



شبیه‌سازی جوشش جریانی مادون سرد راهگاه خنک کاری موتورهای احتراق داخلی از طریق مدل‌سازی عددی درون یک کانال با گرمایش نقطه‌ای

امین شاکری^۱، علی کشاورز^۲، علی قاسمیان^{۳*}، فرانک مرادی^۴

^۱ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، mn.shakery@gmail.com

^۲ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، keshavarz@kntu.ac.ir

^۳ دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران، qasemian@iust.ac.ir

^۴ دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران، faranakmoradi72@gmail.com

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۰ بهمن ۱۳۹۷

پذیرش: ۱۷ فروردین ۱۳۹۸

کلیدواژه‌ها:

انتقال حرارت

موتورهای احتراق داخلی

جوشش جریانی مادون سرد

راهگاه خنک کاری

انتقال حرارت جوششی همواره بعنوان یکی از راهکارهای مهم در افزایش انتقال حرارت بین سیال و سطوح جامد مطرح بوده است. جوشش جریانی مادون سرد یکی از مکانیزم‌های انتقال حرارت با حجم انتقال حرارت بسیار بالا در راهگاه خنک کاری موتورهای احتراق داخلی می‌باشد. در این پژوهش سعی بر آن است تا به مدل سازی جوشش مادون سرد در هندسه مشابه با کانال آب درون موتور احتراق داخلی در یک نرم افزار تجاری پرداخته شود. هندسه مورد استفاده بر اساس کار آزمایشگاهی صورت گرفته در پژوهش‌های پیشین، به صورت یک کانال با سطح مقطع مستطیل و یک نقطه داغ در کف کانال در نظر گرفته شد، هندسه مورد استفاده در این پژوهش که جنبه اصلی نوآوری این پژوهش می‌باشد به گونه ای مدل شده است که قادر باشد از نظر پدیده جوشش، اتفاق مشابه درون راهگاه را شبیه‌سازی کند مدل‌های مورد نیاز برای مدل سازی جریان جوشش مادون سرد با استفاده از پژوهش‌های پیشین استخراج و درون نرم افزار تجاری جایگذاری شد. نتایج به دست آمده پس از صحت‌سنجی در هندسه نهایی جایگذاری شد. نتایج نشان داد که با افزایش سرعت، تاثیر زبری کمتر شده و مقادیر عددی به مقادیر عملی نزدیک می‌شوند. همچنین با گذر دمای سطح از دمای اشباع میزان انتقال حرارت توسط این مکانیزم افزایش چشمگیری داشت.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

مقدمه

در دهه‌های اخیر پیشرفت تکنولوژی و کوچک شدن اندازه موتورهای احتراق داخلی از یک سو و افزایش توان خروجی آنها از سوی دیگر لزوم دفع حرارت بهتر را بیش از پیش بعنوان یک مسأله پیش روی محققان قرار داده است. یکی از راهکارهای مطرح شده برای این موضوع استفاده از پتانسیلهای جوشش برای افزایش انتقال حرارت است.

فرآیند تغییر فاز مایع به گاز بر روی سطح تماس بین سطح جامد و مایع جوشش نام دارد. این فرآیند در زمره فرآیندهای انتقال حرارت جابه‌جایی دسته بندی می‌شود. یکی از مشخصات اصلی این فرآیند انتقال بسیار زیاد حرارت در دمای ثابت می‌باشد. در جوشش مادون سرد دمای حجم سیال از دمای اشباع در فشار مورد نظر کمتر بوده و حباب بر روی دیواره تشکیل و ممکن است در مرکز جریان از بین برود [۱]. نوکیاما [۲] در مقاله‌ای در سال ۱۹۳۴ منحنی جوشش دما بر حسب میزان شار حرارت تزریق شده به مفتول پلاتینی را رسم نمود، که آغازگر راه بسیاری از پژوهش‌گران در زمینه جوشش می‌باشد. همچنین وی در پژوهش خود به معرفی شار حرارت نهایی نیز پرداخت. انگلرت و نیلاند [۳] اولین تلاش‌ها برای مدل‌سازی جریان جوشش را انجام دادند پاسخ‌های بدست آمده با آزمایش‌های عملی مقایسه شدند و نتایج قابل قبولی بدست آمد. کرپر و همکاران [۴] به مدل‌سازی عددی جوشش جریانی مادون سرد پرداختند. برای این کار آن‌ها از نرم افزار تجاری CFX استفاده نمودند. آن‌ها نشان دادند که کد تجاری مد نظر می‌تواند نسبت حجم بخار متوسط را در مقاطع عرضی مساله لوله عمودی به خوبی محاسبه کند و این امر را با استفاده از تطابق خوب نتایج با نتایج عملی ثابت کردند.

عابدینی و همکاران [۵] در سال ۲۰۱۳ به بررسی عددی جوشش جریانی مادون سرد نانو سیال‌ها پرداختند. پژوهش عددی انجام شده تطابق خوبی با کارهای عملی انجام شده توسط پژوهشگران گذشته بر روی آب خالص و نانو سیال‌ها داشت. به خوبی مشاهده شد که میزان ضریب انتقال حرارت در درون نانو سیال‌ها بالاتر از سیال پایه به تنهایی است. ستوده و همکاران [۶] در سال ۲۰۱۵ به بررسی آزمایشگاهی جوشش مادون سرد نانو سیال آب و آلومینا در داخل یک کانال با گرمایش نقطه‌ای پرداختند. در این پژوهش عملی جوشش جریانی مادون سرد نانو سیال آلومینا و آب با درصد حجمی ۰.۲۵ درصد در طول یک کانال به همراه یک نقطه گرم بررسی می‌شود. هدف از انتخاب این هندسه برای آزمایش عملی، ایجاد شباهت بین این آزمایش و مسیر عبور جریان آب از درون موتور احتراق داخلی است. ولیزاده و شمس [۷] در سال ۲۰۱۵ به بررسی عددی جوشش

عددی نانو سیال با پایه آب به روش سه فازی اولر- اولر و اولر- لاگراژ پرداخت. در قدم اول جوشش جریانی با استفاده از دیدگاه اولری مورد بررسی قرار گرفت و پس از صحت سنجی با نتایج عملی تطابق خوبی داشت. سلیمانی و کشاورز [۸] در سال ۲۰۱۶ به بررسی تجربی میزان انتقال حرارت برای جوشش جریانی مادون سرد به همراه گرمایش نقطه‌ای پرداختند. آن‌ها تاثیر میزان سرعت جریان، اضافه کردن نانو ذره‌ها، مشخصات سطح، از جمله زبری، جنس و هندسه سطح را در جریان جوشش مادون سرد به صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند.

