



## تحلیل حرارتی و سیالاتی چند راهه دود موتور دیزل با در نظر گرفتن پدیده جوشش و مقایسه با نتایج تجربی

محمد رضا عساری<sup>\*</sup>، سجاد عادل، پژمان نیک‌اندیش

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور، دزفول، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۷ اردیبهشت ۱۳۹۵  
بازنگری: ۲۶ مرداد ۱۳۹۵  
پذیرش: ۲ آبان ۱۳۹۵  
ارائه آنلاین: ۱۹ آبان ۱۳۹۵

### کلمات کلیدی:

چندراهه دود  
موتور شش سیلندر دیزل  
پدیده جوشش  
روش جداسازی RPI

**چکیده:** چندراهه دود همراه با سیستم خنک‌کاری به طور گسترده در موتورهای دیزل که در آن‌ها از توربوشارژر بهره می‌گیرند، استفاده می‌شود. راهکار مناسب برای بررسی چگونگی عملکرد و عبور سیال درون چندراهه، بهره‌گیری از قوانین دینامیک سیالات محاسباتی است. بر این اساس پس از طراحی سه‌بعدی بدنه چندراهه و ایجاد شبکه‌بندی مناسب، با استفاده از دیدگاه جریان‌های چندفازی و با به کار بردن روش جداسازی RPI برای جوشش مادون سرد در فشار پایین، اقدام به شبیه‌سازی اثرات عبور جریان سیال درون چندراهه شده است. به منظور اعتبارسنجی روش مورد استفاده برای فرآیند جوشش، مقایسه نتایج به دست آمده با نتایج تجربی مورد بررسی قرار می‌گیرد. اطلاعات این پژوهش شامل توزیع دما، فشار، شیوه‌ی عبور جریان‌های داخلی و کسر حجمی بخار ایجاد شده درون چندراهه می‌باشد. نتایج حاکی از آن است که در ورودی و خروجی چندراهه، تمرکز دمایی بالایی وجود دارد و در نظر گرفتن پدیده‌ی جوشش نسبت به فرض جریان تک فاز، سبب کاهش حداکثر دمای این نواحی شده است. فشار وارده به چندراهه بیشتر از سوی گازهای احتراقی است و فشار وارده از سوی سیال خنک‌کن در مقابل آن قابل چشم‌پوشی است. با تحلیل نتایج، دو ناحیه به عنوان مکان‌هایی بحرانی از نظر تمرکز دمایی معرفی شدند که تطابق محل ترک ایجاد شده در نمونه‌ی اصلی با یکی از این نواحی، نشان دهنده صحت و کیفیت نتایج به دست آمده است.

### ۱- مقدمه

چند راهه<sup>۱</sup> دود که در قسمت بالای سیلندرهای موتور نصب می‌شود، وظیفه‌ی جمع‌آوری گازهای ناشی از احتراق و انتقال آن به سمت توربوشارژر را بر عهده دارد. بدون شک عملکرد موتور به توانایی چندراهه در کاهش تنش‌های حرارتی به وسیله خنک‌کاری مناسب و هدایت صحیح گازهای پرانرژی احتراقی به سمت توربوشارژر وابسته است. انتقال حرارتی که بین سیال خنک‌کن و بدنه‌ی داغ چندراهه اتفاق می‌افتد، ترکیبی از انتقال حرارت جابه‌جایی و جوشش هسته‌ای<sup>۲</sup> است. جوشش هسته‌ای مطابق شکل ۱ به دو ناحیه‌ی جوشش مادون سرد<sup>۳</sup> و جوشش اشباع<sup>۴</sup> تقسیم می‌گردد. تفاوت این دو ناحیه، در دمای ورودی سیال خنک‌کن می‌باشد. از آن‌جا که دمای توده‌ی سیال مورد استفاده برای فرآیند خنک‌کاری چندراهه، پایین‌تر از دمای اشباع آب در فشار مربوطه می‌باشد، جوششی که به نام جوشش مادون سرد شناخته می‌شود در چندراهه اتفاق می‌افتد.

مطابق شکل ۱ اگر فرآیند جوشش کنترل نشود، لایه‌ای از بخار روی سطح جامد تشکیل می‌شود و با کاهش شدید ضرایب انتقال حرارت، سبب افزایش دمای سطح مربوطه شده و نهایتاً تخریب قطعه را به همراه دارد.

- 1 Exhaust manifold
- 2 Nucleate boiling
- 3 Subcooled boiling
- 4 Saturated boiling

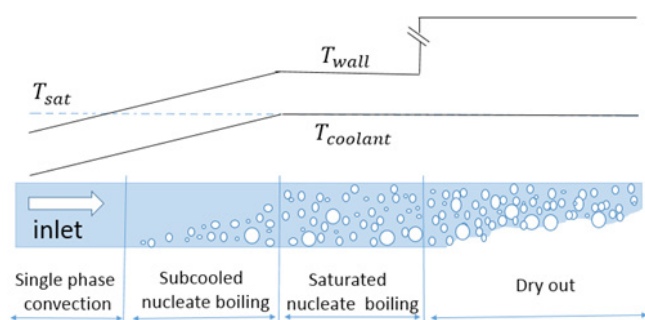


Fig. 1. Changes in temperature in different parts of the boiling phenomenon

### شکل ۱: تغییرات دما در نواحی مختلف پدیده جوشش [۱]

شیوه‌ی خنک‌کاری موتور به دلیل تأثیر مستقیم روی بازدهی کاری آن و همچنین بالا بردن طول عمر قطعات، از اهمیت بسزایی برای شرکت‌های سازنده‌ی این‌گونه تجهیزات برخوردار است. در واقع سیستم‌های خنک‌کاری مدرن، توجه ویژه‌ای به بحث انتقال حرارت در جوشش مادون سرد و کنترل پدیده جوشش دارند، زیرا شار حرارتی بالایی را در اختلاف دمایی پایین از تجهیزات برداشت خواهند نمود. از پژوهش‌هایی که در زمینه خنک‌کاری موتور انجام شده است می‌توان به تحقیق همت‌خانلو و همکاران [۲] اشاره کرد که با استفاده از فرض جریان تک فاز و بهره بردن از مدل جوشش چن<sup>۵</sup>، به بررسی فرآیند خنک‌کاری در راهگاه آب موتور ملی EF7 پرداختند. آن‌ها

کرد. ابتدا شبیه‌سازی پیشنهادی را با نتایج آزمایشگاهی رابینسون<sup>۵</sup> [۷] و شکری<sup>۶</sup> [۸] صحه‌گذاری کرد، سپس از شبیه‌سازی مذکور برای شبیه‌سازی جوشش مادون‌سرد در راهگاه آب موتور استفاده نمود. در واقع به علت پیچیدگی در امر محاسباتی، بیشتر پژوهش‌ها در زمینه خنک‌کاری موتور با استفاده از فرض جریان تک فاز و استفاده از خواص مخلوط همگن برای مایع و بخار صورت گرفته‌اند. لی و همکاران [۹] برای بررسی پدیده جوشش فرض کردند که مایع و بخار ایجاد شده در یک مخلوط همگن و با فرض برابری سرعت این دو فاز قرار دارند و خواص فیزیکی مشابهی نیز برای آنها در نظر گرفتند. در واقع در این چنین پژوهش‌ها تقابل بین فازی بخار و مایع به درستی نشان داده نمی‌شود و این امر تأثیر خود را به خصوص در متغیرهای دما، کسر حجمی بخار و پراکندگی سیال در نزدیکی دیواره نشان خواهد داد که جواب‌هایی خلاف واقع را در این ناحیه در اختیار خواهد گذاشت. در روش دیگر برای بررسی پدیده جوشش، فازهای بخار و مایع به صورت جداگانه در نظر گرفته می‌شوند و معادلات حاکم بر این فازها توسط دو گروه از معادلات به صورت جداگانه حل می‌شود و نهایتاً تقابل بین فازی بر اساس محاسبه محلی اندازه و میزان حباب‌های ایجاد شده صورت می‌گیرد. به طور کلی در بین مدل‌های موجود در این زمینه برای بررسی پدیده جوشش، سه روش از اعتبار بیشتری نسبت به دیگر مدل‌ها برخوردار هستند. این مدل‌ها عبارتند از، مدل آشفستگی لایه مرزی، مدل جداسازی میکرو لایه و مدل جداسازی RPI<sup>۷</sup>. در بین این سه مدل، مدل آشفستگی لایه مرزی برای یافتن شار حرارتی ضعیف عمل می‌کند. مدل جداسازی میکرو لایه هر چند از دقت خوبی برای به دست آوردن پارامترهای مختلف انتقال حرارت برخوردار است، اما به علت پیچیدگی فراوان، زیاد بودن معادلات حاکم و از همه مهم‌تر وابستگی بالا به داده‌های آزمایشگاهی، کمتر مورد استفاده قرار می‌گیرد. در حال حاضر معتبرترین و به روزترین روش برای حل و بررسی بخشهای گوناگون پدیده جوشش، مدل RPI است که نخستین بار توسط موسسه پلی‌تکنیک رنسلیر ارائه شده است. در واقع RPI مخفف نام این مرکز تحقیقاتی می‌باشد. این مدل بر پایه روش جداسازی شار حرارتی دیواره بنا شده است که نخستین بار توسط بارینگ<sup>۸</sup> و تادریس<sup>۹</sup> [۱۰] ارائه شد. این روش توسط کرول و پودالسکی<sup>۱۰</sup> [۱۱] به طور کامل توسعه یافت که معیار اصلی برای گسسته‌سازی معادلات جوشش قرار خواهد گرفت. این مبانی محاسباتی تا کنون توسط دیگر محققان همچون کنکار<sup>۱۱</sup> و کلجناک<sup>۱۲</sup> [۱۲] و همچنین کرپر<sup>۱۳</sup> و همکاران [۱۳] گسترش داده شده است به طوری که نتایج عددی به دست آمده تطابق خوبی را با نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد.

در این تحقیق نشان دادن ضرایب انتقال حرارت با در نظر گرفتن پدیده جوشش در مقابل در نظر نگرفتن این پدیده در محاسبات، به شدت افزایش داشته که سبب تفاوت در پراکندگی دمایی شده است. البته باید توجه داشت استفاده از فرض جریان تک فاز و به کار بردن خواص گرمایی میانگین مایع و بخار، در عین حال که حجم محاسبات را کاهش می‌دهد، سبب فاصله گرفتن از ماهیت دو فازی پدیده جوشش و شرایط واقعی جریان‌های عبوری می‌شود. خلیلی و کوثر [۳] به بررسی آزمایشگاهی و عددی اثرات تغییر قطر و طول لوله بر روی جوشش مادون‌سرد در یک لوله افقی پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد در جریان جرمی بالای سیال خنک‌کن، انتقال حرارت جابه‌جایی اصلی‌ترین روش در برداشت حرارت از دیواره است. همچنین افزایش قطر لوله سبب کاهش ضرایب انتقال حرارت می‌گردد و افزایش طول لوله همراه با گرمایش، این ضریب را افزایش می‌دهد. هان<sup>۱</sup> و وی [۴] تئوری جابه‌جایی حجمی را جلو بردند. آن‌ها نشان دادند که بخشی از سیال که در مایع فوق گرم شده به حباب‌ها چسبیده است، توسط جدا شدن حباب‌ها به قسمت‌های حجمی سیال خنک‌کن برده می‌شود. این رفتار همانند عملکرد یک پمپ کوچک است. در این زمان، توده‌ی سیال خنک‌تر، به روی سطح حرارت دیده حرکت می‌کند و با تکرار این روند، شاهد انتقال حرارت از سطح حرارت دیده به حجم سیال هستیم. در واقعیت، جوشش را پدیده‌ای دینامیکی، پیچیده و در عین حال غیر خطی می‌دانیم. باید این موضوع را در نظر گرفت که اولاً، جنبه‌های میکروسکوپی فرآیند جوشش همانند چگالی مکان‌های هسته‌زایی<sup>۲</sup> و زبری سطح، طبیعت جوشش را تعیین می‌کند و این در حالی است که اثرات میکروسکوپی، سرانجام در نتایج ماکروسکوپی خود را نشان خواهند داد. ثانیاً، فرآیند جوشش پدیده‌ای کاملاً تصادفی و بدون هیچ قانون خاصی به نظر می‌رسد و کسی نمی‌تواند به طور دقیق پیش‌بینی کند که یک حباب، چه زمانی و کجا شروع به تولید و رشد کرده و در کجا انفجار اتفاق خواهد افتاد. با این وجود، هنگامی که شرایط اولیه و مرزی داده می‌شوند، پدیده جوشش ماکروسکوپی، درست در مکان‌هایی که انتظار می‌رود ظاهر می‌شود. به عبارت دیگر جوشش از این جنبه پدیده‌ای قطعی به نظر می‌رسد. دونگ<sup>۳</sup> و همکاران [۵] شبیه‌سازی جوشش در مقطع T شکل را مورد بررسی قرار دادند و سپس نتایج حاصل را معیاری برای شبیه‌سازی فرآیند جوشش در راهگاه آب موتور انتخاب کردند. آن‌ها نشان دادند حداکثر دمای بدنه‌ی موتور از ۵۳۰ کلوین (بدون فرض جوشش) به ۵۰۶/۶ کلوین (با فرض جوشش) کاهش پیدا و در عوض دمای آب داخل راهگاه در همان نقطه از ۱۰۲/۷ درجه سانتیگراد (بدون فرض جوشش) به ۱۰۸/۸ درجه سانتیگراد (با فرض جوشش) افزایش پیدا کرده است. تاوبو<sup>۴</sup> [۶] در شرکت ریکاردو از شبیه‌سازی جریان همگن برای شبیه‌سازی جوشش مادون‌سرد در راهگاه آب استفاده

