰۰۰ شبکه محاسباتی برای شبیه‌سازی قسمت جامد مورد استفاده قرار گرفت که در شکل ۱۱ نمایی از آن آمده است.



شکل ۱۰: شبکه محاسباتی مربوط به ناحیه سیال.



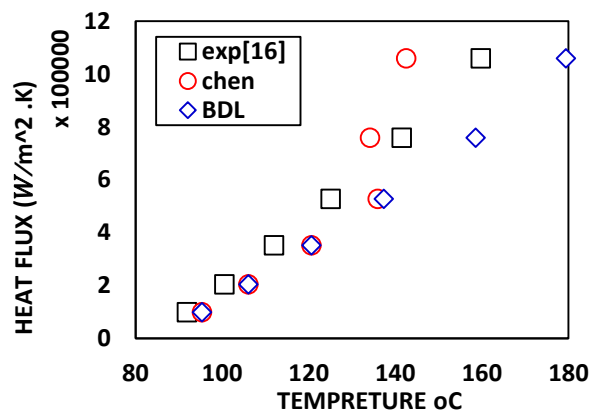
شکل ۱۱: ناحیه‌ای از شبکه محاسباتی مربوط به ناحیه جامد

۳-۳- بحث بر روی نتایج

۳-۳-۱- توزیع فشار و سرعت درون راهگاه سیال

در شکل ۱۲ توزیع فشار سیال راهگاه آب آورده شده است. به دلیل وجود روزنه‌ها و برآمدگی و فرو رفتگی‌های موجود در راهگاه مطابق شکل ۱۰، افت فشار محسوس در آن مشاهده شد. این افت فشار برابر ۳۴ کیلو پاسکال است که با مقدار گزارش شده (۳۵ کیلو پاسکال [۱۷]) اختلاف زیادی ندارد.

شکل ۱۳ سرعت بدست آمده درون راهگاه را نشان می‌دهد. بیشینه سرعت در راهگاه اصل بدنه و بستار مشاهده می‌شود. به دلیل خنک‌کاری دقیق انجام گرفته در طراحی این موتور در نواحی بستار



شکل ۹: اعتبار سنجی روش BDL و چن در سرعت ۳ m/s و فشار ۲ بار

۳-۲- شبیه‌سازی

در تحقیق حاضر، از حل همزمان انتقال حرارت جامد و سیال به صورت جفت استفاده شده است. در روش حل همزمان انتقال حرارت جامد و سیال، مجاری خنک‌کاری و قسمت بدنه‌ی جامد موتور به صورت مجزا شبکه‌بندی شده و شبیه‌سازی می‌گردند و در هر مرحله اطلاعات شرایط مرزی انتقال حرارت، بین مرز سیال و جامد تبادل می‌شود. این عمل تا همگرایی و عدم تغییر در شرایط مرزی دو حل ادامه می‌یابد. ضریب انتقال حرارت جابجایی به کمک معادلات عددی حاکم بر لایه مرزی بدست می‌آید. از آنجا که دمای بدنه و بستار، عملکرد موتور را تحت تأثیر قرار می‌دهد، برای محاسبه تنش‌های حرارتی و بررسی پدیده جوشش به توزیع دما نیاز است. هدف این پژوهش، این است که بدنه و بستار به همراه راهگاه آب، با در نظر گرفتن اثر جوشش با استفاده از روش چن، شبیه‌سازی شود و توزیع دما و ضریب انتقال حرارت در بدنه، بستار و راهگاه سیال بدست آید.

۳-۲-۱- آماده‌سازی و استقلال از شبکه راهگاه سیال

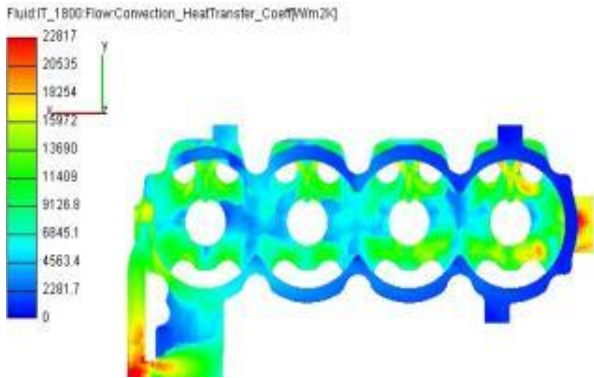
برای بدست آوردن استقلال از شبکه از چهار شبکه مختلف استفاده شد که نتایج و تعداد شبکه‌ها در جدول ۱ آمده است.

جدول ۱: استقلال شبکه در راهگاه سیال خنک‌کننده توسط بررسی افت

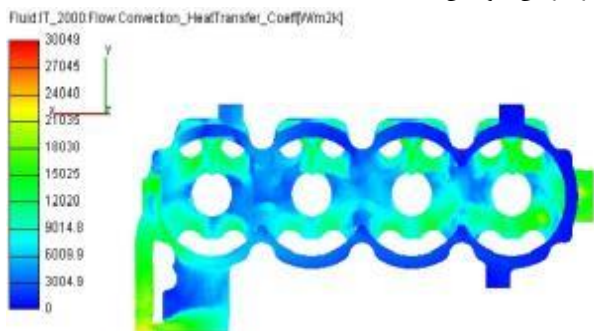
بیشینه سرعت	فشار در راهگاه		اختلاف فشار	تعداد دانه‌بندی
	فشار ورودی	فشار خروجی		
۹,۳۵	۲۰,۳۳۳۰	۱۶,۰۱۴۰	۴۳,۱۹۰	۸۰۰,۰۰۰
۶,۹۷	۲۱,۴۳۵۱	۱۸,۲۳۱۸	۳۲,۰۳۳	۱۲۰۰,۰۰۰
۶,۸۹	۲۱,۰۹۶۸	۱۷,۶۰۴۳	۳۴,۹۲۵	۱۵۰۰,۰۰۰
۶,۷۰	۲۰,۹۳۹۵	۱۷,۵۶۳۹	۳۳,۷۵۶	۱۸۰۰,۰۰۰

از آنجا که اختلاف فشارها، توزیع سرعت و بیشینه آن پس از ۱۲۰۰۰۰۰ شبکه محسوس نیست، در این شبیه‌سازی از این شبکه به عنوان شبکه محاسباتی قابل قبول استفاده شد (شکل ۱۰).