در موتورهای احتراق داخلی به دلیل وجود شار حرارتی بسیار بالا بر روی نقاط بالای محفظه احتراق پدیده جوشش بر روی نقاط خاصی در محفظه سر سیلندر اتفاق می‌افتد. این پدیده در حالی اتفاق می‌افتد که دمای حجم سیال منتقل شده در محفظه سر سیلندر از دمای اشباع در فشار سیال پایین‌تر می‌باشد. هووا و همکاران [۹] به بررسی پدیده جوشش جریانی در سر سیلندر یک موتور احتراق داخلی با هندسه واقعی پرداختند.

در دو دهه اخیر برای افزایش انتقال حرارت افزودنی مختلفی به سیال عامل در فرآیندهای خنک سازی اضافه شده است. که با تغییر خواص سیال عامل در جهت بهتر شدن انتقال حرارت عمل می‌نمایند، در این بین نانو ذرات به دلیل خواص ویژه از اهمیت خاصی برخوردار هستند. با ترکیب نانو ذرات با سیال عامل میزان رسانایی سیال عامل افزایش پیدا می‌کند، از طرفی به دلیل اینکه این ذرات در داخل محیط حرکت تصادفی دارند موجب افزایش انتقال حرارت در محیط خواهند شد. در سال ۱۹۹۵ چویی [۱۰] به بیان این ایده پرداخت که با افزودن نانو ذرات به سیال پایه همچون آب می‌توان میزان رسانایی حرارتی آن را به شدت افزایش داد. لی و همکاران [۱۱] در سال ۱۹۹۹ به بررسی میزان رسانایی گرمایی تعدادی از نانو سیالات که در آن‌ها از نانو ذرات اکسید فلزات استفاده شده بود پرداختند. بونگیورنو [۱۲] در سال ۲۰۰۶ به بررسی فرضیات پژوهشگران گذشته در زمینه نانو سیالات پرداخت و نتیجه گیری کرد که هفت مکانیزم مختلف برای حرکت ذرات در درون سیال وجود دارد، که عبارتند از اینرسی^۱، حرکت براونین^۲، ترموفورسیس^۳، دیفیوزوفورسیس^۴، مگنوس^۵، کاهش سیال^۶ و جاذبه. که از این هفت مکانیزم مختلف تنها حرکت براونین و ترموفورسیس مکانیزم‌های مهم این مساله هستند.

در پژوهش حاضر سعی بر آن است تا با استفاده از نرم افزارهای تجاری موجود به مدلسازی جوشش جریانی در درون یک کانال با گرمایش نقطه‌ای بپردازیم. این کار مدلسازی عددی بخشی از پژوهش انجام شده توسط قاسمیان و همکاران [۱۳] و همچنین سلیمانی و

⁴ Diffusiophoresis

⁵ Magnus effect

⁶ Fluid Drainage

¹ Inertia

² Brownian

³ Thermophoresis

داده می شود. پدیده انتشار فاز بخار توسط آشفته‌گی فاز مایع با استفاده از نیروی پراکندگی اغتشاش^۲ اعمال خواهد شد:

$$\vec{F}_{TD} = -C_{TD}\rho_l k \nabla \alpha \quad (4)$$

به صورتی که k میزان انرژی اغتشاش فاز مایع و C_{TD} ضریب پراکنش اغتشاش می باشد، که به پیشنهاد کورل و پودوفسکی [۱۸] برابر است با ۰.۱. نیروی روان کاری دیوار با استفاده رابطه از آنتال و همکاران [۱۹] مدل می شود:

$$\vec{F}_W = \frac{\alpha \rho_l (\vec{u}_g - \vec{u}_l)^2}{d_b} \cdot \max\left(C_1 + C_2 \frac{d_b}{y_w} \cdot 0\right) \vec{n} \quad (5)$$

به صورتی که y_w نشان دهنده فاصله از دیوار است. با توجه به معادله (۵) نیروی روانکاری دیواره به شدت به قطر حباب محلی d_b بستگی دارد. در کار حاضر، برای به دست آوردن مطابقت مناسب بین مقادیر محاسبه شده و پروفیل شعاعی کسر حجمی در پژوهش‌های آزمایشگاهی، مقادیر ضریب $C_1 = -0.04$ ، $C_2 = 0.08$ قرار داده شده است.

میعان بین سطحی

نرخ میعان بر روی سطح بین دو فاز Γ_{cond}

به صورت زیر محاسبه می شود:

$$\Gamma_{cond} = \frac{h_{if} A_i (T_{sat} - T_l)}{h_{fg}} \quad (6)$$

به صورتی که A_i مساحت بین سطح بر هر واحد حجم می باشد، h_{fg} نیز میزان گرمای نهان تبخیر و h_{if} نیز ضریب انتقال حرارت بین فازها است، این ضریب توسط رابطه ناسلت حباب Nu_b به صورت معادله (۷) تعریف می شود:

$$h_{if} = \frac{Nu_b k_l}{d_b} \quad (7)$$

که Nu_b توسط رابطه رنر مارشال محاسبه خواهد شد. حباب‌ها در درون مدل دو سیاله به صورت کروی در نظر گرفته می شوند، بنابراین مساحت بین سطحی A_{if} به صورت $6\alpha/d_b$ و α میزان نسبت حجمی بخار است.

مدل تبخیر دیوار

مدل سازی بخش انتقال حرارت بر روی دیواره یکی از مهمترین بخش‌های مدل سازی جوشش جریانی است. مکانیزم کنترل کننده انتقال حرارت به هر یک از فازها بسیار پیچیده است با این که تحقیقات متمرکزی بر روی این مکانیزم‌ها در گذشته صورت گرفته است (چند تا از گذشته). با این حال تحقیقات بیشتری بر روی این زمینه مورد نیاز است.