5 Rabinson  
6 Zeiton  
7 Rensselaer Polytechnic Institute  
8 Bowring  
9 Todreas  
10 Kurul and Podowski  
11 Koncar  
12 Kljenak  
13 Kreper

1 Han  
2 Nucleation site density  
3 Dong  
4 Ta boo

$$\frac{\partial(\rho_g \alpha_g \bar{u}_g)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_g \alpha_g \bar{u}_g \times \bar{u}_g) = (-\alpha_l \nabla p) + \nabla \cdot (\alpha_g \mu_g (\nabla u_g + (\nabla u_g)^T)) - \Gamma_{lg} \bar{u}_g + \Gamma_{gl} \bar{u}_l - \bar{F}_{lg} \quad (4)$$

و معادله انرژی برای حالت مایع:

$$\frac{\partial(\rho_l \alpha_l h_l)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_l \alpha_l \bar{u}_l h_l - \lambda_l \alpha_l \nabla T_l) = \Gamma_{lg} h_g - \Gamma_{gl} h_l + Q_l \quad (5)$$

انتقال مومنتوم بین فازی در جوشش مادون سرد، به وسیله نیروهای بین فازی شامل نیروی پسا<sup>۴</sup> ( $F_D$ )، برا<sup>۵</sup> ( $F_L$ )، پخش آشفستگی<sup>۶</sup> ( $F_{TD}$ ) و نیروی روغن کاری دیواره<sup>۷</sup> ( $F_W$ ) بیان می‌گردد:

$$\bar{F}_{lg} = -\bar{F}_{gl} = \bar{F}_D + \bar{F}_L + \bar{F}_{TD} + \bar{F}_W \quad (6)$$

نیروی پسا بر اساس رابطه ایشی-زوبر<sup>۸</sup> محاسبه می‌شود. این مدل را می‌توان به صورت معادله زیر بیان کرد:

$$\bar{F}_D = \left( \frac{3C_D}{4d_b} \right) \alpha_g \rho_l |U_g - U_l| (\bar{U}_g - \bar{U}_l) \quad (7)$$

که در این رابطه  $d_b$  یادآور قطر حباب است و مقدار ضریب درگ  $C_D$  نیز وابسته به رژیم جریان می‌باشد. یکی از اصلی‌ترین موارد در تعیین توزیع حباب‌ها درون هندسه مورد بررسی، توجه به اثرات ایجاد شده از سوی نیروی لیفت می‌باشد. این نیرو را می‌توان بصورت زیر نشان داد:

$$\bar{F}_L = C_L \alpha_g \rho_l (\bar{U}_g - \bar{U}_l) \times (\nabla \times \bar{U}_l) \quad (8)$$

بطور کلی ضریب برا  $C_L$  وابسته به نوع جریان عبوری می‌باشد و برای جریانهای ویسکوز مقداری بین ۰/۰۱ تا ۰/۱۵ را به خود اختصاص می‌دهد. یکی از دلایل پراکنده شدن حالت بخار درون حجم مورد بررسی، آشفستگی جریان درون حالت مایع است که به عنوان نیروی پخش آشفستگی مورد بررسی قرار می‌گیرد:

$$\bar{F}_{TD} = -C_{TD} \rho_l k \nabla \alpha_g \quad (9)$$

که در این معادله  $k$  نشان دهنده انرژی جنبشی آشفستگی حالت مایع است و ضریب پخش آشفستگی بر اساس تحقیقات کنکار و کلجناک [۱۲] مقدار

- 4 Drag force
- 5 Lift force
- 6 Turbulent dispersion force
- 7 Wall lubrication force
- 8 Ishii-Zuber

توجه به قطر حباب‌های جدا شده، فرکانس جدایش حباب‌ها، زمان توقف حباب و همچنین در نظر گرفتن چگالی مکان‌های هسته‌زایی، نشان دهنده جامعیت این روش در بررسی پدیده‌ی جوشش می‌باشد. توجه به مابقی جریان‌های چندفازی و حل کردن معادلات دوفازی به صورت جداگانه، توجه به پدیده جوشش مادون سرد درکنار در نظر گرفتن نیروهای مختلف وارده به سیال که در ادامه به آن‌ها اشاره خواهد شد، سبب برتری این پژوهش نسبت به دیگر تحقیقات صورت گرفته در این زمینه شده است. از آنجا که مطالعات پیشین حول خنک‌کاری موتور با توجه به این که چرخه‌ی بسته تعریف شده برای سیستم خنک‌کاری آن‌ها، در ناحیه اشباع صورت می‌گرفتند، بررسی خنک‌کاری به صورت چرخه باز و رخ دادن جوشش مادون سرد در این تجهیزات سبب تمایز این پژوهش با دیگر تحقیقات شده است. در این پژوهش جهت شناختن شیوه عبور جریان‌ها درون چندراهه، یافتن مکان‌های بحرانی از نظر تغییرات دمایی، میزان بخار ایجاد شده و بررسی کارایی سیستم خنک‌کاری با در نظر گرفتن پدیده جوشش، اقدام به شبیه‌سازی جریان درون چند راهه می‌شود. بر این اساس با استفاده از قوانین دینامیک سیالات محاسباتی و همچنین استفاده از نرم‌افزار انسیس سی‌اف‌ایکس<sup>۱</sup> به این هدف دست خواهیم یافت.

## ۲- مدل ریاضی

بر اساس مطالب گفته شده، از دیدگاه اوپلری-اوپلری در حل معادلات حاکم بر جریان سیال استفاده شده است. بر این اساس دو گروه معادله که بیان کننده فازهای مایع و بخار است برای بیان معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی بیان می‌شود. در این روش فاز مایع به عنوان فاز پیوسته<sup>۲</sup> و حباب‌های بخار به عنوان فاز پخش شده<sup>۳</sup> در نظر گرفته می‌شود. معادلات پیوستگی حاکم برای فازهای مایع و گاز به ترتیب به صورت زیر بیان می‌گردند [۱۴]:

$$\frac{\partial(\rho_l \alpha_l)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_l \alpha_l \bar{u}_l) = \Gamma_{lg} \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho_g \alpha_g f_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_g \alpha_g \bar{u}_g f_i) = S_i - f_i \Gamma_{lg} \quad (2)$$

و معادلات مومنتوم به ترتیب برای فازهای مایع و بخار:

$$\frac{\partial(\rho_l \alpha_l \bar{u}_l)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_l \alpha_l \bar{u}_l \times \bar{u}_l) = (-\alpha_l \nabla p) + \nabla \cdot (\alpha_l \mu_l (\nabla u_l + (\nabla u_l)^T)) + \Gamma_{lg} \bar{u}_g - \Gamma_{gl} \bar{u}_l + \bar{F}_{lg} \quad (3)$$

- 1 Ansys-CFX
- 2 Continuous phase
- 3 Dispersed phase

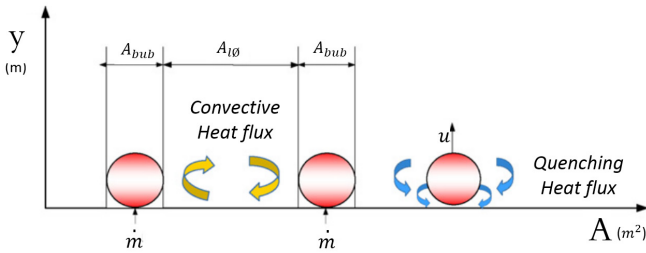


Fig. 2. Heat transfer methods for the wall boiling model

شکل ۲: شیوه‌های انتقال حرارت برای مدل جوشش دیواره [۱۹]

$$Na = (185(T_w - T_l))^{1.085} \quad (12)$$

$$f = \sqrt{\frac{4g(\rho_l - \rho_g)}{3d_{bw}\rho_l}} \quad (13)$$

با توجه به مطالب گفته شده، می‌توان مشاهده کرد که در تمام بخش‌های گوناگونی که برای مدل جوشش بیان شده است، قطر حباب‌های جدا شده، یک فاکتور اصلی در بیان و گسسته‌سازی این معادلات قلمداد می‌شود. این اثر را در فرکانس جدایش حباب‌ها، انتقال حرارت ناشی از تغییر فاز و سطح پوشیده شده توسط حباب می‌توان مشاهده کرد. بر اساس تحقیقات صورت گرفته توسط تلویینسکی و کستانچاک [۱۶]، معادله‌ی زیر برای قطر حباب‌های جدا شده به عنوان تابعی از جوشش مادون سر بیان شده‌است:

$$d_{w(T)} = \min\left(d_{ref} \cdot \exp\left(-\frac{T_{sub}}{T_{ref}}\right), d_{max}\right) \quad (14)$$

که در معادله بالا مقادیر گوناگون  $d_{ref} = 0.16$  mm و  $d_{max} = 1.4$  mm و  $\Delta T_{sub} = 45$  K از نتایج آزمایشگاهی برای جوشش مادون سرد در فشار بالا به دست آمده‌اند. اما تحقیقات فراوانی همانند پژوهش‌های صورت گرفته توسط اونال<sup>۵</sup> [۱۷]، شگری<sup>۶</sup> [۱۸]، بارتل<sup>۷</sup> [۱۹] و پرودانویچ<sup>۸</sup> و همکاران [۲۰] نشان دهنده آن است که قطر حباب‌های جدا شده،  $d_{bw}$  با توجه به تغییرات فشار تغییر می‌کند. از آن‌جا که شرایط کاری تجهیزاتی همچون چندراهه در فشار پایین می‌باشد، بهره‌گیری از این روش نتایج قابل قبولی برای قطر جدایش حباب‌ها و نهایتاً مدل گسسته‌سازی جوشش به ما نخواهد داد. فریتز<sup>۹</sup> [۲۱] روشی را برای محاسبه قطر جدایش حباب‌ها برای جوشش مادون سرد در فشار پایین ارائه کرد که در فرمول زیر مشاهده می‌کنیم.

۰/۱ را به خود اختصاص می‌دهد. نیرویی که سبب فاصله گرفتن حباب‌ها از دیواره می‌شود، به عنوان نیروی روغن کاری دیواره مطرح می‌گردد. در واقع کشش سطحی اجازه نمی‌دهد که حباب‌ها بیش از حد به دیواره نزدیک شوند. بر اساس تحقیقات انجام شده توسط آنتال<sup>۱</sup> و همکاران [۱۵] بر روی علت ایجاد و اثرات نیروی روغن کاری دیواره، معادله زیر را برای محاسبه آن پیشنهاد کردند:

$$\bar{F}_w = \alpha_g \rho_l \left( \frac{(\bar{U}_g - \bar{U}_l)^2}{d_b} \right) \max(Cs_1 + C_2 \frac{d_b}{y_w}, 0) \bar{n} \quad (10)$$

که در آن  $y_w$  فاصله از نزدیکترین دیواره است و ضرایب  $C_1$  و  $C_2$  به ترتیب مقادیر ۰/۱ و ۰/۰۵ را به خود اختصاص می‌دهند.