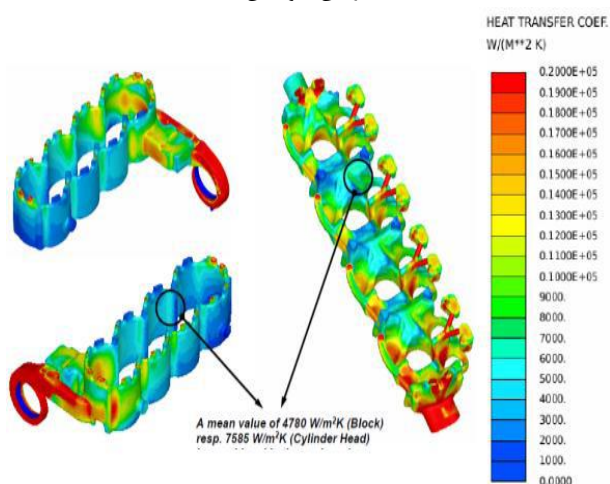
یعنی در نقاط بین شمع‌ها و نزدیک دریچه دود رخ داده است و مقدار بیشینه ضریب انتقال حرارت در این حالت در حدود $30.049 \text{ W/m}^2\text{K}$ و به عبارتی ۳۰ درصد افزایش یافته است. به طور کلی شکل ضریب انتقال حرارت جابجایی و سرعت شباهت زیادی با یکدیگر دارند. ضریب انتقال حرارت در محدوده انتقال حرارت دو حالت تابع شار حرارتی است، در صورتی که در محدوده انتقال حرارت تک حالت تابع متغیر سرعت است.



شکل ۱۴: توزیع ضریب انتقال حرارت جابجایی بدست آمده بدون در نظر گرفتن جوشش.



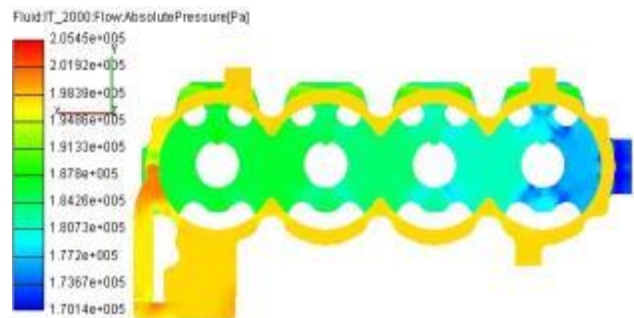
شکل ۱۵: توزیع ضریب انتقال حرارت جابجایی بدست آمده با در نظر گرفتن جوشش



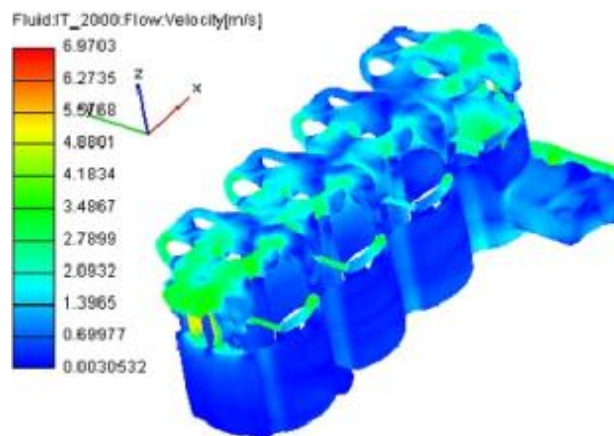
شکل ۱۶: توزیع ضریب انتقال حرارت جابجایی گزارش شده توسط

[۱۷] FEV

اطراف دریچه دود و شمع به دلیل حرارت زیاد، سرعت بیشینه نسبت به اطراف مشاهده می‌شود. سیال پس از خروج از تلمبه آب^۱ از دو جا وارد بدنه می‌گردد، قسمتی از آن به سمت راست موتور (استوانه اول) و بقیه آن به سمت سایر استوانه‌ها هدایت می‌شود و از روزنه‌های بین بدنه و بستار به شکل جریان عرضی به سمت دریچه دود و اطراف شمع هدایت می‌گردد. نهایتاً جریان‌ها در نواحی خروجی به یکدیگر رسیده و از بستار خارج می‌شوند، که این موضوع موجب افزایش سرعت در نواحی خروجی و در بستار ۴ شده است. از آنجا که دمای سیال در مجاورت استوانه آخر گرمتر از باقی نواحی است، افزایش سرعت در این نواحی انتقال حرارت را به مقدار مطلوب می‌رساند.



شکل ۱۲: فشار بدست آمده درون راهگاه سیال



شکل ۱۳: سرعت بدست آمده درون راهگاه سیال

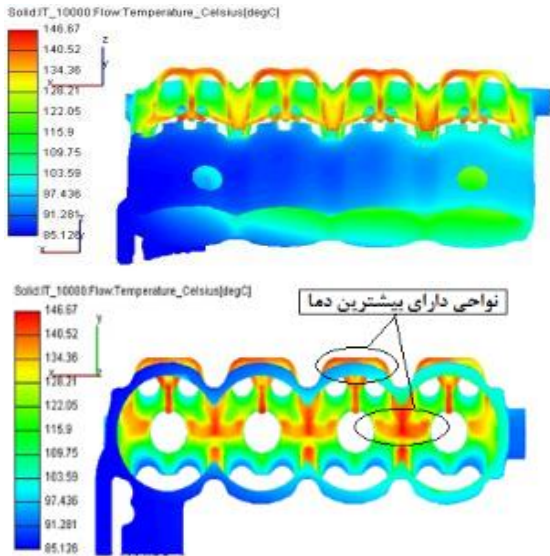
۳-۳-۲- توزیع ضریب انتقال حرارت در دیواره راهگاه سیال

همانطور که در شکل ۱۴ مشاهده می‌شود، در تحلیل حرارتی راهگاه آب مشخص گردید که مقدار حداکثر ضریب انتقال حرارت جابجایی تک حالت بدون در نظر گرفتن فرض جوشش در حدود $30.049 \text{ W/m}^2\text{K}$ است که در نقاط سرعت تند راهگاه یعنی در مسیرهای ارتباطی بین بدنه و بستار رخ داده است. در شبیه‌سازی انتقال حرارت راهگاه آب با در نظر گرفتن پدیده جوشش (شکل ۱۵)، همان‌طور که پیش‌بینی می‌گردید، پدیده جوشش در نقاط سرعت پایینی که دمای بالایی دارد