در کار حاضر از مدل کورل و پودوفسکی [۱۸] که در نرم افزار Fluent جایگذاری شده است، استفاده شده است. بر اساس این مدل

کشاورز [۸] می باشد. مهمترین جنبه نوآورانه این کار هندسه اتخاذ شده در شبیه سازی است که به صورتی در نظر گرفته شده است که بتوند از نظر جوشش، اتفاقی مشابه آنچه در راهگاه خنک کاری یک موتور احتراق داخلی رخ می دهد را شبیه سازی کند. در کارهای عددی پیشین، محاسبات روی چنین هندسه‌ای انجام پذیرفته است. در ادامه همچنین تاثیر زبری سطح بر روی جوشش نیز به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفت.

معادلات حاکم

در کار فعلی مدل سازی با استفاده از نرم افزار تجاری Fluent 17.2 انجام گرفته که با استفاده از این نرم افزار به مدل سازی دوفازی پدیده جوشش جریانی نانو سیالات پرداخته شد. معادلات عمومی جریان سیال دو فاز به همراه تعدادی از مدل‌های موجود برای مدل سازی جوشش در این نرم افزار حل شد.

مدل سازی توربلانس

به دلیل وجود حباب در فیزیک مساله جریان آشفته‌گی در فیزیک مساله تزریق خواهد شد. با نگاه به تحقیقات اخیر انجام شده بر روی جوشش جریانی بسیاری از محققان برای مدل سازی آشفته‌گی درون این مساله از مدل $k-\epsilon$ استفاده کرده اند [۴-۱۴ و ۱۵]. همچنین ترم‌های اضافی برای آشفته‌گی القا شده در مساله مورد استفاده قرار گرفت. این ترم‌ها به صورت خطی با یکدیگر جمع و به عنوان ویسکوزیته معادل مورد استفاده قرار خواهند گرفت:

$$\mu_l^{eff} = \mu_l + \mu_l^{turb} + \mu_l^b \quad (1)$$

در این عبارت μ_l بیانگر لزجت سیال μ_l^{turb} لزجت توربلانس و در نهایت μ_l^b بیانگر لزجت توربلانس اعمال شده به سیال در حالتی که حباب بر روی جریان سیال تاثیر بگذارد. μ_l^b وابسته به پارامترهای مختلفی همچون نسبت حجمی بخار، قطر حباب‌ها و همچنین سرعت نسبی بین گاز و مایع می باشد:

$$\mu_l^b = C_{\mu b} \rho_l \alpha d_b |\vec{v}_g - \vec{v}_l| \quad (2)$$

مقدار ثابت $C_{\mu b}$ با توجه به [۱۶] که اندازه ϵ را پیشنهاد داده است انتخاب شده. برای مدل سازی توربلانس ناحیه نزدیک دیواره در فاز سیال از مفهوم تابع دیواره^۱ استفاده شده است.

انتقال مومنتوم بین چند فاز

نیروی پسا بین چند فاز که وابسته به رژیم جریان می باشد با استفاده از مدل ارائه شده توسط ایشی و زوبر [۱۷] محاسبه خواهد شد. نیروی برا بر روی فاز مایع نیز با استفاده از فرمول (۳) محاسبه خواهد شد.

$$\vec{F}_L = \alpha C_L \rho_l (\vec{u}_g - \vec{u}_l) \times \nabla \times (\vec{u}_l) \quad (3)$$

که ضریب C_L در آن بیانگر ضریب برا است و مقدار آن ۰.۱ قرار

² Turbulent Dispersion

¹ Wall function

میزان انتقال حرارت تبخیری q_e از روی دیواره به سه عامل میزان انرژی برای تشکیل یک حباب، تعداد نقاط هسته زایی N_a بر روی واحد سطح دیوار و فرکانس جدایش f بستگی دارد:

$$q_e = N_a f \left(\frac{\pi}{6} d_{bw}^3 \right) \rho_g h_{fg} \quad (16)$$

همچنین رابطه لمارت و چاولا [۲۱] برای محاسبه چگالی نقاط هسته زایی استفاده شده است:

$$N_a = (m(T_w - T_l))^n \quad (17)$$

مقادیر پدیده‌شناسی شده توسط کورل و پودوفسکی برای ثابت‌های n و m عبارتند از به ترتیب ۱.۸۵ و ۱.۸۰۵. برای فرکانس جدایش نیز رابطه Cole استفاده شده است:

$$f = \sqrt[3]{\frac{4g(\rho_l - \rho_g)}{3d_{bw}\rho_l}} \quad (18)$$

به صورتی که f تحت تاثیر قطر جدایش حباب d_{bw} و چگالی فازها ρ_l و ρ_g قرار دارد. بنابراین مدل سازی انتقال حرارت روی دیوار در جوش هسته‌ای جریان مادون سرد بسیار به محاسبه قطر جدایش حباب d_{bw} بستگی دارد.

قطر جدایش حباب از دیواره گرم

مدل مکانیکی آنال [۲۲] میزان حداکثر قطر حباب با تابعی از فشار، دمای مادون سرد، شار حرارتی و سرعت مایع محاسبه می‌کند:

$$d_{bw} = C_{bw} \frac{2.42 \times 10^{-5} \cdot P^{0.709} a}{\sqrt{b\phi}} \quad (19)$$

به صورتی که ثابت‌های a ، b و C به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$a = \frac{(q_w - h_{l\phi} \cdot \Delta T_{sub})^{1/3} k_l \sqrt{k_w \rho_w c_w}}{2C^{1/3} h_{fg} \rho_g \sqrt{\pi k_l / \rho_l c_{pl}} \sqrt{k_l \rho_l c_{pl}}} \quad (20)$$

$$C = \frac{h_{fg} \mu_l [c_{pl} / (0.013 h_{fg} p r_i^{1.7})]^3}{\sqrt{\sigma / (\rho_l - \rho_g) g}}$$

$$b = \frac{\Delta T_{sub}}{2(1 - \rho_g / \rho_l)}$$

$$\phi = \begin{cases} \left(\frac{v_l}{0.61} \right)^{0.47} & \text{for } v_l > 0.61 \text{ms}^{-1} \\ 1 & \text{for } v_l < 0.61 \text{ms}^{-1} \end{cases}$$

از آنجا که میزان فشار در نظر گرفته شده در آزمایش عملی پایین تر از بازه روابط است، برای تولید حباب‌های نسبتاً بزرگ در شرایط فشار پایین ثابت C_{bw} به رابطه (۱۹) اضافه شده. مقدار پیش فرض C_{bw} برابر است با ۰.۲.