بر اساس روش پیشنهادی توسط کرول و پودالسکی [۱۱]، راه‌های انتقال حرارت از دیواره به سیال در پدیده جوشش، به سه دسته اصلی تقسیم می‌شوند. مطابق شکل ۲، این سه بخش شامل انتقال حرارت جابه‌جایی تک حالت ( $q_{10}$ )<sup>۲</sup>، انتقال حرارت بین حباب‌ها با دیواره و مایع اطراف ( $q_Q$ )<sup>۳</sup> و انتقال حرارت مورد نیاز برای تغییر حالت ( $q_e$ )<sup>۴</sup> می‌باشند.

$$\begin{aligned} q_w &= q_{10} + q_e + q_Q = \\ &S_l \rho_l c_{pl} A_{10} u_l (T_w - T_l) \\ &+ 2f \left( \frac{\tau_Q \lambda_l \rho_l c_{pl}}{\pi} \right)^{0.5} A_{bub} (T_w - T_l) \\ &+ \frac{N_a f \pi d_{bw}^3 \rho_g H_{lg}}{6} \end{aligned} \quad (11)$$

که در آن  $S_l$  عدد استانتون محلی،  $f$  فرکانس جدایش حباب‌ها و  $T_w$  دمای دیواره می‌باشد.  $T_l$  و  $u_l$  به ترتیب دما و سرعت محلی مایع در نزدیکترین شبکه محاسباتی به دیواره است.  $\tau_Q$  به عنوان فاصله زمانی بین جدایش یک حباب از دیواره و شروع رشد حباب دیگر تعریف می‌شود و به صورت  $f/0.8$  بیان می‌گردد.  $A_{bub}$  به عنوان بخشی از سطح در نظر گرفته می‌شود که تحت پوشش حباب‌ها قرار دارد و به صورت  $A_{bub} = \min(1. \pi N_a d_{bw}^2)$  محاسبه می‌شود که در آن  $N_a$  چگالی مکان‌های هسته‌زایی است و  $d_{bw}$  معرف قطر حباب جدا شده می‌باشد. مشخصاً آن قسمت از سطح که تحت تأثیر حباب‌ها نمی‌باشد برای انتقال حرارت جابه‌جایی تک فاز لحاظ می‌شود. برای استفاده از چگالی مکان‌های هسته‌زایی ( $N_a$ ) و همچنین فرکانس حباب‌های جدا شده ( $f$ ) از نتایج آزمایش‌های تجربی کنکار و کلجناک [۱۲] و کرپر و همکاران [۱۳] که به صورت معادلات زیر بیان شده، استفاده می‌شود:

- 5 Unal
- 6 Shoukri
- 7 Bartel
- 8 Prodanovic
- 9 Fritz

- 1 Antal
- 2 Convective heat flux
- 3 Quenching heat flux
- 4 Evaporation heat flux

نرخ حرارت مورد نیاز برای تبخیر سیال بهره می‌گیرد، محاسبه نمود.

$$\Gamma_{cond} = \frac{q_e A_i}{\lambda_{lg} + c_{pl} \Delta T_{sub}} \frac{A_i}{V_i} = \frac{N_{af} \left( \frac{\pi}{6} \right) d_{bw}^3 \rho_g \lambda_{lg} A_i}{\lambda_{lg} + c_{pl} \Delta T_{sub}} \frac{A_i}{V_i} \quad (17)$$

که در آن  $A_i$  و  $V_i$  به ترتیب بیان کننده سطح و حجم گرم شده مربوط به  $i$  امین شبکه نزدیک دیواره است. فرآیند تغییر فاز<sup>۱</sup> که تحت تأثیر انتقال حرارت بین مایع و بخار می‌باشد، توسط روش تغییر حالت گرمایی شبیه‌سازی می‌گردد. نرخ انتقال حرارت بین فازی و نرخ چگالش بین فازی به ترتیب توسط معادلات زیر بیان می‌گردند (چن و همکاران [۱۴]):

$$Q_{lg} = h_{lg} A_{lg} (T_{sat} - T_l) \quad (18)$$

$$\Gamma_{cond} = h_{lg} A_{lg} (T_{sat} - T_l) / H_{lg} \quad (19)$$

که  $A_{lg}$  نشان‌دهنده چگالی سطح بین فازی است و بصورت  $A_{lg} = 6a/d_b$  بیان می‌شود و  $h_{lg}$  معرف ضریب انتقال حرارت بین فازی است که از  $h_{lg} = Nu_b \lambda_l / d_b$  به دست می‌آید. برای یک ذره درون سیال نیوتونی تراکم‌ناپذیر، عدد ناسلت حباب، بر اساس رابطه رنز-مارشال<sup>۲</sup> بیان می‌شود:

$$Nu_b = 2 + 0.6 Re_b^{0.5} Pr_l^{0.33} \quad (20)$$

که در آن  $Re_b$  عدد رینولدز حباب و  $Pr_l$  بیان کننده عدد پراتل مایع اطراف آن می‌باشد.

### ۳- اعتبار سنجی روش محاسباتی

برای بررسی صحت و اعتبار روش استفاده شده، همانند شکل ۳، آزمایش انجام شده توسط لی و همکاران [۲۳] مورد ارزیابی قرار می‌گیرد و سپس نتایج به دست آمده با نتایج تجربی مقایسه می‌گردد. این آزمایش شامل لوله‌ای است که به صورت قائم با گرمایش بخشی از دیواره در نظر گرفته شده و جوش رخ داده شده با روش‌های بیان شده در قسمت قبل مورد بررسی قرار می‌گیرد.

ابعاد فیزیکی طرح آزمایشی در شکل نشان داده شده است. یک لوله گرمایشی داخلی به طول ۱۶۷۰ میلی‌متر درون کانال عمودی قرار داده شده است. ابزارهای اندازه‌گیری در فاصله ۱۶۱۰ میلی‌متر از ابتدای لوله گرمایشی قرار دارد. شار حرارتی دیوار گرم شده، توسط افت ولتاژ در طول لوله به دست می‌آید و فشار کاری این سیستم بین ۱ تا ۲ بار می‌باشد که در واقع علت استفاده از این آزمایش شرایط کاری فشار پایین آن همچون شرایط کاری چندراهمه می‌باشد. نتایج حاصل، شامل کسر حجمی بخار ایجاد شده در مقاطع مختلف لوله می‌باشد. برای این منظور با بهره‌گیری از مدل جداساز

$$d_w(F) = 0.208 \varphi \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \quad (15)$$

که در آن  $\varphi$  به عنوان زاویه‌ی تماس بین حباب ایجاد شده و سطح مورد نظر تعریف می‌شود [۲۲]. باید توجه داشت نتایج حاصل از این روش تطابق بهتری با داده‌های آزمایشگاهی نسبت به روش تلویینسکی دارد، اما همچنان وجود فاصله با نتایج تجربی سبب می‌شود تا روش فریتز به عنوان روش قابل اتکا برای انجام این شبیه‌سازی قلمداد نشود. این دلیل در بخش اعتبارسنجی روش اثبات می‌گردد. بر مبنای تحقیقات صورت گرفته توسط اونال [۱۷] برای یافتن قطر حباب‌های جدا شده از دیواره گرم در شرایط کاری فشار پایین، معادلاتی به صورت زیر ارائه شده است که به تشریح آنها می‌پردازیم:

$$d_w(U) = \frac{(2.42) 10^{-5} P^{0.709} a}{\sqrt{b\Phi}} \quad (16)$$

که در آن:

$$a = \frac{(q_w - h_{l\phi} \Delta T_{sub})^{1/3}}{2C^{1/3} \rho_g H_{lg} \sqrt{\pi k_l / \rho_l c_{pl}}} \sqrt{\frac{\rho_s c_{ps} k_s}{k_l \rho_l c_{pl}}}$$

$$b = \frac{\Delta T_{sub}}{2 \left( 1 - \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)} e^{\frac{\Delta T_{sub}}{2}} \quad \text{if } \Delta T_{sub} \leq 3K$$

یا:

$$b = \frac{\Delta T_{sub}}{2 \left( 1 - \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)} \quad \text{if } \Delta T_{sub} > 3K$$

$$c = \frac{H_{lg} \mu_l \left[ \frac{c_{pl}}{0.013 H_{lg} Pr_l^{1.7}} \right]^3}{\sqrt{\sigma / (\rho_g - \rho_l) g}}$$

$$\Phi = \max \left( \left( \frac{U_l}{U_o} \right)^{0.47}, 1 \right)$$

و در آن،  $u_l$  سرعت سیال نزدیک دیواره است،  $u_o$  مقدار  $0.61$  متر بر ثانیه را داراست و  $P$  معرف فشار محلی در محاسبات است. پس از جدایش حباب‌ها از دیواره، حباب‌ها توسط حجم مایعی که در دمایی پایین‌تر از دمای جوش قرار دارد احاطه می‌شوند و باعث چگالش آنها می‌گردد. در واقع فرآیند تغییر حالت را تنها به ایجاد حباب درون سیال محدود نمی‌کنیم. پس از آنکه شارهای حرارتی گسسته شده در معادله کلی جوش محاسبه گردید، می‌توان نرخ ایجاد حباب از دیواره بر واحد حجم را توسط معادله زیر که از

1 Phase change  
2 Ranz-Marshall

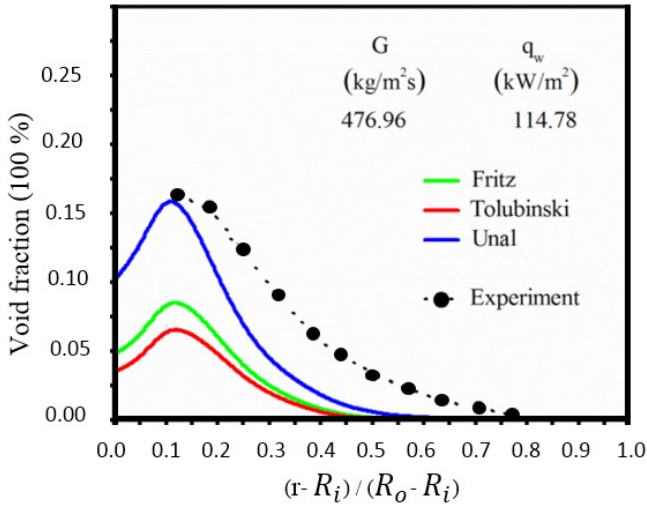


Fig. 4. Comparison of three different methods for finding the vapor fraction created using the RPI Separator Model

شکل ۴: مقایسه سه روش مختلف در یافتن کسر حجمی بخار ایجاد شده با استفاده از مدل جداساز RPI [۲۲]

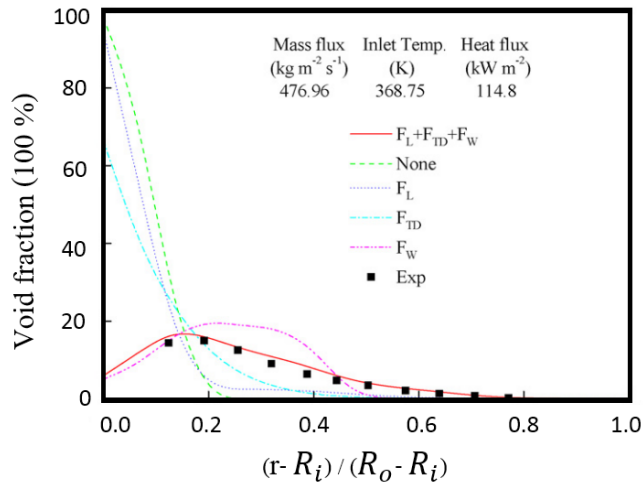


Fig. 5. The effect of taking into account the forces entering the fluid has been created in predicting the volume fraction of steam

شکل ۵: تأثیر در نظر گرفتن نیروهای وارد به سیال در پیش بینی کسر حجمی بخار ایجاد شده [۱۴]

این مقطع را مورد بررسی قرار دادند. تأثیر در نظر گرفتن این نیروها نسبت به زمانی که در فرآیند شبیه‌سازی از این نیروها چشم‌پوشی شود در شکل ۵ بیان شده است.