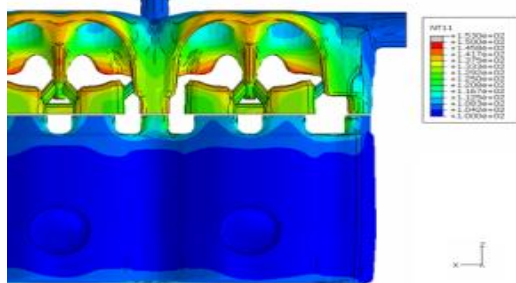
^۱ Water pump

۳-۳-۳- توزیع شار حرارت جوششی

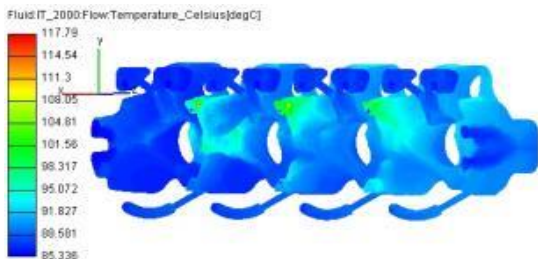
مطابق شکل ۱۷ بیشترین انتقال حرارت جوششی $1,13 \text{ MW/m}^2$ است که بین دو استوانه دیده می‌شود. البته اطراف شمع و دریچه دود نیز جوشش دیده می‌شود و در باقی نواحی مقدار شار جوششی تقریباً برابر صفر است. در ناحیه بین استوانه‌ها بر اثر نبود راهگاه خنک‌کاری در بدنه و افزایش ضخامت راهگاه سیال در بستار با کاهش سرعت در این نواحی، انتقال حرارت جابه‌جایی در این نواحی کم شده و باعث افزایش انتقال حرارت جوشش در این ناحیه گردیده است.



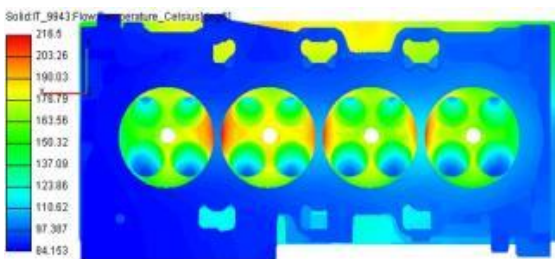
شکل ۱۹: دمای جامد مجاور سیال با در نظر گرفتن جوشش



شکل ۲۰: دمای جامد مجاور سیال [۱۷]

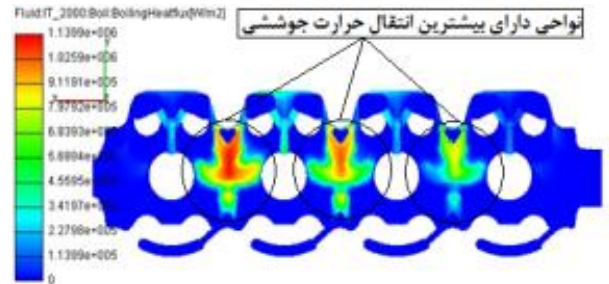


شکل ۲۱: دما در راهگاه سیال در قسمت بستار با فرض جوشش



شکل ۲۲: دمای جامد مجاور سیال بدون فرض جوشش

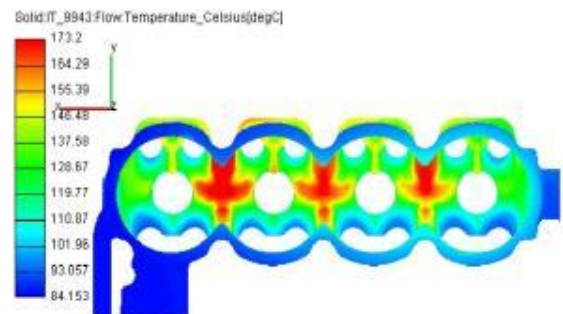
مطابق شکل ۲۳ بیشینه دما به مقدار 190 درجه سانتی‌گراد و در ناحیه بین دو استوانه و در اطراف دریچه دود و شمع مشاهده می‌شود. خروجی دود نیز به دلیل دمای گرم گازهای حاصل از احتراق دارای دمای گرمی است. بیشینه دمای حاصل از شبیه‌سازی قسمت جامد (شکل ۲۴) بدون



شکل ۱۷: توزیع انتقال حرارت جوششی درون راهگاه

۳-۳-۴- توزیع دما درون راهگاه، بدنه و بستار

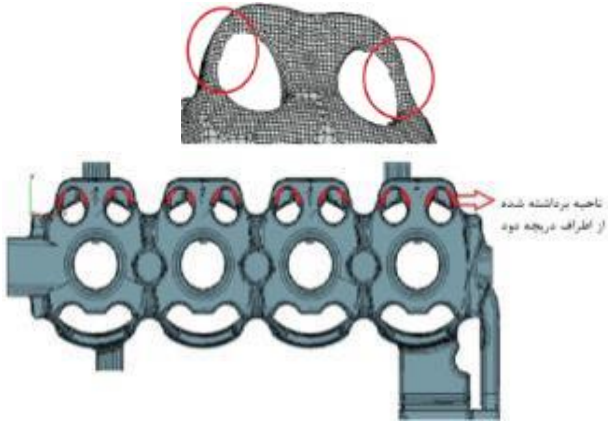
همان‌طور که در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ دیده می‌شود، در شبیه‌سازی بدون فرض جوشش بیشینه دما تنها در نواحی بین استوانه دیده می‌شود اما پس از در نظر گرفتن جوشش دمای این نواحی به دلیل سرعت کندتر و ایجاد پدیده جوشش بسیار کاهش می‌یابد. دمای بیشینه حاصل از شبیه‌سازی در قسمت جامد در مجاورت سیال بدون فرض جوشش 27 درجه سانتی‌گراد اختلاف با شبیه‌سازی همراه با فرض جوشش دارد و همچنین این اختلاف با دمای گزارش شده توسط مرکز تحقیقات موتور [۱۷] در حدود 22 درجه است. در صورتی که نتایج حاصل از شبیه‌سازی با فرض پدیده جوشش با دمای گزارش شده توسط مرکز تحقیقات موتور [۱۷] که در شکل ۲۰ آورده شده است، 5 درجه سانتی‌گراد است.