کورل و پودوفسکی [۱۸] و همچنین انگلرت و نیلانند [۳] قطر حباب را به صورت تابعی خطی از دمای مادون سرد سیال محاسبه کردند، میزان حداکثر قطر حباب در مدل آنها در سلول کنار دیوار اتفاق می‌افتد:

هر واحد سطح دیواره گرم به دو بخش تقسیم می‌شود: بخشی از آن به تشکیل حباب بر روی دیواره خواهد پرداخت A_{bub} و باقیمانده نیز $A_{l\phi}$ توسط جابه‌جایی تک فاز تحت تاثیر قرار می‌گیرد. در فرم بی‌بعد A_{bub} و $A_{l\phi}$ بیانگر نسبت از سطح کلی هستند:

$$A_{bub} + A_{l\phi} = 1 \quad (8)$$

همچنین شار حرارت منتقل شده به دیواره در جریان جوش هسته‌ای به سه بخش تقسیم می‌شود:

$$q_w = q_{l\phi} + q_Q + q_e \quad (9)$$

که $q_{l\phi}$ بیانگر حرارت منتقل شده توسط مکانیزم جابه‌جایی تکفاز می‌باشد، که در سطح نیز در ناحیه‌ای قرار می‌گیرد که جوشش هسته‌ای در آن اتفاق نمی‌افتد، q_Q بیانگر انتقال حرارتی است که در سطح تحت تاثیر جوشش هسته‌ای، با جدایش حباب از سطح و پرشدن توسط سیال تازه منتقل می‌شود، که در چرخه حباب مشاهده می‌شود، q_e بیانگر حرارت منتقل شده توسط مکانیزم تبخیر می‌باشد، این حرارت به صورت مستقیم در تشکیل حباب تاثیر گذار است.

ناحیه تحت تاثیر حباب نیز در هر واحد سطح عبارت است از:

$$A_{bub} = \min \left[1, N_a K \left(\frac{\pi d_{bw}^2}{4} \right) \right] \quad (10)$$

که N_a بیانگر تعداد نقطه‌های هسته زایی فعال در واحد سطح دیوار است و d_{bw} نیز مقدار حداکثر قطر جدایش حباب می‌باشد. پارامتر K نیز اندازه ناحیه تحت تاثیر حباب در اطراف نقطه هسته زایی بر روی دیواره گرم را که تحت تاثیر مکانیزم کویچینگ قرار می‌گیرد را بیان می‌کند. در اکثر مواقع مقدار ثابت $K = 4$ را پیشنهاد می‌کنند. مقدار انتقال حرارت جابه‌جایی در ناحیه خارج از ناحیه تحت تاثیر حباب به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$q_{l\phi} = h_{l\phi} \cdot A_{l\phi} \cdot (T_w - T_l) \quad (11)$$

به صورتی که $h_{l\phi}$ برابر است با ضریب انتقال حرارت مایع تک فاز، T_w نیز دمای دیوار است همچنین T_l دمای محلی سیال در سلول کنار دیواره می‌باشد. ضریب $h_{l\phi}$ برای جریان آشفته توسط عدد استانتون محلی به شکل زیر محاسبه خواهد شد:

$$h_{l\phi} = St \cdot \rho_l \cdot c_{pl} \cdot v_l \quad (12)$$

انتقال حرارت کویچینگ به صورت رسانش از دیواره به سیال نیمه متناهی با دمای T_l مدل سازی خواهد شد:

$$q_Q = h_Q A_{bub} (T_w - T_l) \quad (13)$$

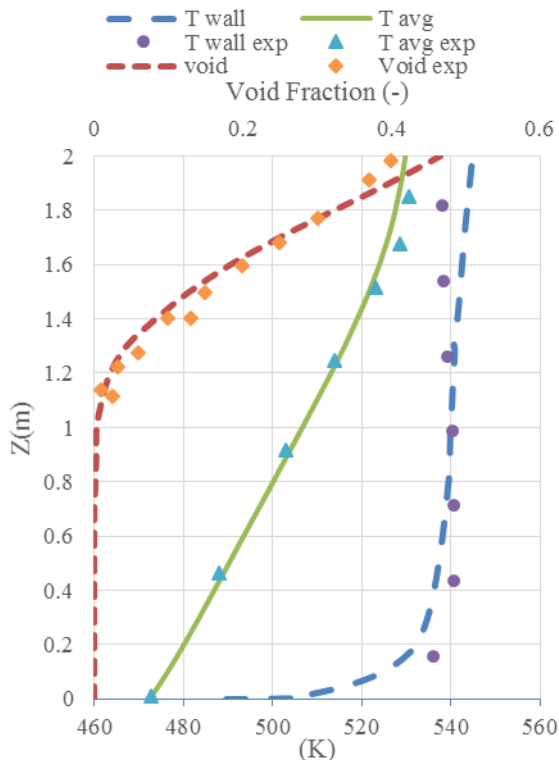
که h_Q برابر است با ضریب انتقال حرارت کویچینگ که با توجه به ویکتور و همکاران [۲۰] به صورت زیر محاسبه خواهد شد:

$$h_Q = \left(\frac{2 \cdot \sqrt{k_l \rho_l c_{pl}}}{\sqrt{\pi \tau_Q}} \right) f \cdot \tau_Q \quad (14)$$

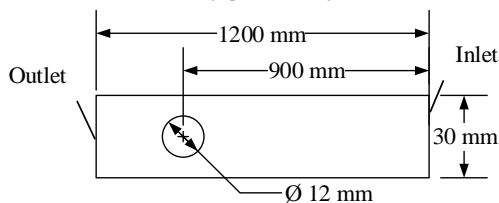
دوره زمانی خنک کاری τ_Q بین زمان جدایش حباب و شروع رشد حباب بعدی به صورت زیر محاسبه خواهد شد:

$$\tau_Q = 0.8 \frac{1}{f} \quad (15)$$

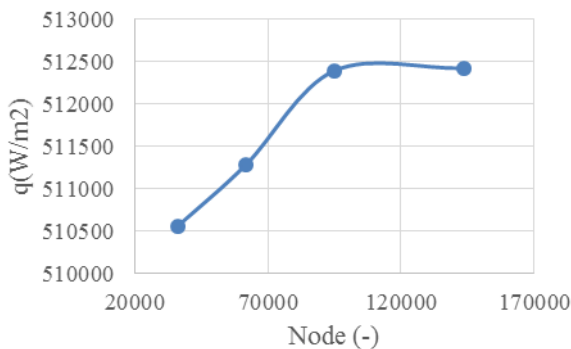
ورودی 0.5m/s و دمای 395k میزان که نتایج را می توان به صورت شکل ۳ مشاهده نمود. بنابراین نتایج شبکه با تعداد ۹۵۰۴۰ برای حل نهایی مورد استفاده قرار گرفت.