#### ۴- فرآیند شبیه‌سازی

در شکل ۶ نمایی از چندراهه که به وسیله نرم افزار طراحی مدل سالیید ورکس<sup>۱</sup> رسم شده است را مشاهده می‌کنیم. شبیه‌سازی برای سرعت دورانی ۲۶۰۰ دور بر دقیقه که حداکثر سرعت کاری این موتور دیزل می‌باشد، صورت گرفته است. در این شرایط سیال خنک‌کن با دبی ۶/۱ کیلوگرم بر ثانیه و دمای ۶۰ درجه سانتی‌گراد وارد چندراهه می‌شود. شکل ۶ محل

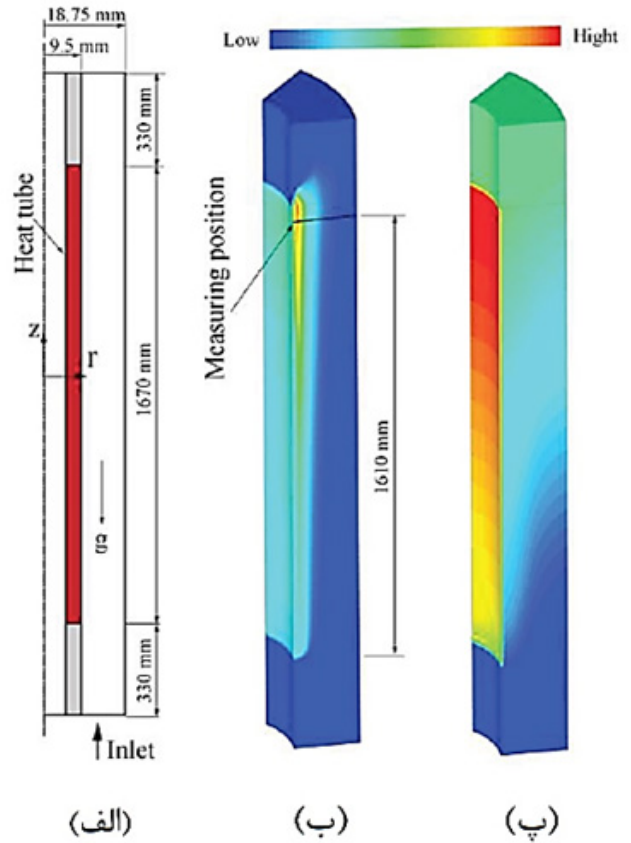


Fig. 3. Experiment done by Lee. (A) the physical characteristics of the project, (b) the vapor fraction created, (c) the change in fluid temperature  
شکل ۳: آزمایش انجام شده توسط لی [۲۱]. (الف) مشخصات فیزیکی طرح، (ب) کسر حجمی بخار ایجاد شده، (پ) تغییر دمای سیال

RPI، توانایی سه روش تلوینسکی، فریتز و اونال برای به دست آوردن قطر حباب‌های ایجاد شده و نهایتاً تخمین کسر حجمی بخار شکل گرفته، مورد بررسی قرار گرفته است. همانگونه که در شکل ۴ مشخص است، نتایج حاصل از روش پیشنهادی تلوینسکی، بیشترین فاصله را از نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد. دلیل آن است که این معادلات برای شرایط کاری در فشار بالا توسعه یافته‌اند و قطر حباب‌های جدا شده و نهایتاً معادلات حاکم بر پدیده جوش، انحراف از نتایج تجربی را نشان خواهند داد. در بین دو مدل پیشنهاد شده برای شرایط کاری در فشار پایین، مطابق شکل، نتایج حاصل از روش اونال در عین حال که پیچیدگی بیشتری را در امر محاسباتی تحمیل می‌کند، اما تطابق مناسب‌تری با داده‌های آزمایشگاهی دارد. اما نکته‌ای که باید بدان توجه نمود این است که سه روش ارائه شده در پیش‌بینی مکان‌هایی که حداکثر و حداقل کسر حجمی بخار ایجاد شده است هماهنگی خاصی دارند و این امر نشان دهنده کارایی صحیح هر سه روش در گسسته‌سازی معادلات حاکم بر پدیده جوش در شرایط کاری مخصوص خود می‌باشد.

چن و همکاران [۱۴] اثر در نظر گرفتن نیروهای برآ، پخش آشفستگی و نیروی روغن کاری جداره را در پیش‌بینی کسر حجمی بخار ایجاد شده در

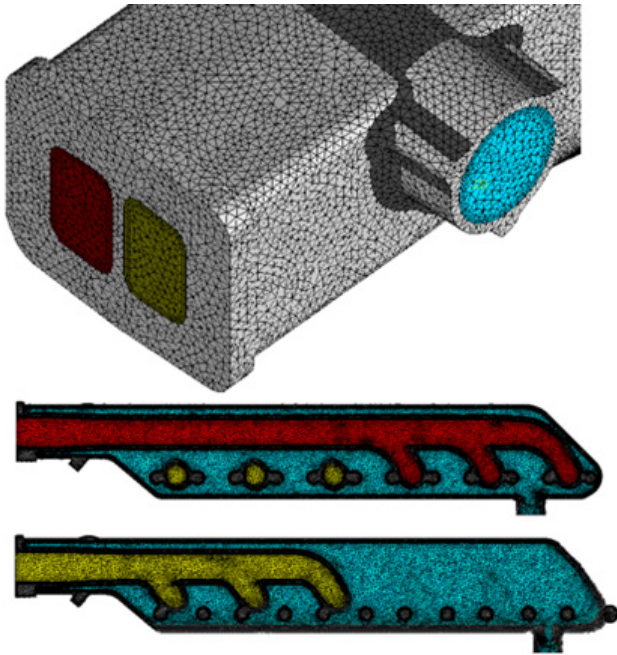


Fig. 8. Element Segmentation adopted for manifold

شکل ۸: شبکه بندی اتخاذ شده برای چند راهه

به خاطر کسرت جداول برای بیان اطلاعات متغیر ورودی در یک چرخه کاری موتور، حداکثر مقادیر وروی شامل دما و دبی گازهای ورودی، دما و دبی سیال خنک کن به چند راهه برای دور موتور ۲۶۰۰ دور بر دقیقه در جدول ۲ نشان داده شده است.

جدول ۱: بررسی اندازه شبکه بندی بر روی نتایج خروجی

Table 1. Check element size on output results

حداکثر اندازه المانها (میلی متر)	دمای خروجی آب (درجه سانتی گراد)	خطا (%)
۱۲ mm	۷۱°C	۱۹%
۱۰ mm	۷۸°C	۸%
۸ mm	۸۳°C	۳%
۷ mm	۸۵°C	۰%
۶ mm	۸۵°C	۰%

جدول ۲: شرایط کاری چندراهه در دور موتور ۲۶۰۰ rpm

Table 2. Working condition of manifold in 2600 rpm

حداکثر مقادیر	متغیرها
۲۶۰۰	دور موتور (rpm)
۱	دبی گاز احتراقی برای هر سیلندر (kg/s)
۱۰۵۰	دمای گازهای احتراقی ورودی از هر سیلندر (K)
۶/۱	دبی سیال خنک کن (lit/s)
۳۳۳	دمای ورودی سیال خنک کن (K)

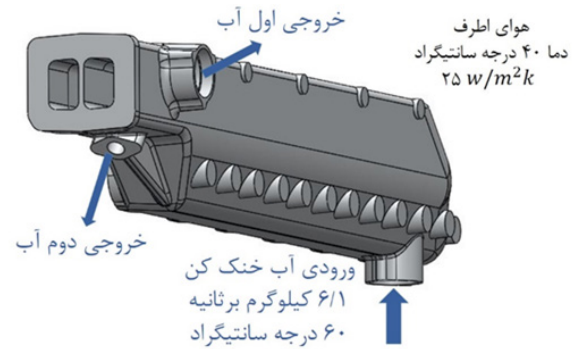


Fig. 6. The inlet and outlet of the cooling fluid to the manifold

شکل ۶: محل ورود و خروج سیال خنک کن به چندراهه

ورودی و خروجی سیال خنک کن به چندراهه را نشان می دهد. در داخل چند راهه سه ورودی اول به یکدیگر می پیوندند و خروجی سه سیلندر اول را تشکیل می دهند. این فرآیند برای سه سیلندر دوم نیز تکرار شد که در شکل ۷ به آن اشاره شده است.

برای شبکه بندی چندراهه که در شکل ۸ نشان داده شده است، با استفاده از نرم افزار ICEM-CFD و در نظر گرفتن چهار فاز مختلف برای سیال خنک کن، بدنه جامد، گازهای احتراقی سه سیلندر اول و سه سیلندر دوم اقدام به شبکه بندی دامنه حل شده است.

جهت بررسی استقلال اندازه شبکه بر روی جوابهای به دست آمده، دمای خروجی سیال خنک کن در چندین مرحله مورد ارزیابی قرار گرفت که در جدول ۱ قابل مشاهده است. بر این اساس شبکه بندی با حداکثر اندازه ۷ میلی متر مورد استفاده قرار گرفت. نتایج حاصل برای تحلیل به نرم افزار سی اف ایکس انتقال داده شد و با استفاده از روش RPI و با در نظر گرفتن نیروهایی از قبیل نیروی پسا، برا، گرانش، روغن کاری دیواره و نیروی پخش آشفته گی، اقدام به شبیه سازی جریان می شود. برای اغتشاش جریان از روش شبیه سازی آشفته گی-کی-اپسیلون استفاده شده است. انتقال حرارت پوسته بیرونی چندراهه با هوای اطراف در نظر گرفته شده است و اطلاعات ورودی متغیر برای حل غیر پایا، شامل دبی جرمی و دمای گازهای احتراقی در ورودی، بر اساس یک چرخه کامل موتور تنظیم شده است.

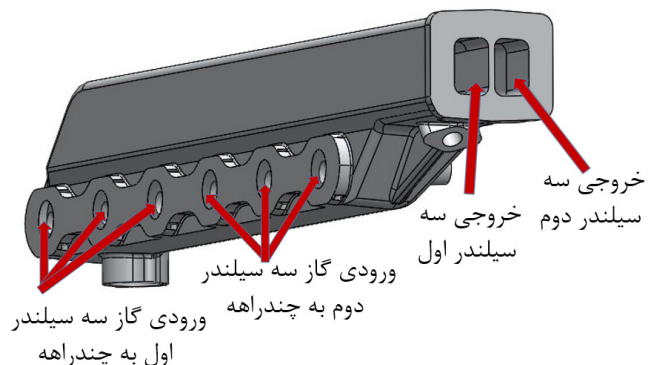


Fig. 7. The location of combustion gases entering and exiting in manifold

شکل ۷: محل ورود و خروج گازهای احتراقی به چند راهه

۵- نتایج

جدول ۳: ترتیب باز شدن سوپاپهای دود و رانش گازهای احتراقی به چندراهه. (X=سوپاپ باز، O=سوپاپ بسته)

Table 3.

چرخش میل لنگ (θ)	سیلندر ۲	سیلندر ۶	سیلندر ۳	سیلندر ۵	سیلندر ۱	سیلندر ۴
۳۰	×	۰	۰	۰	۰	×
۶۰	×	۰	۰	۰	۰	×
۹۰	×	۰	۰	۰	۰	×
۱۲۰	×	۰	۰	۰	۰	×
۱۵۰	۰	۰	۰	۰	×	×
۱۸۰	۰	۰	۰	۰	×	×
۲۱۰	۰	۰	۰	۰	×	×
۲۴۰	۰	۰	۰	۰	×	×
۲۷۰	۰	۰	۰	×	×	۰
۳۰۰	۰	۰	۰	×	×	۰
۳۳۰	۰	۰	۰	×	×	۰
۳۶۰	۰	۰	۰	×	×	۰
۳۹۰	۰	۰	×	×	۰	۰
۴۲۰	۰	۰	×	×	۰	۰
۴۵۰	۰	۰	×	×	۰	۰
۴۸۰	۰	۰	×	×	۰	۰
۵۱۰	۰	×	×	۰	۰	۰
۵۴۰	۰	×	×	۰	۰	۰
۵۷۰	۰	×	×	۰	۰	۰
۶۰۰	۰	×	×	۰	۰	۰
۶۳۰	×	×	۰	۰	۰	۰
۶۶۰	×	×	۰	۰	۰	۰
۶۹۰	×	×	۰	۰	۰	۰
۷۲۰	×	×	۰	۰	۰	۰

در سرعت دورانی ۲۶۰۰ دور بر دقیقه، یک چرخه کامل سیکل که شامل ۷۲۰ درجه دوران میل لنگ می باشد، ۰/۰۴۶۱۵ ثانیه زمان می برد. شکل ۹ خطوط جریان طی شده برای گازهای احتراقی را به عنوان مثال در زمان  $t=0/0.271$  ثانیه برای سه سیلندر اول به تصویر کشیده است. مطابق شکل ۹ گازهای احتراقی پس از باز شده مسیر دود، یک مسیر دایره ای را در طی عبور از چندراهه طی می نمایند که در این مسیر هسته داخلی جریان به علت نداشتن تماس زیاد با دیواره چند راهه، دارای بیشترین دما در طی عبور از این سطح جامد می باشد.

با انتخاب دو صفحه در میان چند راهه، ترتیب باز شدن مسیر دود و نحوه وارد شدن گازهای احتراقی بر اساس شماره ی سیلندر به چندراهه در یک سیکل کامل در شکل ۱۰ نشان داده شده است. از آنجا که هر کدام از سه سیلندر اول و دوم، خروجی جداگانه ای برای خود دارند، در هر لحظه دو مقطع متفاوت از چندراهه که شامل مسیرهای خروج گاز است به تصویر کشیده شده است.

ترتیب باز شدن ورودی های گاز به صورت ۲-۳-۴-۱-۵ می باشد که سیلندر چهارم به عنوان اولین ورودی در زاویه میل لنگ ۶۶ درجه، بیشترین دبی خود را وارد چندراهه می نماید. دیگر سیلندرها نیز بر اساس زوایای خاص میل لنگ، گازهای احتراقی را وارد چندراهه می کنند.

همان طور که مشاهده می شود، دمای گازهای ورودی به چندراهه در این دور موتور به علت پاشش زیاد سوخت برای رسیدن به قدرت بیشتر، بسیار بالاست. با بسته شدن هر سوپاپ رانش گاز درون چندراهه از سوی آن سیلندر متوقف می شود و با توجه به محل باز شدن سوپاپ بعدی، گازهای اندک باقی مانده از سیلندر قبلی، محبوس یا همراه جریان جدید به بیرون رانده می شوند. مشخصاً عبور گازهای احتراقی در دور موتورهای پایین تر، زمان بیشتری را طلب می کند اما ترتیب باز شدن سوپاپ های خروجی برای همه دور موتورها به شیوه ی ذکر شده در بالاست و بیان کردن آنها ضرورت خاصی ندارد و از آوردن شکل های آن ها چشم پوشی می کنیم.