شکل ۱۸: دمای جامد مجاور سیال بدون فرض جوشش

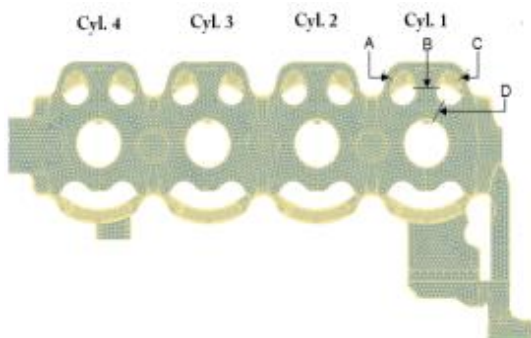
همان‌طور که در شکل ۲۱ مشاهده می‌گردد دمای بیشینه سیال 117 درجه سانتی‌گراد بوده و در ناحیه جوشش نقطه‌ای و ایمن قرار دارد که این نشان دهنده طراحی بی نقص این موتور است.

منظور تغییراتی که در نواحی دریچه دود و اطراف شمع انجام گردید. در این مقاله نتایج مربوط به تغییرات ناحیه دریچه دود و شمع آورده شده است. در مرحله اول اصلاح راهگاه با برداشته شدن لایه‌ای از راهگاه سیال به ضخامت ۱ تا ۳ میلی‌متر از اطراف دریچه دود در محل نشان داده شده در شکل ۲۴ انجام شد.



شکل ۲۴: ناحیه برداشته شده از اطراف دریچه دود بر روی راهگاه سیال

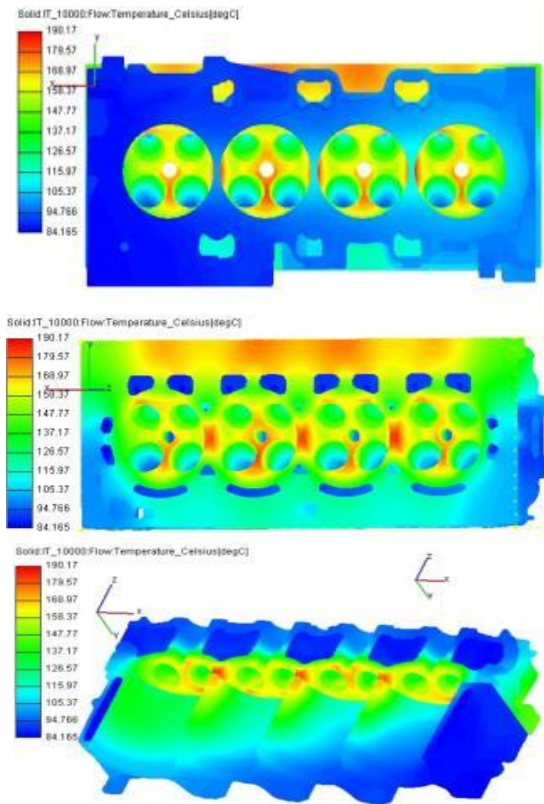
در این بخش به بررسی اثر کاهش قطر مسیر در نواحی دریچه دود بر سرعت در نواحی A, B, C, D (شکل ۲۵) خواهیم پرداخت که از حساسیت شدیدتری نسبت به سایر نقاط برخوردارند.



شکل ۲۵: نواحی که سرعت متوسط در مقطع آن‌ها محاسبه شده است.

نمودار تغییرات مقادیر سرعت میانگین برای نقاط مورد نظر در آرایش‌های مختلف به صورت میله‌ای در شکل ۲۶ آورده شده است. در اصلاح اول، یک میلی‌متر از ضخامت راهگاه دریچه دود برداشته شد. همان‌طور که مشاهده می‌شود بر روی مقدار سرعت سیال در نقاط حساس تأثیر مطلوب داشته به طوری که در ناحیه A استوانه ۴ سرعت به مقدار ۰٫۳۵ متر بر ثانیه افزایش یافته است. در طرح دوم نیز دو میلی‌متر از ضخامت راهگاه سیال در ناحیه دریچه دود برداشته شده و همان‌طور که دیده می‌شود تنها در تعداد محدودی از نقاط، مانند ناحیه A استوانه ۴، افزایش سرعت دیده می‌شود. در طرح سوم سه میلی‌متر از ضخامت دریچه دود برداشته شده و در شکل ۲۶ می‌توان اثر نامطلوب کاهش بیش از حد ضخامت را بر سرعت مشاهده کرد. در این طرح در اکثر نقاط استوانه ۲ و ۳، سرعت کاهش یافته، که دلیل آن افت فشار ناشی از کاهش قطر راهگاه در ناحیه دریچه دود است.

فرض جوشش حدود ده درجه بیشتر از دمای قابل تحمل برای لایه بستار (حدوداً ۲۱۰ درجه سانتی‌گراد) است و این دما حدود ۲۶ درجه با بیشینه دمای حاصل از شبیه‌سازی با فرض جوشش (شکل ۲۳) اختلاف دارد.

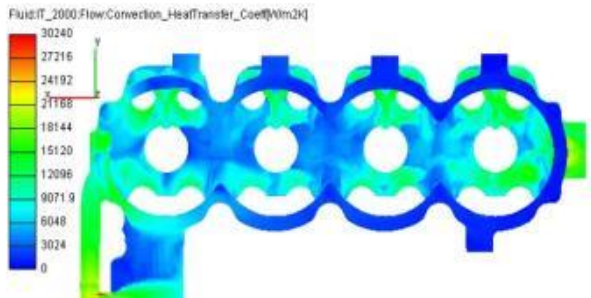


شکل ۲۳: شکل دمایی در قسمت جامد با فرض جوشش

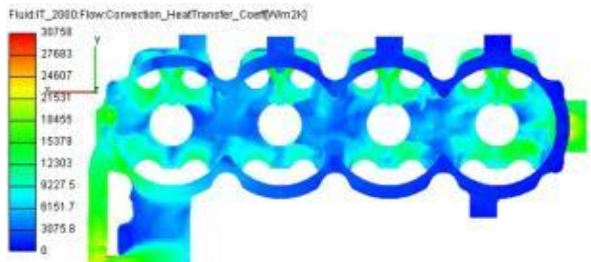
۴- بررسی اثر خنک‌کاری دقیق بر نواحی مختلف بستار