شکل ۱: مقایسه مقدار دمای میانگین، دمای دیواره و نسبت حجمی بخار در دو حالت عملی و عددی



شکل ۲: شماتیک مساله مورد حل از نمای بالا



شکل ۳: نمودار استقلال از شبکه

در شکل ۴ شبکه بندی در نقطه گرم در مساله مورد حل مشاهده می شود. با توجه به تقارن مساله مورد حل برای سادگی حل و کاهش بار محاسبات نصف هندسه کل در نظر گرفته شد.

$$d_b = \frac{d_{b1} - d_{b0}}{\Delta T_{sub.1} - \Delta T_{sub.0}} \Delta T_{sub} + \frac{d_{b0} \Delta T_{sub.1} - d_{b1} \Delta T_{sub.0}}{\Delta T_{sub.1} - \Delta T_{sub.0}} \quad (21)$$

این دیدگاه نیاز به تعیین کمینه قطر حباب d_{b0} و همچنین بیشینه قطر حباب d_{b1} در دمای مادون سرد مرجع $\Delta T_{sub.0}$ و $\Delta T_{sub.1}$ را دارند.

صحت سنجی

برای بررسی صحت مدل استفاده شده در این پژوهش، مدل حاضر با استفاده از کار عملی بارتولومه و همکاران [۲۳] مقایسه خواهد شد. برای این امر به مدل سازی جریان آب لوله به طول 2.0m و قطر داخلی 15.4mm پرداخته شد. شرایط مرزی شار ثابت با مقدار $5.7 \times 10^7 \text{ W/m}^2$ بر روی دیواره و همچنین فشار 4.5Mpa برای آب داخل لوله در نظر گرفته شد. دمای مادون سرد ورودی برابر با مقدار 58.2K که با دبی جرمی $900.0 \text{ kg/(s m}^2)$ در داخل لوله جریان دارد. برای این آزمایش خاص پژوهشگر دمای دیواره را نیز گزارش کرده است.

برای مدل سازی عددی این آزمایش از نرم افزار Fluent 17.2 استفاده شده است. لوله به صورت دو بعدی و با تعداد ۵۰۰ گره در راستای طول و ۲۰ گره در راستای قطر لوله مدل سازی شد. مدل SST turbulence برای مدل سازی توربلانس فاز مایع و مدل Sato برای مدل سازی توربلانس القا شده از طریق حباب، مدل Tolbunisky برای مدل سازی قطر جدایش حباب و برای مدل سازی قطر حباب در محیط سیال از معادله (۲۱) استفاده شد. نتایج بدست آمده به خوبی مطابق با نتایج به دست آمده توسط بارتولومه و همکاران [۲۳] مطابقت دارد. در شکل ۱ سه مقدار دمای دیواره دمای میانگین نسبت حجمی بخار در طول لوله با یکدیگر مقایسه شده اند.

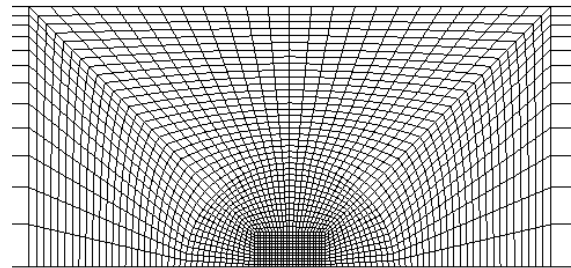
هندسه و شبکه بندی

هندسه مورد بررسی در این پژوهش برای شباهت به کانال خنک کاری موتور احتراق داخلی به صورت یک کانال به همراه یک نقطه گرم در نظر گرفته شد. که شامل یک کانال طولانی به عرض 30mm، ارتفاع 20mm و طول 1200mm و ایزوله که یک دایره گرم شده توسط گرم کن در فاصله 900mm از ابتدای کانال و در کف کانال وجود دارد. در شکل ۲ شماتیک هندسه مورد نظر را مشاهده می نمایید.

برای شبکه بندی هندسه مورد نظر از نرم افزار Ansys Meshing استفاده شده است. همچنین برای شبکه بندی از شبکه کاملا ساختار یافته استفاده شد. شبکه مورد نظر با تعداد گوناگون برای بررسی استقلال از شبکه مورد بررسی قرار گرفت، برای این امر با سرعت

نتایج و بحث

مدل سازی عددی انجام شده بر اساس کار سلیمانی و کشاورز [۸] انجام شده است، همچنین نتایج این دو پژوهش با یکدیگر مقایسه شده‌اند. نتایجی همچون منحنی جوشش بدست آمده از کار عملی و عددی با یکدیگر مقایسه شدند. شرایط مرزی ورودی به صورت جدول ۱ اعمال شده‌اند. به خوبی قابل مشاهده است که طول ورودی انتخاب شده برای هندسه مساله به گونه‌ای است که نقطه گرم شده کاملاً در جریان توسعه یافته قرار خواهد گرفت. فشار درون این مساله برابر است با 1.2 bar همچنین دمای ورودی مساله برابر است با 353.15k. در کار عملی انجام شده توسط سلیمانی و کشاورز، میزان زبری سطح تغییر داده شد تا تاثیر آن بر روی میزان حرارت منتقل شده بر روی سیال مشاهده شود. در کار عددی نیز این موضوع توسط زبری موجود در نرم افزار Fluent مورد بررسی قرار گرفت.