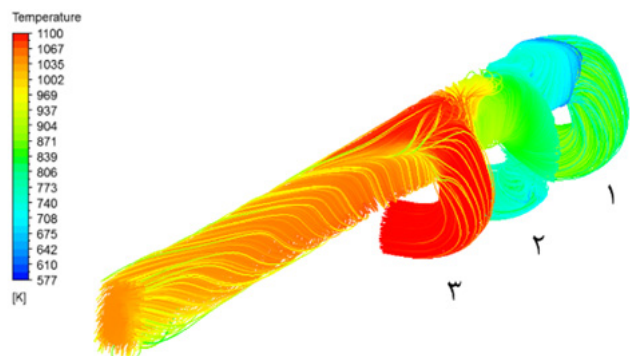


Fig. 9. The flow lines for the combustion gases outlet from the first three cylinders at  $t=0.271s$

شکل ۹: خطوط جریان طی شده برای گازهای احتراقی خروجی از سه سیلندر اول در  $t=0/0.271$  ثانیه

در شکل ۱۱ زیر خطوط جریانی که آب در مسیر خنک کاری خود از درون چند راهه در دور موتور ۲۶۰۰ دور بر دقیقه طی می کند، نشان داده شده است. بر این اساس حداکثر سرعت سیال خنک کن در ورودی و خروجی چندراهه به علت کوچک شدن فضای ورود و خروج جریان قابل مشاهده است. اطلاع داشتن از شیوه عبور سیال خنک کن درون هندسه، بدون شک کارایی بدنه طراحی شده در برداشت حرارتی را نمایان خواهد کرد.

با انتخاب چندین صفحه در میان چند راهه، همانند شکل ۱۲ و شکل ۱۳ دید بهتری از پراکندگی سرعت سیال خنک کن مشاهده می کنیم. در نواحی میانی و قسمت پایین آن، رکود در سرعت جریان آب دیده می شود. این رکود



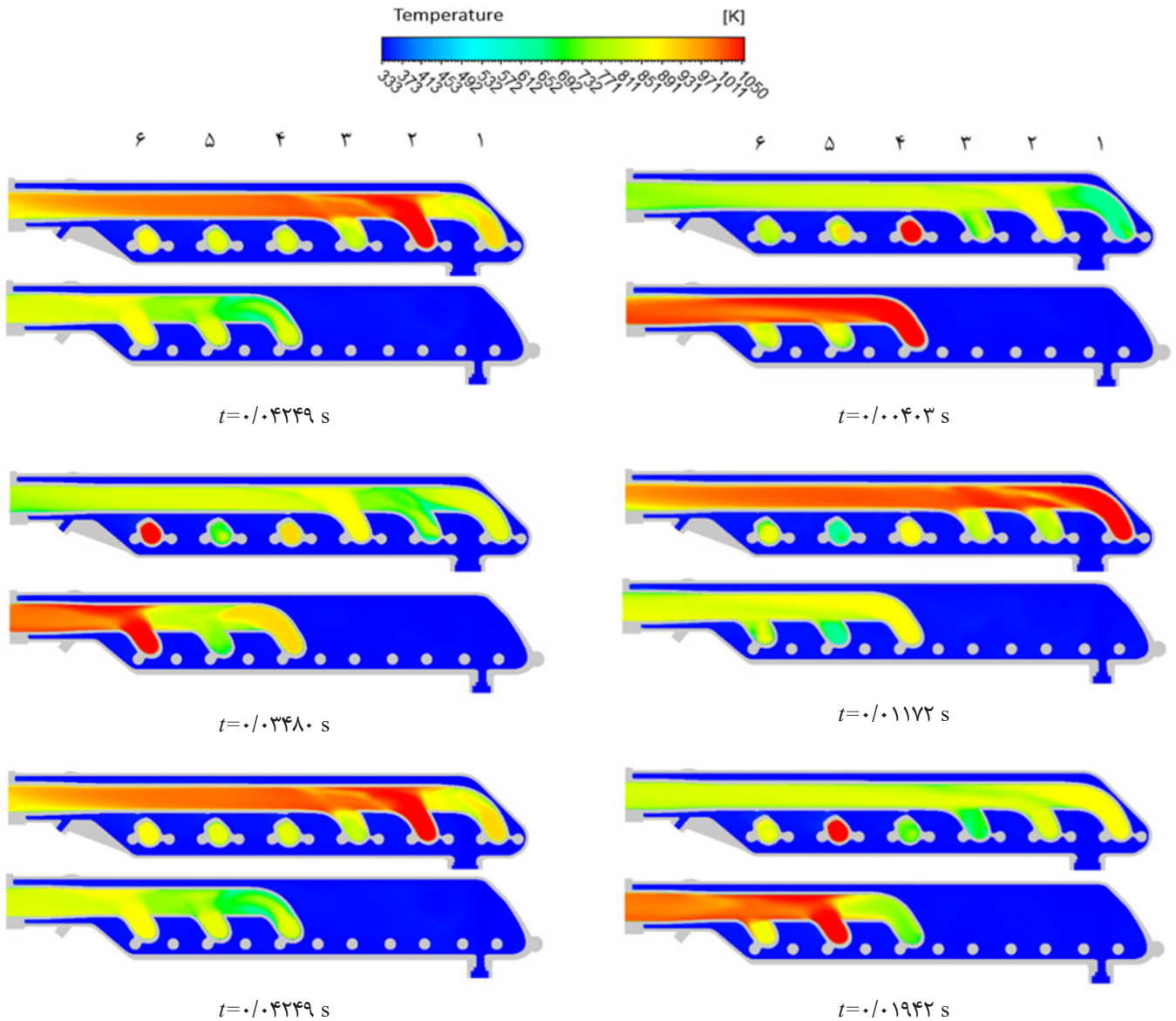


Fig. 10. The method of combustion of gases from manifolds

شکل ۱۰: شیوه عبور گازهای احتراقی از چندراهه

که سیال خنک کن به علت طراحی خاص راهگاه آب، توانایی عبور مناسب را ندارد، تجمع حبابها در آن نواحی به چشم می خورد. این تجمع در محل تکیه گاه های کناری چندراهه، در مقطع عرضی شماره ۵ در شکل ۱۴ به وضوح قابل مشاهده است.

همچنین با توجه به مقطع شماره ۳ در شکل ۱۴، در ورودی چندراهه، به خاطر دمای پایین و سرعت بالای سیال خنک کن، اجازه تشکیل حباب توسط این جریان داده نمی شود و بیشتر حبابها در قسمتهای انتهایی چندراهه پراکنده شده اند. مقایسه همزمان تغییرات سرعت و کسر حجمی بخار ایجاد شده درون چندراهه در شکل ۱۵، اثر رکود در سرعت سیال خنک کن بر تجمع بخار ایجاد شده را بهتر نمایان خواهد ساخت.

واحد صنعتی استفاده کننده از این چندراهه، دمای آب خروجی از چندراهه را در دور موتور ۲۶۰۰ دور بر دقیقه، ۸۰°C گزارش کرده است و نتایج حاصل

سرعت به علت تمایل بیشتر سیال خنک کن برای عبور از قسمت های بالایی بدنه و از روی کانال های خروجی دود با توجه به هندسه خاص چندراهه می باشد. همچنین وجود موانع در مسیر عبور آب در قسمت های میانی این امر را تقویت می کند.

لازم به ذکر است که توقف آب در نواحی نشان داده شده سبب افزایش زمان تماس با بدنه ی داغ چندراهه شده که با بالا بردن دمای آب یکی از عوامل ایجاد و تشدید پدیده جوشش به شمار می رود. شکل ۱۴ دوفازی شدن سیال خنک کن در طی عبور از چندراهه را به نمایش گذاشته است. نقاط شروع جوشش بیشتر در مکان هایی می باشد که به علت کاهش سرعت سیال خنک کن، زمان تماس آب با سطوح داغ افزایش یافته است. به علت اختلاف چگالی بین حباب های ایجاد شده و آب، حبابها به طرف بالا حرکت کرده و با همراهی توده سیال به سمت بیرون انتقال می یابند. در مناطقی

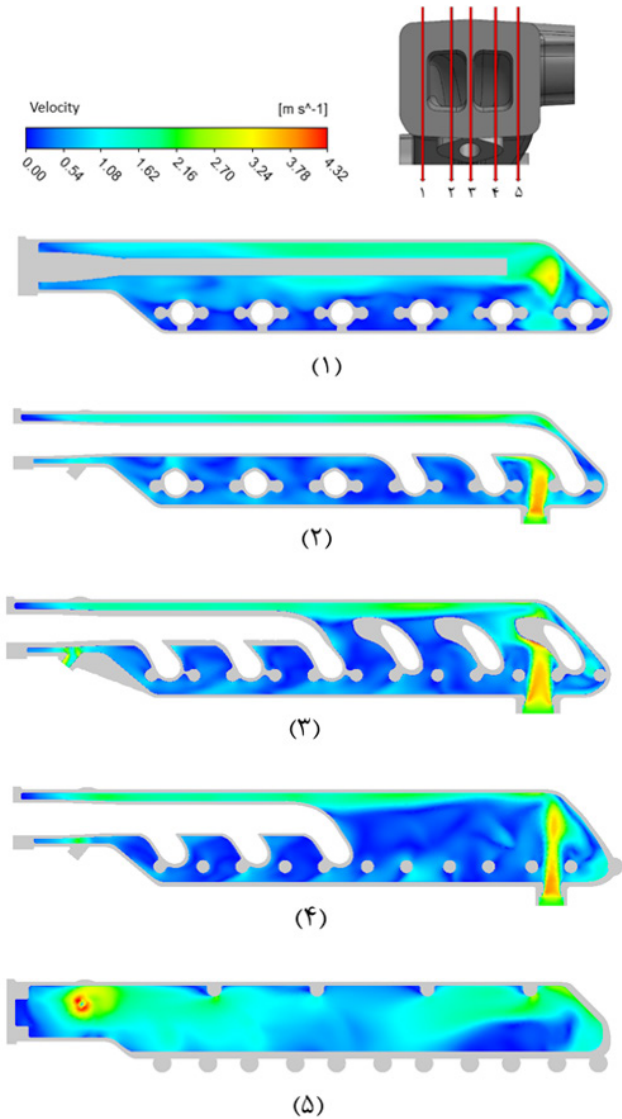


Fig. 13. Changes in coolant velocity at 5 different sections for a flow rate of 6.1 liters per second

شکل ۱۳: تغییرات سرعت سیال خنک کن در ۵ مقطع مختلف برای دبی ۶/۱ لیتر بر ثانیه

تغییرات دمای سیال خنک کن در شکل ۱۶ به تصویر کشیده شده است. توزیع فشار نسبی در مسیر عبور آب در شکل ۱۷ نشان داده شده است. بر این اساس مناطق پر فشار در بخش ورودی و در برخورد با پوسته بالایی چند راهه دیده می شود. حداقل فشار نیز در خروجی چند راهه و به علت تخلیه جریان به اتمسفر به دست آمده است.

از آن جا که سرعت دورانی موتور بسیار بالا بوده، تغییر فشار گازهای احتراقی عبوری بسیار ناپایدار است، از این رو برای یافتن دید مناسب از تغییرات فشار وارده از سوی گازهای احتراقی، فرض می کنیم تمام ورودی های گاز در چند راهه فعال هستند.

مطابق شکل ۱۸، فشار بالای گازهای احتراقی در ورود به چندراهه سبب شده تقریباً تمام فشار اعمالی به بدنه از سوی این گازها باشد و در مقابل آن فشار وارد شده از سوی سیال خنک کن قابل چشم پوشی می باشد.