مبحث خنک‌کاری دقیق از مباحث روز دنیاست که به منظور: کاهش حجم سیال خنک‌کننده، کاهش مصرف سوخت و کاهش توان واتر پمپ، کاهش دوره گرمایش موتور، توزیع متوازن دما در قطعات و کاهش تنش‌های حرارتی، کاهش گرمای اتلافی به سیال خنک‌کننده [۱۸] و افزایش توان ترمزی موتورهای احتراق داخلی انجام می‌شود. حجم ژاکت آبی خنک‌کن در موتورهای با خنک‌کاری دقیق ۴۶ درصد حجم ژاکت خنک‌کن موتورهای مرسوم است [۱۸]. در تحقیقات صورت گرفته معلوم گردیده موتورهای با خنک‌کاری دقیق ۱۸ درصد سریع‌تر از موتورهای مرسوم گرم می‌شوند که این به نوبه خود در کاهش آلودگی محیط زیست بسیار مؤثر است زیرا موتور برای حالت گرم طراحی شده و در زمان آغاز تا گرم شدن کامل موتور، بیشترین مواد آلاینده در گازهای خروجی دیده می‌شود [۱۸]. در این تحقیق سعی بر این است که از روش خنک‌کاری دقیق مرسوم برای اصلاح خنک‌کاری موتور EF7 استفاده شود. سپس با در نظر گرفتن هندسه‌های مختلف سعی شد تا بدون افت فشار اضافی امکان جوشش در نواحی حساس کمتر شده و سرعت، در نواحی شمع و دریچه دود افزایش یابد. برای این

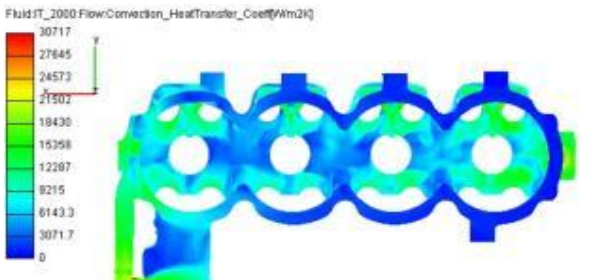
پس از تغییر راهگاه اطراف دریچه دود به تغییر اندازه راهگاه اطراف شمع پرداخته شد. به اندازه‌های یک و دو میلیمتر مطابق شکل ۲۹، ضخامت راهگاه کاهش داده شد.



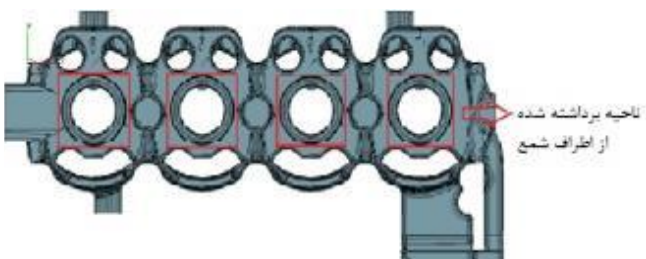
الف) ضریب انتقال حرارت پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۱ میلیمتر



ب) ضریب انتقال حرارت پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۲ میلیمتر

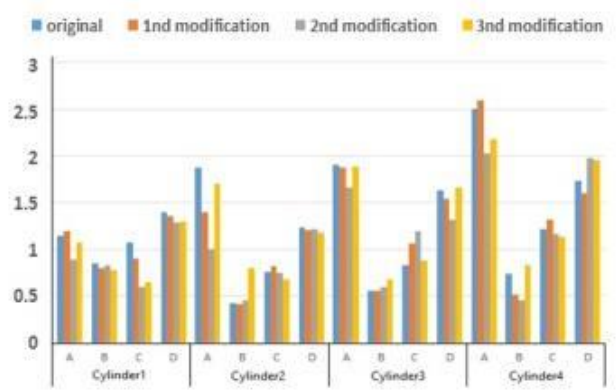


ج) ضریب انتقال حرارت پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۳ میلیمتر
شکل ۲۸: ضریب انتقال حرارت جابجایی در راهگاه‌های تغییر یافته



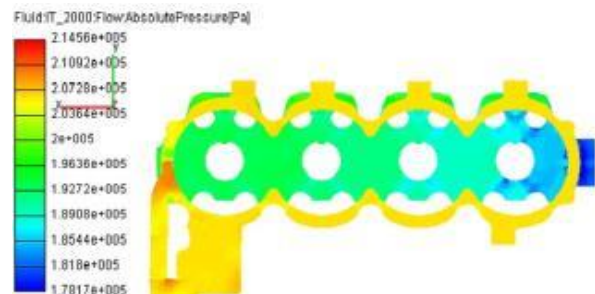
شکل ۲۹: ناحیه برداشته شده از اطراف شمع بر روی راهگاه سیال

همان‌طور که مشخص است این کار باعث افت فشار زیاد در مسیر شده و بیشتر جریان را به روزنه آخر لایه بستار هدایت می‌نماید. در طرح اول همان‌طور که در شکل ۳۰ دیده می‌شود، سرعت در بیشتر نقاط

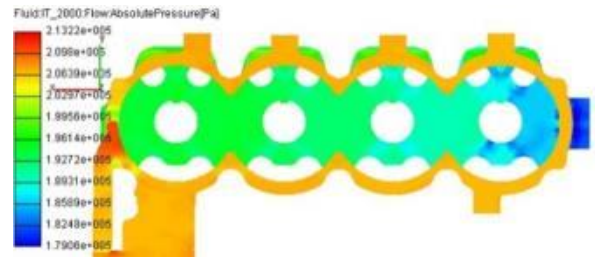


شکل ۲۶: نمودار مقایسه‌ای مقادیر سرعت (متر بر ثانیه) در نقاط حساس برای اصلاح راهگاه دریچه دود موتور EF7.