شکل ۴: شبکه اعمال شده بر روی نقطه گرم در هندسه

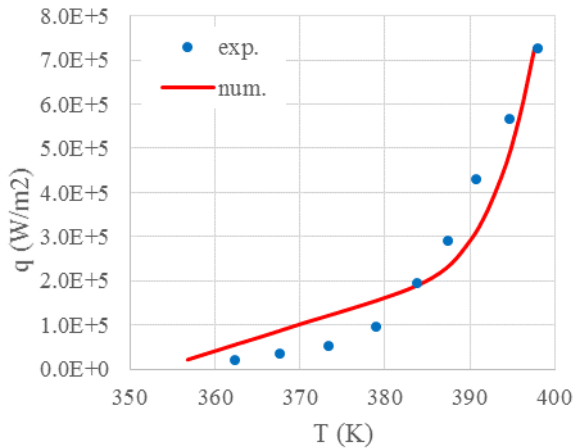
جدول ۱: شرایط مرزی ورودی مساله

سرعت (m/s)	عدد رینولدز	L_e (m)
۰,۵	۳۱۶۹۵	۰,۵۱۳
۰,۹	۵۷۵۳۸	۰,۶۰۰

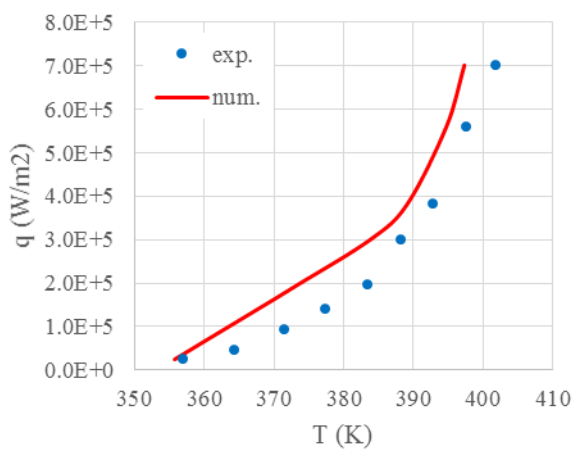
در شکل ۵ منحنی جوشش سیال آب با سرعت 0.5 m/s و زبری سطح 0.65 ترسیم شده است. با دقت خوبی انتقال حرارت در این بازه توسط مدل عددی پیش بینی شده است. لازم به ذکر است که در فشار مورد نظر دمای اشباع آب برابر است با 378.15 K که در نمودار مشاهده می‌شود مقدار انتقال حرارت پس از این دما با نرخ بیشتری رشد نموده است.

در شکل ۶ منحنی جوشش سیال آب با سرعت 0.9 m/s و زبری سطح 0.65 ترسیم شده است. در این نمودار مشاهده می‌شود که مقدار عددی کمی از مقدار عملی بالاتر است. بنابراین با افزایش سرعت مقدار انتقال حرارت بیش تخمین زده خواهد شد.

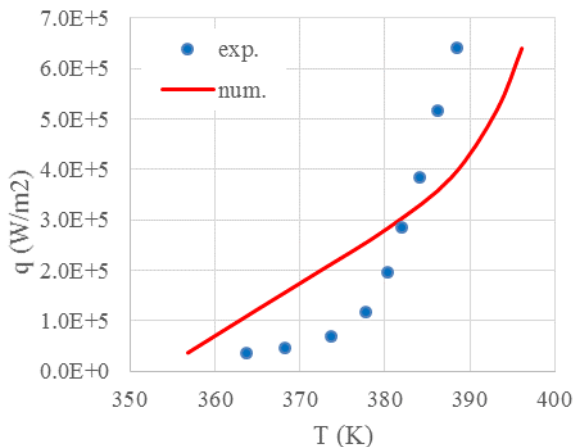
در شکل ۷ منحنی جوشش سیال آب با سرعت 0.9 m/s و زبری سطح 0.65 ترسیم شده است. در این نمودار بیشترین اختلاف بیت مدل سازی عددی و نتایج عملی را داریم که به دلیل وجود زبری بیشتر بر روی سطح می‌باشد. زبری سطح موجب افزایش نقاط هسته زایی بر روی نقطه گرم خواهد شد، به همین ترتیب تعداد حباب جدا شده از سطح افزایش خواهد یافت و حرارت بیشتری از سطح جذب می‌شود.



شکل ۵: منحنی جوشش برای زبری 0.65 و سرعت 0.5m/s



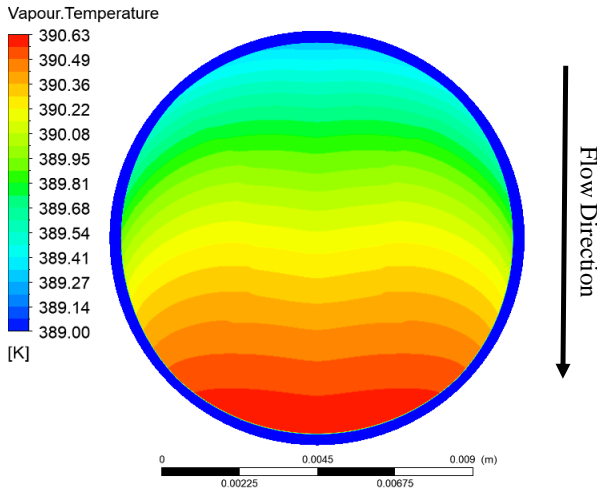
شکل ۶: منحنی جوشش برای زبری 0.65 و سرعت 0.9m/s



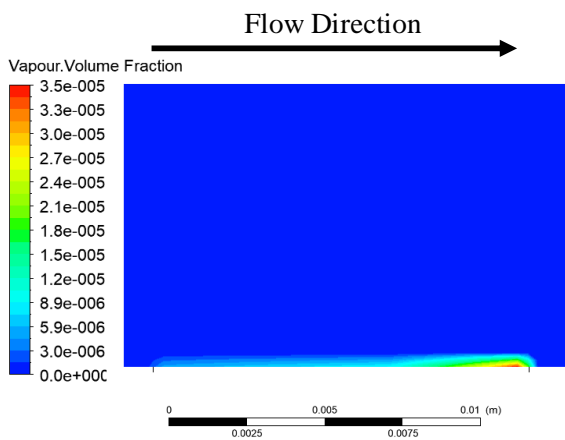
شکل ۷: منحنی جوشش برای زبری ۰,۴ و سرعت 0.5m/s

در شکل ۸ منحنی جوشش سیال آب با سرعت 0.9 m/s و زبری سطح 0.65 ترسیم شده است. با بالا رفتن سرعت قابل مشاهده است که رفتاری مشابه زبری کمتر مشاهده می‌کنیم که تقریباً در بخش زیادی از نمودار مقدار عددی از مقدار عملی بیشتر است. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که با بالا رفتن سرعت تقریباً تاثیر عدم پیش بینی زبری توسط کد موجود در نرم افزار از بین می‌رود.