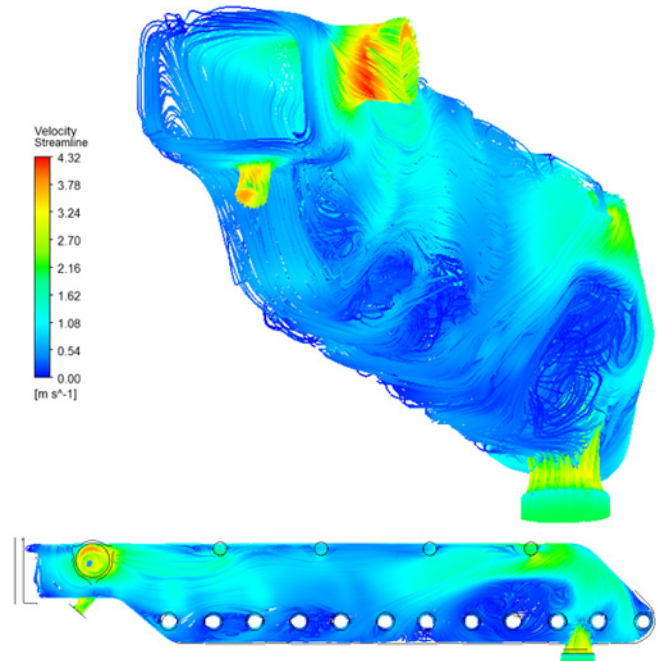


Fig. 11. Flow lines flowed by a coolant fluid with a flow rate of 1.6 liters per second from the side view

شکل ۱۱: خطوط جریان طی شده توسط سیال خنک کن با دبی ۱/۶ لیتر بر ثانیه از نمای کناری

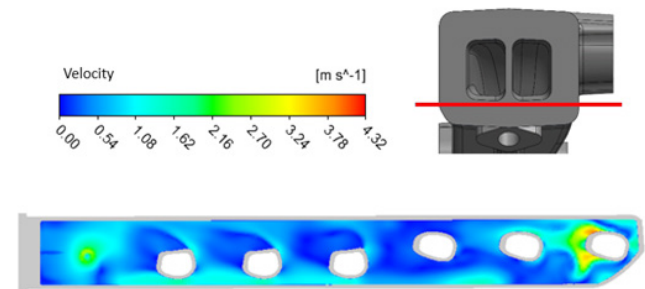


Fig. 12. Cooling speed variations in the middle of the manifold for 1.6 l/s in the top view

شکل ۱۲: تغییرات سرعت سال خنک کن در صفحه میانی چندراهه برای دبی ۶/۱ لیتر بر ثانیه در نمای از بالا

از شبیه سازی این دما را در حدود  $85^{\circ}\text{C}$  بیان می کند. این اختلاف دمای اندک می تواند به دلایل زیر رخ دهد:

۱. چشم پوشی از رسوب ایجاد شده در سطوح داخلی چندراهه که باعث ایجاد تغییر در دمای سیال خنک کن می شود.
۲. استفاده از خواص استاندارد برای چدن سیاه در بدنه چندراهه و امکان ایجاد اختلاف در بین این مقادیر با توجه به شرایط ساخت مدل اصلی.
۳. وجود خطا در تجهیزات اندازه گیری دمای سیال و خطای کاربر در ثبت داده ها.

در شکل زیر تغییرات دمای سیال خنک کن را در نواحی مختلف در طی عبور از چندراهه مشاهده می کنیم.

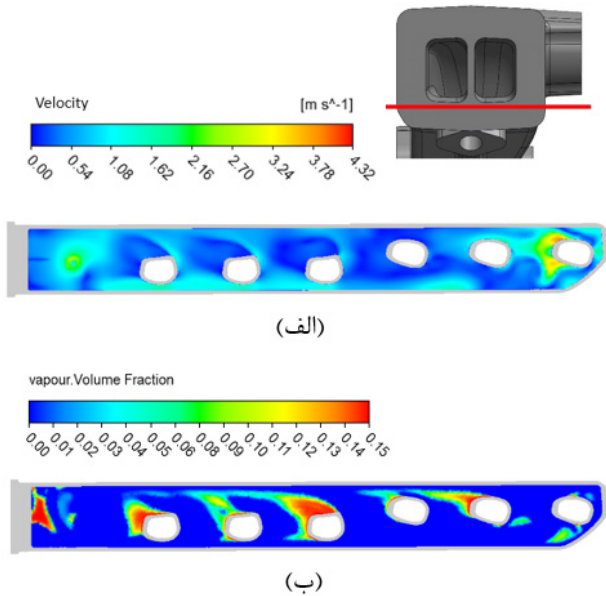


Fig. 15. Match the areas of vapor accumulation with stagnant areas at the coolant velocity. (A) changes in fluid velocity. (B) the vapor fraction created

شکل ۱۵: تطابق نواحی تجمع بخار با نواحی رکود در سرعت سیال خنک کن. (الف) تغییرات در سرعت سیال. (ب) کسر حجمی بخار ایجاد شده

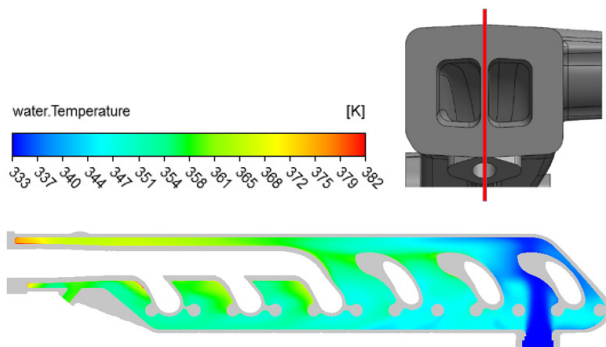


Fig. 16. Changes in water temperature through intersections with a flow rate of 1.6 liters per second and a 2600 rpm engine speed

شکل ۱۶: تغییرات دمای آب طی عبور از درون چندراهه با دبی ۶/۱ لیتر بر ثانیه و دور موتور ۲۶۰۰ دور بر دقیقه

است که سبب بالا رفتن اختلاف دمای آن با دیگر مناطق شده است. با مقایسه پراکندگی دما در حل تک فاز و دو فاز، مشخص شد که حداکثر دمای پوسته خارجی که در قسمت انتهایی چندراهه دیده می‌شود،  $33^{\circ}\text{C}$  پایین‌تر از حل تک فاز می‌باشد. این امر نشان دهنده فعال بودن شیوه‌های انتقال حرارتی است که برای پدیده جوشش در بخش مدل ریاضی بیان شد. در شکل ۲۱ تفاوت در پراکندگی دمایی با توجه به نوع حل جریان به تصویر کشیده شده است.

با توجه به نتایج در هر دو نوع حل، پوسته بیرونی چندراهه، تقریباً در سرتاسر هندسه به جز ورودی و خروجی گازهای احتراقی، دمایی کمی بیشتر از دمای سیال خنک‌کن را به خود اختصاص داده که این امر نشان از موفقیت

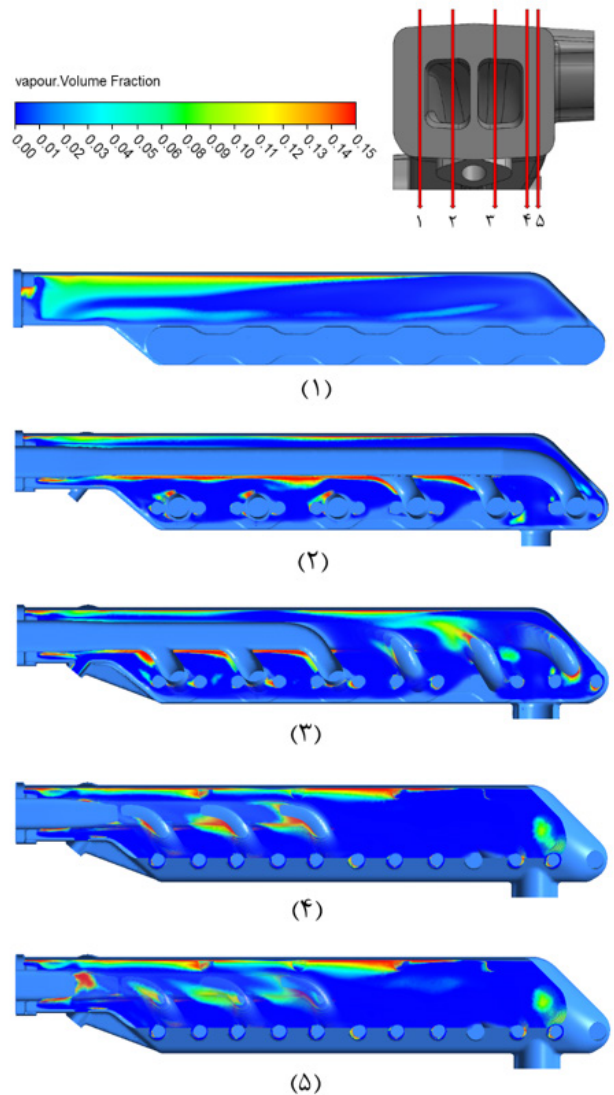


Fig. 14. Two phase cooling fluid in the discharge of 1.6 liters per second for a 2600 rpm engine speed

شکل ۱۴: دو فاز شدن سیال خنک‌کن در دبی ۶/۱ لیتر بر ثانیه برای دور موتور ۲۶۰۰ دور بر دقیقه

از مهم‌ترین اهدافی که در پی رسیدن به آنها بودیم، یافتن پراکندگی صحیح دما و اطلاع از مکان‌هایی با گرادیان دمایی بالا با توجه به چندفازی شدن جریان است. با توجه به شکل ۲۰، پوسته بیرونی چندراهه در اکثر نقاط خود به جز ورودی و خروجی گازهای احتراقی، دمای سیال خنک‌کن را تجربه می‌کند. این اختلاف دمای زیاد بین قسمت‌های مختلف بدنه، بدون شک تنش حرارتی زیادی را به بدنه تحمیل می‌کند. از این رو ناحیه خروجی گازهای احتراقی، مکانی با گرادیان دمایی بالاست که به علت شرایط خاص جریان‌های عبوری، برداشت حرارتی مناسبی از آن به عمل نمی‌آید.

برداشت حرارتی نامناسب از قسمت انتهایی به دلیل پیوستن دو مسیر اصلی خروجی گازهای احتراقی به یکدیگر و عدم راه یافتن سیال خنک‌کن در این ناحیه می‌باشد که در شکل ۲۰ این موارد قابل مشاهده هستند. در واقع تنها شیوه انتقال حرارت در این ناحیه با دیگر نواحی انتقال حرارت هدایت

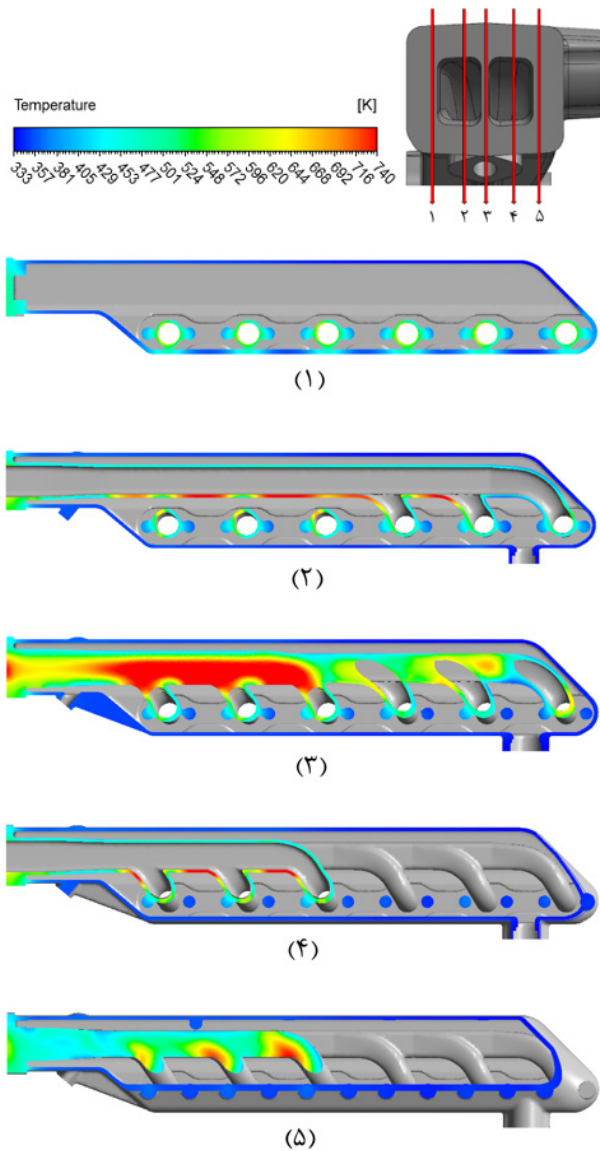


Fig. 19. body temperature variations in five different stages for maximum motor performance

شکل ۱۹: تغییرات دمای بدنه‌ی چندراهه در پنج مقطع مختلف برای کارکرد حداکثری موتور

۱- محل برخورد سیال خنک کن با خروجی سیلندر اول: مطابق شکل ۲۳، پس از ورود سیال خنک کن به چندراهه، با برخورد این توده جریان به خروجی سیلندر اول که بر سر راه ورود آن قرار دارد، برداشت حرارتی زیادی را در این ناحیه شاهد هستیم. اما این برداشت حرارتی در تمام مسیر خروجی سیلندر اول مشاهده نمی‌شود، به طوری که در کنار این ناحیه، دمای پوسته راهگاه به علت خروج گازهای احتراقی بسیار بالا رفته است. قرار گرفتن این دو نقطه با فاصله کم از یکدیگر، اختلاف دمای بالایی را ایجاد می‌کند. این در حالی است که اگر اثرات فرسایش ناشی از برخورد مستقیم توده سیال به این منطقه نیز در نظر گرفته شود، این ناحیه به عنوان بخشی حساس از راهگاه خروجی گازهای احتراقی معرفی خواهد شد.