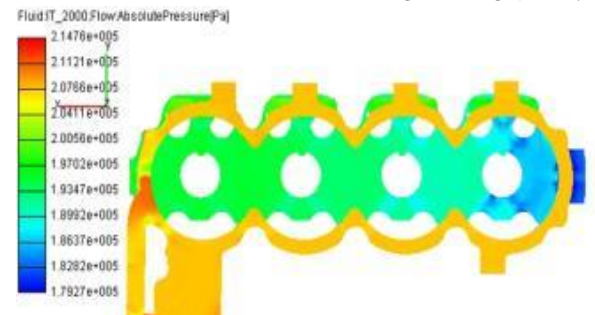
همان‌طور که در شکل ۲۷ مشاهده می‌شود افت فشار نیز در هر سه طرح نسبت به افت فشار در طرح اصلی (شکل ۱۲) تغییری نکرده است.



الف) فشار پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۱ میلیمتر



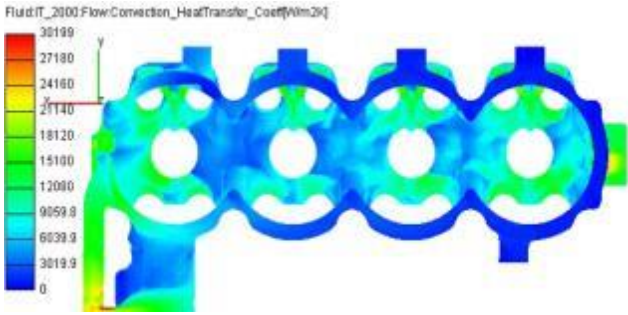
ب) فشار پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۲ میلیمتر



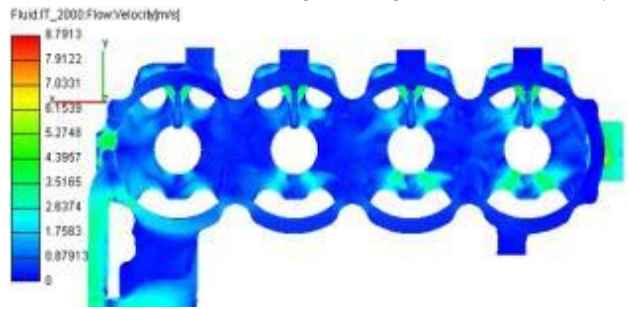
ج) فشار پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۳ میلیمتر.

شکل ۲۷: مقدار افت فشار در راهگاه‌های تغییر یافته

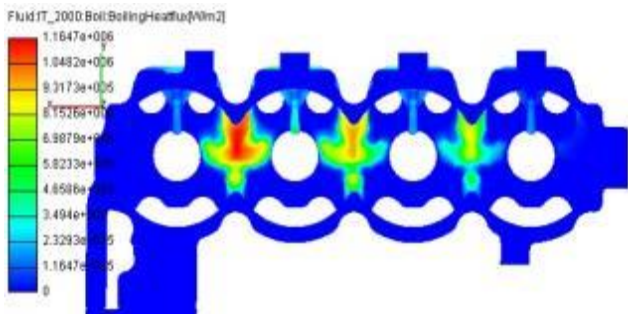
همان‌طور که در شکل ۲۸ مشاهده می‌شود توزیع ضریب انتقال حرارت در نواحی دریچه دود و بین استوانه‌ها بهبود یافته است.



الف) ضریب انتقال حرارت پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۱ میلی‌متر



ب) سرعت پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۱ میلی‌متر.



ج) شار انتقال حرارت جوششی پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۱ میلی‌متر

شکل ۳۲: توزیع ضریب انتقال حرارت، سرعت و شار انتقال حرارت

جوششی پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۱ میلی‌متر

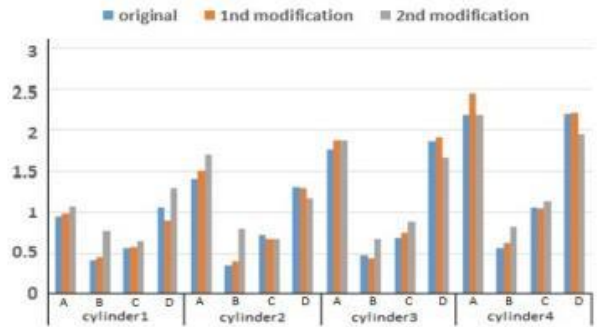
۵- نتیجه‌گیری

این تحقیق در محیط work flow manager نرم‌افزار avl fire همراه یک برنامه میانی برای حل هم‌زمان انتقال حرارت در جامد و سیال انجام شد. ابتدا سلول محاسباتی مربوط به ناحیه سیال و جامد وارد نرم‌افزار شده و برای هر یک به صورت جداگانه یک محیط حل در نظر گرفته شد. سپس برنامه مربوط به حل هم‌زمان به صورت یک پوشه acci توسط نرم‌افزار فراخوانی و حل اجرا شد.

برای فرض جوشش از روش‌های تک حالت به دلیل زمان محاسبات کوتاه نسبت به حل معادلات جوشش به صورت دو حالت استفاده شده است. در شرایط بار بیشینه موتور احتمال جوشش وجود دارد. نتایج بدست آمده به شرح زیر است:

۱) در شرایط کاری موتور از دو روش چن و BDL جواب‌های یکسانی با خطای ۵ درصدی بدست آمد. اما با روش چن جواب‌های معقول‌تری در سرعت‌های کاری موتور بدست آمد.

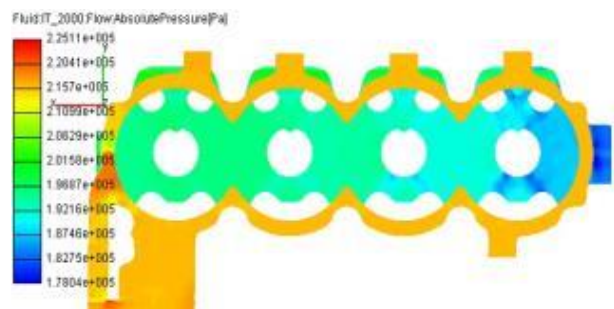
حساس در هر دو طرح کاهش یافته ولی در طرح دوم در استوانه ۳ و ۴ تأثیر مطلوبی بر روی سرعت مشاهده می‌شود، اما افت فشار نشان داده شده در شکل ۳۱ برابر ۴۹ کیلو پاسکال است که ۱۳ کیلو پاسکال بیشتر از شکل ۲۷ و طرح اصلی است. بنابراین افت فشار زیاد این طرح و افزایش سرعت در مسیرهای غیر حساس، این طرح را نیز نامطلوب نموده است.