محل وجود نقطه گرم انجام شده است. مقدار بخار آب در انتهای نقطه گرم مقدار بیشتری نسبت به ابتدای حلقه گرم است. دلیل این امر را می‌توان به دمای موجود بر روی سطح نسبت داد که با افزایش دما میزان تولید بخار بیشتر خواهد شد. همچنین قابل مشاهده است که بخار از سطح جدا شده و کمی جلوتر از مرزهای صفحه گرم خواهد رفت. به دلیل دمای پایین مرکز جریان حباب به سرعت میعان پیدا کرده و محو می‌شوند.



شکل ۱۰: منحنی نتایج عددی برای تمامی زبری‌ها و سرعت‌ها

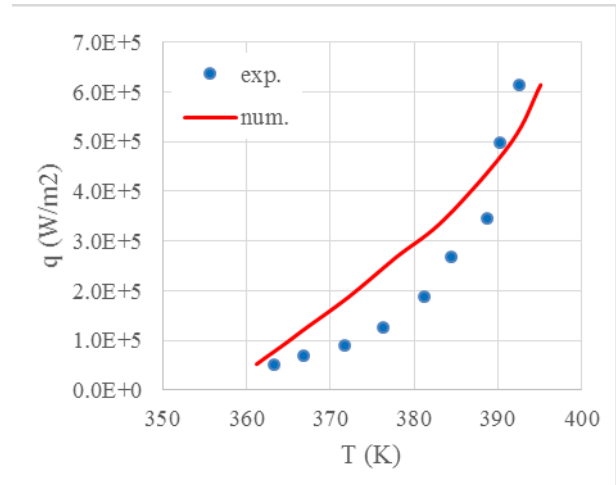


شکل ۱۱: منحنی نتایج عددی برای تمامی زبری‌ها و سرعت‌ها

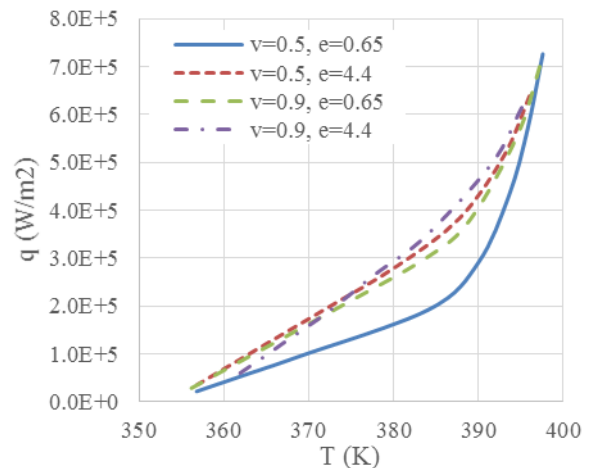
نتیجه‌گیری

با توجه به معادلات و فرآیند گفته شده در این مقاله می‌توان بیان کرد که جوشش سیال آب خالص با استفاده از معادلات ذکر شده، که به تفصیل هریک از پدیده‌های شرکت کننده در جوشش را پیش بینی خواهند کرد، و همچنین استفاده از نرم افزار تجاری Fluent به خوبی انجام خواهد شد. به همین ترتیب این نتایج در زبری‌های پایین تر به طوری که بتوان سطح را به صورت کاملاً نرم در نظر گرفت، به نتایج عملی نزدیک تر است. همچنین با بالا رفتن سرعت اثر زبری سطح کمتر مشاهده خواهد شد. با قرار گرفتن زبری موجود بر روی سطح در

در شکل ۹ منحنی جوشش تمامی حالات موجود مشاهده می‌شود. با توجه به این نمودار بیشترین انتقال حرارت در سرعت 0.9 m/s و زبری 4.4 است. روند تمامی نمودارها پس از گذر از دمای اشباع سیال شیب بیشتری به خود می‌گیرد. نتیجه دیگر اینکه در پایین با افزایش زبری سطح در مدل سازی عددی میزان نتایج به نتایج سرعت بالاتر نزدیک شده است.



شکل ۸: منحنی جوشش برای زبری 4.4 و سرعت 0.9 m/s



شکل ۹: منحنی نتایج عددی برای تمامی زبری‌ها و سرعت‌ها

در شکل ۱۰ کانتور دمای سطح گرم را در حالتی که شار برابر با 30000 w/m^2 و سرعت جریان برابر با 0.5 m/s نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با برخورد سیال و رد شدن از روی سطح گرم دمای ابتدای سطح که در تماس با سیال خنک می‌باشد از دمای انتهای حلقه کمتر است. با جلوتر رفتن سیال به تدریج سیال گرم شده و دمای سطح نیز به همین ترتیب افزایش می‌یابد. گفتنی است این مقدار اختلاف چندان زیاد نبوده و در حدود 2 درجه کلوین می‌باشد.

در شکل ۱۱ کانتور نسبت حجمی بخار را بر روی صفحه تقارن مساله را در حالتی که شار برابر با 30000 w/m^2 و سرعت جریان برابر با 0.5 m/s مشاهده می‌نمایید. برای مشاهده بهتر بزرگنمایی بر روی