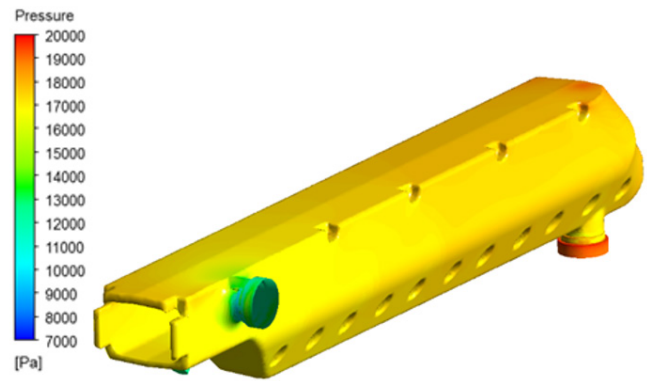


Fig. 17. Relative pressure dispersion due to cool fluid inlet

شکل ۱۷: پراکندگی فشار نسبی بر اثر ورود سیال خنک کن

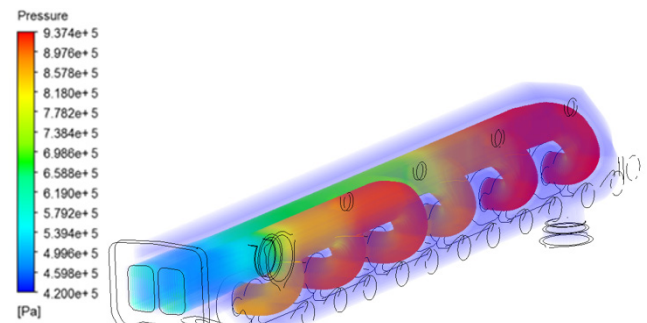


Fig. 18. Pressure dispersion for six combustion gases

شکل ۱۸: پراکندگی فشار برای شش مسیر خروجی گازهای احتراقی

جریان خنک کاری در پایین آوردن دمای قسمت‌های قابل دسترس بدنه در موتورخانه است. همچنین این تفاوت در حل تک فاز و دو فاز را در تغییرات دمای سیال خنک کن نیز شاهد هستیم. با در نظر گرفتن حرارت مورد نیاز برای تبخیر و سرد کردن ناگهانی، شار حرارتی بیشتری نسبت به حل تک فاز به سیال خنک کن انتقال داده می‌شود. این شار حرارتی بیشتر، در کنار کاهش دمای بدنه چندراهه که در قسمت قبل به آن اشاره شد، افزایش دمای سیال خنک کن را همراه خواهد داشت.

با پیش روی در روند افزایش دما، نقش حرارت انتقال داده شده به سیال خنک کن توسط شیوه انتقال حرارت سرد کردن ناگهانی، در کنار انتقال حرارت جابه‌جایی بسیار مهم خواهد بود. عدم پیش‌بینی این نوع انتقال حرارت در حل تک فاز سبب ایجاد اختلاف دمای ۱۵ درجه‌ای دمای آب خروجی با حل دو فاز می‌شود. در شکل زیر تغییرات دمای سیال با توجه به نوع حل آورده شده است.

با بررسی‌های صورت گرفته و نتایج بیان شده از پراکندگی دمایی در کارکرد حداکثری موتور، دو ناحیه به علت داشتن اختلاف دمایی بالا، به عنوان مناطق حساس نمایان شده‌اند که در اینجا به معرفی این دو ناحیه می‌پردازیم:

## 1 Quenching

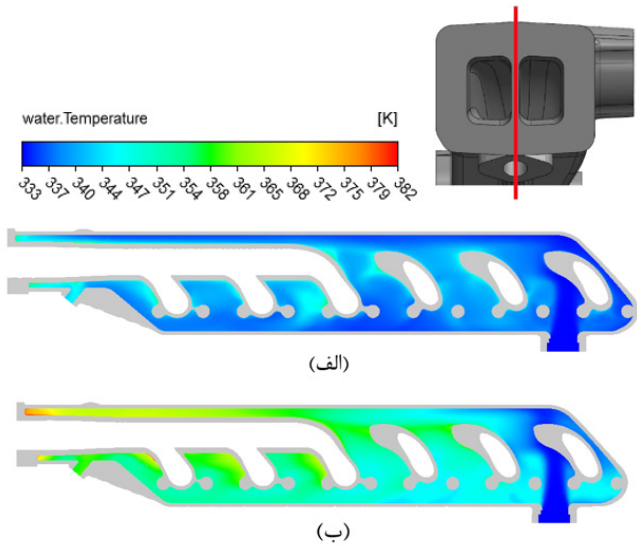


Fig. 22. Change in water temperature through the intersections of manifolds with a flow rate of 6.1 liters per second. (A) single-phase solution, (b) solving two-phase

شکل ۲۲: تغییر دمای آب طی عبور از درون چندراهه با دبی ۶/۱ لیتر بر ثانیه. (الف) حل تک فاز، (ب) حل دو فاز

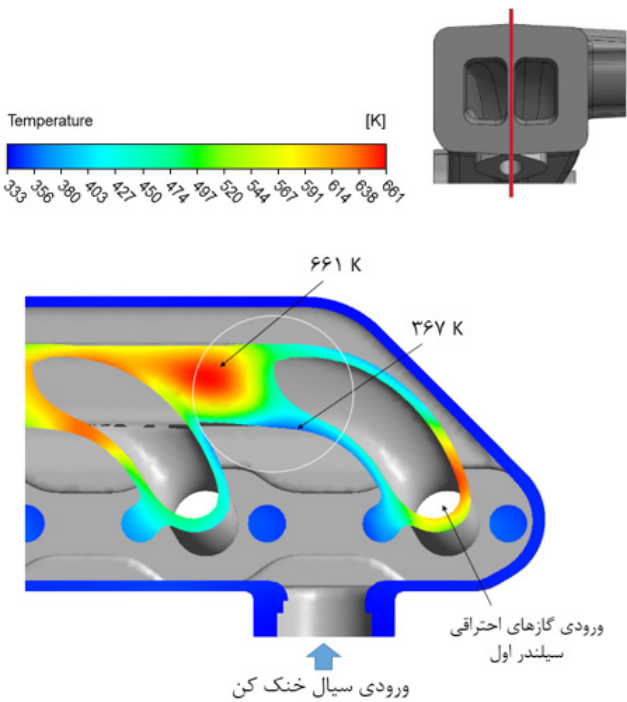


Fig. 23. Investigate changes in the internal shell temperature in the manifold entrance

شکل ۲۳: بررسی تغییرات دمای پوسته داخلی در ورودی چندراهه

این برخورد از بار حرارتی این مسیر خواهد کاست. اما با رسیدن به انتهای چندراهه، دیگر مکانی برای راه یافتن سیال خنک کن برای برداشت حرارتی وجود ندارد و تبادل حرارت از این ناحیه صرفاً به وسیله انتقال حرارت هدایت با نواحی خنک تر پوسته صورت می‌پذیرد. قرار گرفتن ناحیه‌ای که توانایی انتقال حرارت مستقیم با سیال خنک کن را ندارد در کنار مکان‌هایی که دمایی

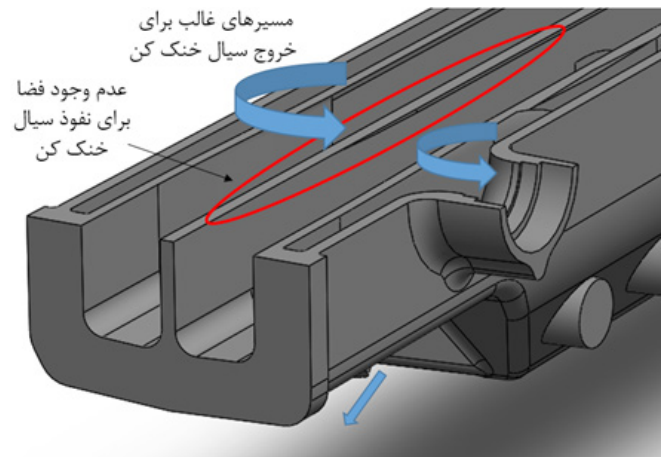


Fig. 20. The lack of space to penetrate the coolant fluid in the cut out view of the manifold

شکل ۲۰: عدم وجود فضا برای نفوذ سیال خنک کن در نمای برش خورده از انتهای چندراهه

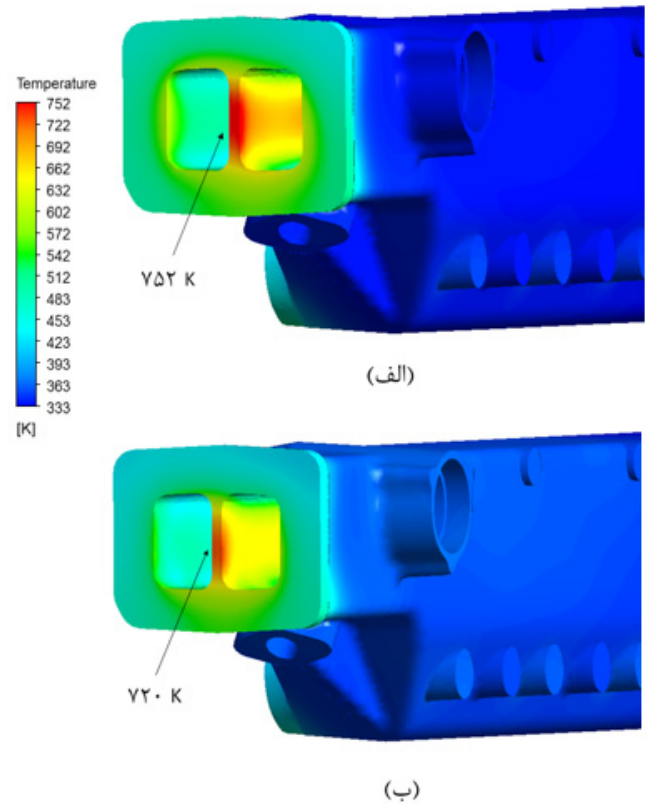
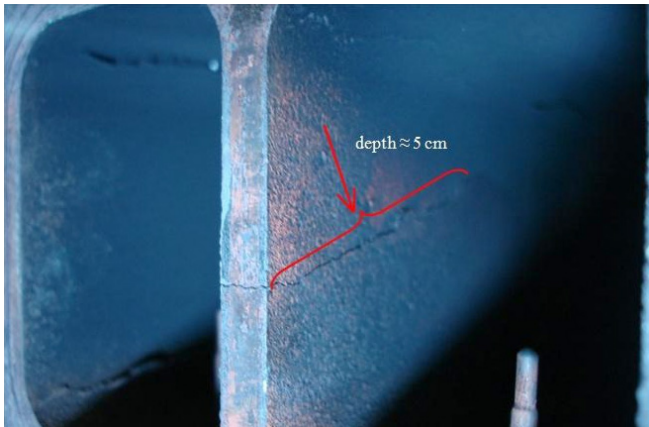


Fig. 21. Comparison of temperature changes at the end of the manifold. (A) solving a single phase. (B) solving two phases

شکل ۲۱: مقایسه تغییرات دما در انتهای چندراهه. (الف) حل تک فاز، (ب) حل دو فاز

۲- محل خروج گازهای از انتهای چندراهه:

در انتهای چندراهه، به دلیل راه نیافتن سیال خنک کن بین دو مسیر مجزای خروجی گازهای احتراقی، برداشت حرارتی مناسبی از این ناحیه صورت نمی‌پذیرد. با پیشروی در این ناحیه و رسیدن به محل خروجی سیال خنک کن، شاهد برخورد عمودی آب به پوسته بیرونی راهگاه هستیم.