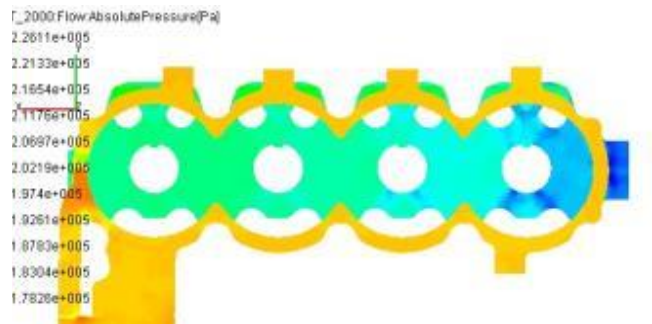
شکل ۳۰: نمودار مقایسه‌ای مقادیر سرعت (متر بر ثانیه) در نقاط

حساس برای اصلاح راهگاه اطراف شمع موتور EF7

با توجه به شکل‌های ۳۱، ۳۲ و ۳۳ مشاهده می‌شود، در طرح اول افت فشار زیادی در راهگاه مشاهده شده و هیچ تأثیر مطلوبی بر روی شار حرارت جوششی و ضریب انتقال حرارت مشاهده نمی‌شود، ولی در طرح دوم تأثیر مطلوبی بر روی جوشش مشاهده می‌شود، اما افت فشار زیاد این طرح و افزایش سرعت در مسیرهای غیر حساس این طرح را نیز نامطلوب نموده است.



الف) پراکندگی فشار پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۱ میلی‌متر



ب) فشار پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۲ میلی‌متر

شکل ۳۱: مقدار افت فشار در راهگاه‌های تغییر یافته

سرعت پایینی که دمای گرمی دارد یعنی در نقاط بین شمع‌ها و نزدیک دریچه دود و ناحیه ما بین دو استوانه رخ داده است و مقدار بیشینه ضریب انتقال حرارت در این حالت در حدود $30000 \text{ W/m}^2\text{K}$ است.

با اعمال خنک‌سازی دقیق معلوم گردید کاهش ضخامت راهگاه اطراف دریچه دود تا یک میلی‌متر، تأثیر مطلوبی بر روی سرعت در نقاط حساس انتقال حرارت دارد (شکل ۲۶) و همچنین تا این مقدار کاهش، می‌توان از افت فشار ناشی از آن چشم‌پوشی نمود. کاهش دو میلی‌متری ضخامت راهگاه اطراف شمع نیز تأثیر مطلوبی بر سرعت سیال در نواحی حساس (نشان داده شده در شکل ۲۹) داشت، اما به دلیل افت فشار زیاد (۴۹ کیلو پاسکال) در طول راهگاه، این طرح را نمی‌توان برای بهبود عملکرد خنک‌کاری به کار برد.

تشکر و قدردانی

بدین وسیله از کارشناسان شرکت تحقیق، طراحی و تولید موتور ایران خودرو (ایپکو) که کمک شایانی در اجرای این پژوهش داشتند و برای در اختیار قرار دادن اطلاعات لازم برای انجام این پژوهش تشکر و قدردانی می‌شود.

فهرست علائم

C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت ($\text{J/kg}^\circ\text{K}$)
d_l	قطر جدایش
D_h	قطر هیدرولیکی m
D_h	ضریب انتقال حرارت جابجایی $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
k	ضریب انتقال حرارت هدایت
Nu	عدد ناسلت
p	فشار
Pr	عدد پراتل
q	نرخ انتقال حرارت مخصوص
Re	عدد رینولدز
S	ضریب تصحیح جوشش
T	دمای سیال
V	سرعت سیال

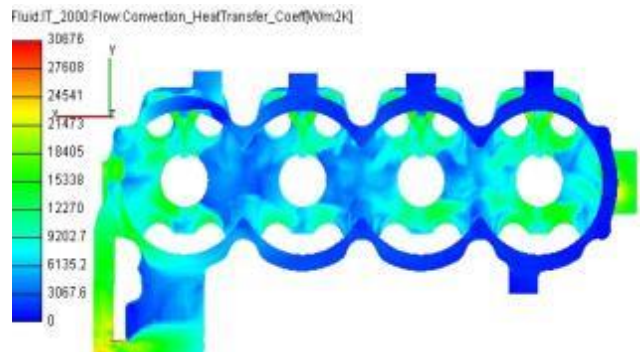
علائم یونانی

ρ	چگالی
σ	کشش سطحی
μ	لزجت دینامیکی
ξ	کسر جرمی
φ	ضریب تصحیح جابجایی

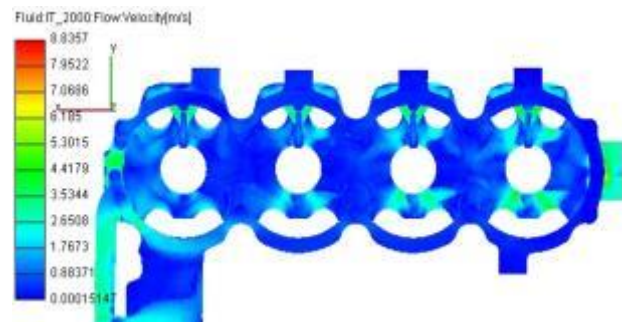
۲) اختلاف فشار در ورودی و خروجی راهگاه سیال، 34 kpa بدست آمد که در مرجع [۱۱] 35 kpa گزارش شده است.

۳) بیشینه سرعت نیز در ناحیه روزه لایه بستار رخ داد که مقدار آن تقریباً $6,97$ متر بر ثانیه بود.

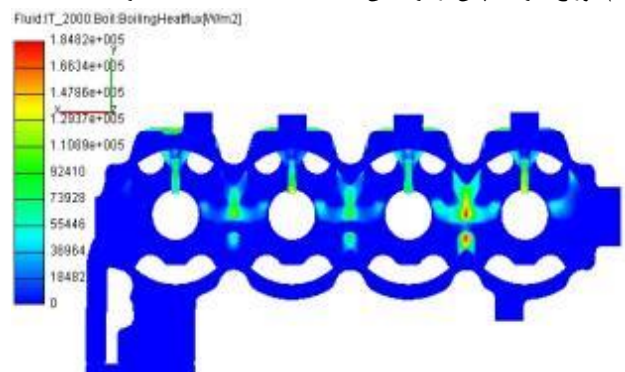
۴) شکل ضریب انتقال حرارت جابجایی بدون فرض جوشش بدست آمده در این شبیه‌سازی بسیار به شکل سرعت شباهت دارد و با فرض جوشش در نقاط داغ مانند اطراف دریچه دود و شمع مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی افزایش یافته است.