مراجع و منابع

- [1] Frank Pincropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, vol. 6th, 2007.
- [2] S. Nukiyama, "The maximum and minimum values of the heat Q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 9, no. 12, pp. 1419-1433, Dec. 1966.
- [3] H. Anglart and O. Nylund, "CFD application to prediction of void distribution in two-phase bubbly flows in rod bundles," *Nucl. Eng. Des.*, vol. 163, no. 1-2, pp. 81-98, 1996.
- [4] E. Krepper, B. Končar, and Y. Egorov, "CFD modelling of subcooled boiling-Concept, validation and application to fuel assembly design," *Nucl. Eng. Des.*, vol. 237, no. 7, pp. 716-731, 2007.
- [5] E. Abedini, A. Behzadmehr, S. M. H. Sarvari, and S. H. Mansouri, "Numerical investigation of subcooled flow boiling of a nanofluid," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 64, pp. 232-239, 2013.
- [6] H. Setoodeh, A. Keshavarz, A. Ghasemian, and A. Nasouhi, "Subcooled flow boiling of alumina/water nanofluid in a channel with a hot spot: An experimental study," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 90, pp. 384-394, 2015.
- [7] Z. Valizadeh and M. Shams, "Numerical investigation of water-based nanofluid subcooled flow boiling by three-phase Euler-Euler, Euler-Lagrange approach," *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 52, no. 8, pp. 1501-1514, 2016.
- [8] B. Soleimani and A. Keshavarz, "Heat transfer enhancement of an internal subcooled flow boiling over a hot spot," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 99, pp. 206-213, 2016.
- [9] S. Hua, R. Huang, and P. Zhou, "Numerical investigation of two-phase flow characteristics of subcooled boiling in IC engine cooling passages using a new 3D two-fluid model," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 90, pp. 648-663, 2015.
- [10] S. U. S. Choi and J. A. Eastman, "Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles," in *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 1995, vol. 66, no. March, pp. 99-105.
- [11] S. Lee, S. U.-S. Choi, S. Li, and J. A. Eastman, "Measuring Thermal Conductivity of Fluids Containing Oxide Nanoparticles," *J. Heat Transfer*, vol. 121, no. 2, p. 280, 1999.
- [12] J. Buongiorno, "Convective Transport in Nanofluids," *J. Heat Transfer*, vol. 128, no. 3, p. 240, 2006.
- [13] Ghasemian, Keshavarz, and Sotodeh, "Experimental Investigation of Surface Roughness Effect on Flow Boiling in Internal Combustion Engine Water Jacket," *Int. J. Automot. Eng.*, vol. 4, no. 1, 2014.
- [14] B. Končar, I. Kljenak, and B. Mavko, "Modelling of local two-phase flow parameters in upward

زیر لایه آرام تاثیر آن بر روی توربلانس از بین رفته و نتایج از زبری مستقل خواهند شد. با گذر از دمای اشباع در درون کانال میزان انتقال به دلیل تغییر رژیم انتقال حرارت از جابه‌جایی اجباری به جوشش، افزایش چشمگیری داشته است. با توجه به اینکه هندسه مورد بررسی تطابق با هندسه موجود در موتور احتراق داخلی دارد، بنابراین از مدل استفاده شده در این پژوهش می‌توان در هندسه واقعی نیز استفاده نمود.

فهرست علائم

A	مساحت، m^2
d	قطر، m
F	نیرو، N
f	فرکانس،
Nu	عدد ناسلت
P	فشار، pa
q	شار حرارتی، W/m^2
T	دما، K
y	فاصله، m

علائم یونانی

Γ_{cond}	نرخ میعان،
φ	تک فاز
μ	ویسکوزیته، kg/m.s
ρ	چگالی، kg/m^3
τ	دوره زمانی، S

زیر نویس ها

l	سیال
g	گاز
w	دیوار
cond	میعان
bub	حباب
L	لیفت
sub	مادون سرد
Q	quench

بالا نویس ها

eff	معادل
turb	توربولانس

- [20] V. H. Del Valle and D. B. R. Kenning, "Subcooled flow boiling at high heat flux," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 28, no. 10, pp. 1907-1920, 1985.
- [21] M. Lemmert and J. M. Chawla, "Influence of flow velocity on surface boiling heat transfer coefficient," *Heat Transf. Boil.*, vol. 237, p. 247, 1977.
- [22] H. C. Ünal, "Maximum bubble diameter, maximum bubble-growth time and bubble-growth rate during the subcooled nucleate flow boiling of water up to 17.7 MN/m²," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 19, no. 6, pp. 643-649, 1976.
- [23] G. Bartolomei, ... V. B.-T., and undefined 1982, "An experimental investigation of true volumetric vapor content with subcooled boiling in tubes," INTERPERIODICA PO BOX 1831
- subcooled flow boiling at low pressure," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 6-7, pp. 1499-1513, 2004.
- [15] J. Y. Tu and G. H. Yeoh, "On numerical modelling of low-pressure subcooled boiling flows," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, no. 6, pp. 1197-1209, 2002.
- [16] Y. Sato, M. Sadatomi, and K. Sekoguchi, "Momentum and heat transfer in two-phase bubble flow-I. Theory," *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 7, no. 2, pp. 167-177, 1981.
- [17] M. Ishii and N. Zuber, "Drag coefficient and relative velocity in bubbly, droplet or particulate flows," *AIChE J.*, vol. 25, no. 5, pp. 843-855, 1979.
- [18] N. Kurul, M. P. the N. I. H. T., and undefined 1990, "Multidimensional effects in forced convection subcooled boiling," dl.begellhouse.com.
- [19] S. Antal, R. L. Jr, J. F.-I. J. of Multiphase, and undefined 1991, "Analysis of phase distribution in fully developed laminar bubbly two-phase flow," Elsevier.



Simulation of Subcooled Flow Boiling Occurring in Internal Combustion Engine Water Jacket by Numerical Modeling in a Channel with Hot Spot

A. Shakeri¹, A. Keshavarz², A. Qasemian^{3*}, F. Moradi⁴

¹Mechanical Engineering Department, K. N. Toosi University of Technology University, Tehran, Iran, mn.shakery@gmail.com

²Mechanical Engineering Department, K. N. Toosi University of Technology University, Tehran, Iran, keshavarz@kntu.ac.ir

³School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran, qasemian@iust.ac.ir

⁴Mechanical Engineering Department, K. N. Toosi University of Technology University, Tehran, Iran, faranakmoradi72@gmail.com

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 11 January 2019

Accepted: 6 April 2019

Keywords:

Heat transfer

ICE

Subcooled Flow Boiling

Water jacket

ABSTRACT

Boiling heat transfer always has been proposed as a solution for enhancing heat transfer between the fluid and solid surfaces. Subcooled flow boiling is one of the mechanisms that occur in Internal Combustion Engine water jacket in which high amounts of heat is transferred. In this research, it has been tried to simulate subcooled flow boiling in a geometry similar to coolant channel inside the internal combustion engine using commercial software. The geometry, based on experimental studies, was considered as a channel with a rectangular cross-section and a hot spot on the channel lower surface, this geometry is the innovative part of this study. The models required for simulating the subcooled flow boiling were extracted from literature and implemented in the commercial software. The obtained results, after validation, applied in the final geometry. The results showed that with increasing the velocity, roughness effects are reduced, and numerical values get close to the experimental values. Also, with the surface temperature passing through the saturation temperature, the heat transfer rate was significantly increased by this mechanism.