(الف)

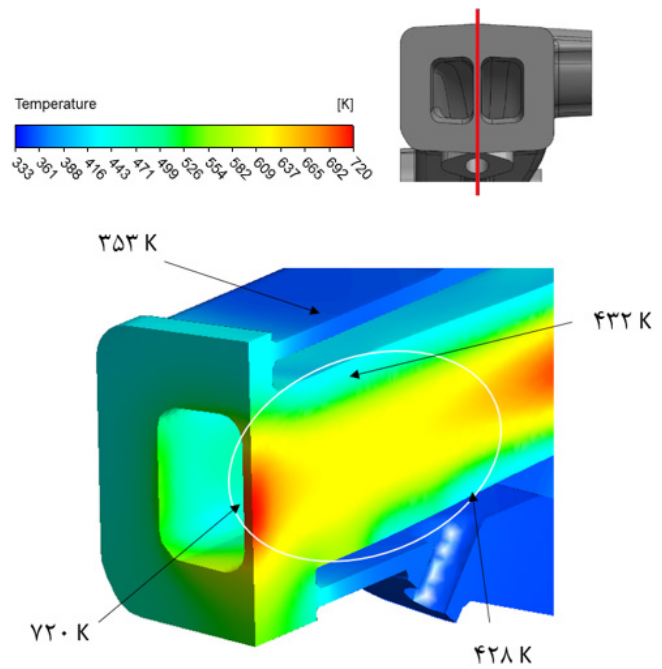
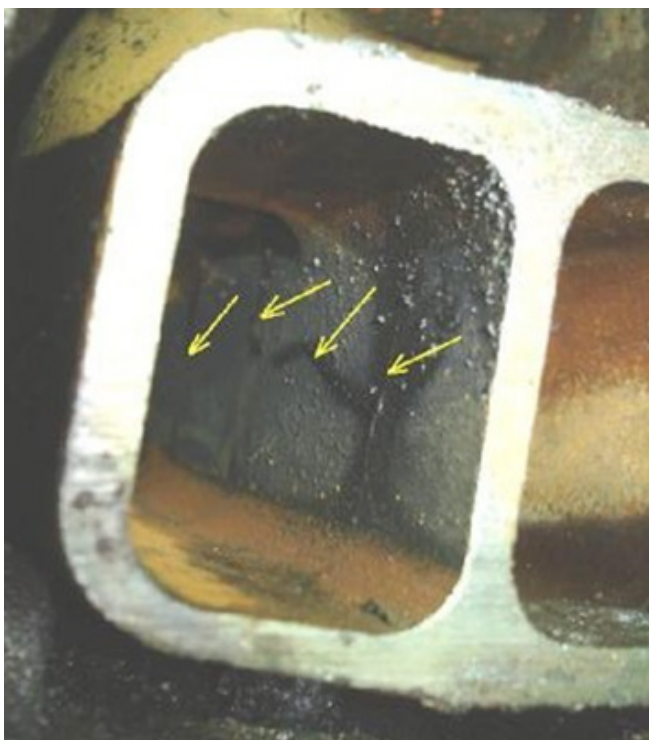


Fig. 24. Check temperature changes at the end of the manhole as a critical location

شکل ۲۴: بررسی تغییرات دما در انتهای چندراهه به عنوان مکان بحرانی

پایین تر و حتی دمایی نزدیک دمای سیال خنک کن را تجربه می‌کنند، این منطقه را نیز به عنوان یک منطقه حساس از لحاظ پراکندگی دمایی معرفی می‌نماید. این تغییرات در شکل ۲۴ به تصویر کشیده شده است.

به استناد گزارش‌های ارائه شده از واحد صنعتی استفاده کننده از این چندراهه، ایجاد ترک در یکی از دو ناحیه‌ای که به عنوان مکان‌های بحرانی مطرح شدند، در چندین مورد مشاهده گردید. در شکل ۲۵ در دو نمونه مختلف، این ترک در انتهای چندراهه مشاهده شده است که تأییدی بر حساس بودن این منطقه تحت شرایط کاری تجربی و کیفیت جواب‌های ارائه شده در این پژوهش می‌باشد.



(ب)

Fig. 25. Cracks created from empirical studies obtained at the end of the manifold in two different cases

شکل ۲۵: ترک‌های ایجاد شده از بررسی‌های تجربی به دست آمده در انتهای چندراهه در دو مورد مختلف

یافتن قطر حباب‌های جدا شده، روش قابل اتکا برای یافتن کسر حجمی بخار در مناطق مختلف هندسه با توجه به شرایط کاری فشار پایین آن می‌باشد.

۲. در مناطق میانی چندراهه به علت هندسه خاص راهگاه آب، سرعت سیال خنک‌کن کاهش یافته و با بالا بردن زمان تماس سیال خنک‌کن و سطوح داغ جامد، پدیده جوشش تشدید پیدا می‌کند.

۳. فشار وارده به چندراهه تقریباً به طور کامل از سوی گازهای احتراقی می‌باشد و در مقابل آن فشار وارد شده به بدنه از سوی

## ۶- نتیجه‌گیری

بهره‌گیری از روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی راهکاری قابل اعتماد برای یافتن شرایط جریان‌های عبوری در کاربردهای صنعتی به شمار می‌رود. استفاده از این روش به طراحان این امکان را می‌دهد که با تکیه بر این نتایج در مسیر ساخت و توسعه تجهیزات صنعتی با راندمان کاری بالا، بدون صرف هزینه‌های گزاف ساخت و آزمایش مدل‌های گوناگون قدم بردارند. در این پژوهش با بکارگیری این قوانین و استفاده از روش‌های محاسباتی گوناگون از جمله روش جداساز RPI، اقدام به شبیه‌سازی اثرات عبور جریان شده است. تحلیل سه بعدی جریان‌های عبوری از چندراهه دود موتور شش سیلندر دیزل با استفاده از نرم‌افزار انسیس سی‌اف‌ایکس صورت گرفت که مهمترین نتایج به دست آمده بر این قرار است:

۱. استفاده از روش جداساز RPI به همراه مدل پیشنهادی اونال برای

لزجت سینماتیکی، $m^2/s$	$\nu$
کشش سطحی، $N/m^2$	$\sigma$
<b>زیرنویس</b>	
مایع	$l$
بخار	$g$
دیوار	$w$

### منابع

- [1] K.K. Katta, *Phase change cooling applications: Engine cooling*, The University of Texas at El Paso, 2008.
- [2] R. Hemmat Khanlou, A. Mohammadi, S. Jazayeri, M.J.T.J.o.E.R. Yaghoubi, Simulation of heat transfer considering boiling phenomenon in cooling passage of turbo-charged national engine, 29(29) (2013) 3-14.
- [3] A.K. Sadaghiani, A.J.I.J.o.T.S. Koşar, Numerical investigations on the effect of fin shape and surface roughness on hydrothermal characteristics of slip flows in microchannels with pin fins, 124 (2018) 375-386.
- [4] H.-T. Chen, W.-L.J.I.J.o.H. Hsu, M. Transfer, Estimation of heat-transfer characteristics on a vertical annular circular fin of finned-tube heat exchangers in forced convection, 51(7-8) (2008) 1920-1932.
- [5] F. Dong, Q. Fan, Y. Cai, S. Jiang, C. Guo, W. Norihiko, W.-T. Lee, Numerical simulation of boiling heat transfer in water jacket of DI engine, 0148-7191, *SAE Technical Paper*, 2010.
- [6] T. Bo, CFD homogeneous mixing flow modelling to simulate subcooled nucleate boiling flow, 0148-7191, *SAE Technical Paper*, 2004.
- [7] K. Robinson, *IC engine coolant heat transfer studies*, University of Bath, 2001.
- [8] O. Zeitoun, M.J.J.o.H.T. Shoukri, Bubble behavior and mean diameter in subcooled flow boiling, 118(1) (1996) 110-116.
- [9] W. Idsinga, N. Todreas, R.J.I.J.o.M.F. Bowring, An assessment of two-phase pressure drop correlations for steam-water systems, 3(5) (1977) 401-413.
- [10] N.J.A.P.N.H.T.C.M. Kurul, Minnesota, USA,, On the modeling of multidimensional effects in boiling channels, (1991).
- [11] B. Končar, I. Kljenak, B.J.I.J.o.H. Mavko, M. Transfer, Modelling of local two-phase flow parameters in upward subcooled flow boiling at low pressure, 47(6-7) (2004) 1499-1513.
- [12] E. Krepper, B. Končar, Y.J.N.E. Egorov, Design, CFD modelling of subcooled boiling—concept, validation and

سیال خنک‌کن قابل چشم‌پوشی است.

۴. حداکثر دما در پوسته خارجی چند راهه در قسمت انتهایی آن و در ناحیه‌ای که دو راهگاه دود به یکدیگر می‌پیوندند دیده می‌شود. اختلاف دمای زیاد این منطقه با دیگر قسمت‌های بدنه، این ناحیه را به عنوان یک ناحیه بحرانی از نظر تمرکز دمایی معرفی می‌کند.

۵. استفاده از خواص جریان دوفازی در شبیه‌سازی سبب شد حداکثر دمای پوسته بیرونی،  $32^{\circ}C$  پایین‌تر از زمانی که با فرض جریان تک فاز چندراهه را تحلیل نموده‌ایم به دست آید. همچنین با در نظر گرفتن این پدیده دمای سیال خنک‌کن  $15^{\circ}C$  بیشتر از حل تک فاز مشاهده شد که با نتایج تجربی تطابق مناسبی دارد.

۶. با تحلیل نتایج به دست آمده، دو ناحیه از چندراهه به عنوان مناطقی حساس از نظر پراکندگی دمایی و شرایط عبور جریان معرفی شدند. تطابق محل ترک رخ داده در چندین مورد تجربی با این نواحی نشان از صحت و کیفیت جواب‌های به دست آمده دارد.

### فهرست علائم

$A_{lp}$	سطح تحت تأثیر انتقال حرارت جابجایی، $m^2$
$A_{bub}$	سطح تحت تأثیر انتقال حرارت به حباب، $m^2$
$C_{bw}$	ضریب جدایش حباب
$d_b$	قطر حباب، m
$d_{bw}$	قطر جدایش حباب، m
$Nu_b$	عدد ناسلت حباب
$N_a$	چگالی مکان‌های هسته‌زایی
$pr_l$	عدد پرائنتل مایع
$q_{lp}$	انتقال حرارت به وسیله‌ی جابجایی، W
$q_e$	انتقال حرارت به وسیله‌ی تبخیر، W
$q_Q$	انتقال حرارت به وسیله حباب، W
$q_w$	شار حرارتی دیواره، $W/m^2$
$Q_{lg}$	نرخ انتقال حرارت بین فازی، $W/m^2$
$Re_b$	عدد رینولدز حباب
$St$	عدد استانتون
$u$	سرعت، m/s

### علامت یونانی

$\rho$	چگالی، $kg/m^3$
$\varepsilon$	نرخ پراکندگی گردابه
$\Gamma$	نرخ تغییرات بین فازی
$\mu$	لزجت دینامیکی، $kg/m.s$

- two-phase flow characteristics of subcooled boiling in IC engine cooling passages using a new 3D two-fluid model, *Applied Thermal Engineering*, 90 (2015) 648-663.
- [19] E. Chen, Y. Li, X. Cheng, L.J.N.E. Wang, Design, Modeling of low-pressure subcooled boiling flow of water via the homogeneous MUSIG approach, 239(10) (2009) 1733-1743.
- [20] W.J.P.Z. Fritz, Berechnung des maximalvolumes von dampfblasen, 36 (1935) 379-384.
- [21] T. Lee, G. Park, D. Lee, Local flow characteristics of subcooled boiling flow of water in a vertical concentric annulus, *International Journal of Multiphase Flow*, 28(8) (2002) 1351-1368.
- [22] G.-x. Li, S. Fu, Y. Liu, Y. Liu, S.-z. Bai, L. Cheng, A homogeneous flow model for boiling heat transfer calculation based on single phase flow, *Energy Conversion Management*, 50(7) (2009) 1862-1868.
- [23] S. Antal, R. Lahey Jr, J. Flaherty, Analysis of phase distribution in fully developed laminar bubbly two-phase flow, *International Journal of Multiphase Flow*, 17(5) (1991) 635-652.
- application to fuel assembly design, 237(7) (2007) 716-731.
- [13] V. Tolubinsky, D. Kostanchuk, Vapour bubbles growth rate and heat transfer intensity at subcooled water boiling, in: *International Heat Transfer Conference 4*, Begel House Inc., 1970.
- [14] H.J.I.J.o.H. Ünal, M. Transfer, Maximum bubble diameter, maximum bubble-growth time and bubble-growth rate during the subcooled nucleate flow boiling of water up to 17.7 MN/m<sup>2</sup>, 19(6) (1976) 643-649.
- [15] O. Zeitoun, M.J.I.j.o.h. Shoukri, m. transfer, Axial void fraction profile in low pressure subcooled flow boiling, 40(4) (1997) 869-879.
- [16] M.D. Bartel, Experimental investigation of subcooled boiling, 1999.
- [17] V. Prodanovic, D. Fraser, M. Salcudean, Bubble behavior in subcooled flow boiling of water at low pressures and low flow rates, *International Journal of Multiphase Flow*, 28(1) (2002) 1-19.
- [18] S. Hua, R. Huang, P. Zhou, Numerical investigation of

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

M. R. Assari, S. Adeli, P. Nikandish, Thermal Analysis for Diesel Engine Exhaust Manifold with Regard to the Boiling Phenomenon and Compared with Experimental Results, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 50(4) (2018) 711-726.  
DOI: 10.22060/mej.2016.786