الف) توزیع ضریب انتقال حرارت پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۲ میلی‌متر



ب) توزیع سرعت پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۲ میلی‌متر



ج) توزیع شار حرارتی جوششی پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۲ میلی‌متر
شکل ۳۳: ضریب انتقال حرارت، سرعت و شار انتقال حرارت جوششی پس از برداشتن لایه‌ای به ضخامت ۱ میلی‌متر.

۵) در شبیه‌سازی انتقال حرارت راهگاه آب با در نظر گرفتن پدیده جوشش، همان‌طور که پیش‌بینی می‌گردید، پدیده جوشش در نقاط

Waterjacket of Diesel Engine. In ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference (pp. 1721-1729). (2011).

[8] F. Dong, Q. Fan, Y. Cai, w. Norihiko, w. Lee, Numerical Simulation of Boiling Heat Transfer in Water Jacket of DI Engine, SAE 2010-01-0262.

[9] P. A. Porot, P. Ménégazzi, & N. S Ap, (1997). Understanding and improving evaporative engine cooling at high load, high speed by engine tests and 3D calculations (No. 971792), SAE Technical Paper.

[10] L. You-chang, G. Xiao-hong, & C. Dan, Research on cooling system for 4-cylinder diesel engine, SAE Technical Paper. (2007). (No. 01-2064).

[11] J. C. Chen, A correlation for boiling heat transfer to saturated heat transfer to standard fluids in convective flow, ASME preprint 63HT34 presented at the 6th National Heat Transfer Conference, Boston, (1963).

[12] W. M. Rohsenow, Heat Transfer, a Symposium, Engineering Research Institute, University of Michigan, Michigan (1952).

[13] AVL Fire User Manual, Version (2004).

[14] D. Butterworth, The Correlation of Cross Flow Pressure Drop Data by Means of Permeability Concept, UKAEA Report AERE-R9435. (1979).

[15] L. Z. Zeng, J. F. Klausner, D. M. Bernhard, R. Mei, A Unified Model for the Prediction of Bubble Detachment Diameters in Boiling Systems, Int. J. of Heat and Mass Transfer 36 (1993) 2271-2279.

[16] I. C. Finlay, R. J. Boyle, J. P. Pirault, and T. Biddulph. "Nucleate and film boiling of engine coolants flowing in a uniformly heated duct of small cross section." (1987).

[17] F. Haubner, N. Moshiri, and J. Ehle, "Stress and Thermal Analysis of Block and Head." IPCO, EF7 Engine, Detail Design Report / April (2005).

[18] M.J. Clough, Precision cooling of a four valve per cylinder engine, SAE Technical Paper. (No. 931123). (1993).

زیر نویس‌ها

<i>boil</i>	جوشش
<i>conv</i>	جابجایی
<i>l</i>	سیال
<i>g</i>	بخار
<i>mac</i>	ماکرو
<i>mic</i>	میکرو
<i>sat</i>	اشباع
<i>w</i>	دیوار

مراجع

- [1] F. Ohrby, Numerical modeling of subcooled nucleate flow boiling in engine cooling systems, Master's thesis in the Applied Mechanics program, Chalmers university of Technology, (2014)
- [2] T. Boo, CFD homogeneous mixing flow modeling to simulate sub-cooled nucleate boiling flow, SAE International, Paper No. 2004-01-1512, (2004)
- [3] K. Robinson, IC engine coolant heat transfer studies, PhD thesis, University of Bath, (2001)
- [4] O. Zeitoun, M. Shoukri, Bubble behavior and mean diameter in sub-cooled flow boiling, ASME Journal of Heat Transfer, pp. 110-118, (2010)
- [5] R. Mehdipour, et al, simulation of heat transfer in the cooling passage of the ef7 engine considering boiling phenomenon. (2010): 64-73.
- [6] R. Hemmat Khanlou, A. Mohammadi, S. Jazayeri, M. Yaghoubi. Simulation of heat transfer considering boiling phenomenon in cooling passage of turbo-charged national engine. Engine research, Vol.29 No.29 pp.3-14. (2013).
- [7] A. Mohammadi, H. Hashemi, A. Jazayeri, & M. Ahmadi, January. Two Phase Flow Simulation for Nucleate Boiling Heat Transfer Calculation in



Simulation of heat transfer with considering boiling phenomena in national engine by coupled solution of heat transfer in solid and fluid and investigation of the effect of the precision cooling on the heat transfer

S. Jahantighi^{1*}, A. Nourbakhsh², A. Mohammadi³

¹ Bo-Ali Sina University, Department of Mechanical Engineering, Hamedan, Iran, sadeghjahantighi@gmail.com

² Bo-Ali Sina University, Department of Mechanical Engineering, Hamedan, Iran, nourbakhsh@basu.ac.ir

³ Shahid Rajaei University, Department of Mechanical Engineering, Tehran, Iran, amohammadi@srctu.edu

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 31 June 2016

Accepted: 2 January 2017

Keywords:

Sub-cooled boiling

Heat transfer

National engine

Water jacket

ABSTRACT

Heat transfer is an important issue in the design of internal combustion engines because it has a direct influence on performance efficiency and exhaust output of the engine. One of the ways of closer look at the heat transfer is considering boiling in thermal simulation, because sub-cooled boiling at hot engine parts could have a favorable effect on heat transfer. In this paper, to simulate the cooling jacket, simultaneous solving method of heat transfer in fluid and solid was used. To considering boiling, two BDL and Chen methods were compared with cylindrical runner. It is seen that the engine operating temperature results of Chen and BDL were similar but the Chen method was a bit closer to the experimental results. Since the validity of this method in the past researches were more than BDL method, Chen method was used for simulation. In this work, we tried to use AVL FIRE software, and EF7 national engine geometry and displacement factor and the boiling zone flow to be achieved by using liquid and solid solutions simultaneously. Including work done in this study is using precision cooling techniques for correcting jacket around the exhaust valve. The work was tried by changing the diameter of the runner around the exhaust valve and spark plug, check its effect on heat transfer.

