



Numerical Simulation of the Boiling Phenomenon in Improving the Cooling of a Heavy-Duty Diesel Engine with Natural Gas

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Gholinia M.¹ MSc,
Pourfallah M.^{*2} PhD
Chamani H.R.³ PhD

How to cite this article

Gholinia M, Pourfallah M, Chamani H.R. Numerical Simulation of the Boiling Phenomenon in Improving the Cooling of a Heavy-Duty Diesel Engine with Natural Gas. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(2):363-373.

ABSTRACT

The heat transfer from walls has a significant role in the correct estimation of temperature distribution in order to investigate the thermal stresses and low cycle fatigue in the engine liner. Therefore, it is necessary to investigate the details of the flow and heat transfer over a wide range of engine operation in the design and exact simulation of the cooling jacket. An efficient approach to study the cooling system is to simulate using Computational Fluid Dynamics (CFD) as a three-dimensional model by simultaneously solving the structure and fluid, which leads to accurate prediction of wall temperature and heat flux. In the present paper, the distribution of heat transfer coefficients (HTC) in the cooling jacket of a 16-cylinder heavy-duty diesel engine has been calculated, using ANSYS/Fluent based on 3D-CFD method. Also, equations of subcooled boiling phenomenon have been solved based on two commonly used patterns of Chen and BDL, and the effects of fluid pressure, velocity, and temperature at the time of the phenomenon of boiling on the heat transfer of cooling jacket wall have been studied. The results indicate that the best condition for a cooling jacket is when the coolant flow in critical heat points reaches to a velocity so that subcooled nucleate boiling occurs.

Keywords Heavy Duty Diesel Engine; Numerical Simulation; Heat Transfer; Subcooled Nucleate Boiling

¹Mechanical Engineering Department, Mechanical Faculty, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

²Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Mazandaran University of Science & Technology, Babol, Iran

³Mechanical Engineering Department, Mechanical Engineering School, Iran University of Science & Technology, Tehran, Iran

*Correspondence

Address: Sheikh Street, Azadi Avenue, Babol, Iran. Postal Code: 4716685635
Phone: -
Fax: +98 (11) 32190118
m.pourfallah@ustmb.ac.ir

Article History

Received: April 19, 2018
Accepted: October 15, 2018
ePublished: February 01, 2019

CITATION LINKS

[1] Experimental and analytical studies of cylinder head cooling, 931122. SAE Technical Paper [2] Numerical simulation of subcooled nucleate boiling in cooling jacket of IC engine [3] Research on cooling system for 4-cylinder diesel engine [4] A fast coupled CFD-Thermal analysis of a heavy duty diesel engine water cooling system [5] Improvement of a diesel engine water cooling performance through implementation of different cooling designs [6] Thermal analysis for marine diesel engine exhaust manifold cool water with regard to the boiling phenomenon in the cooling jacket [7] Two phase flow simulation for subcooled nucleate boiling heat transfer calculation in water jacket of diesel engine [8] Two phase flow simulation for nucleate boiling heat transfer calculation in water jacket of diesel engine [9] Subcooled flow boiling of ethylene glycol/water mixtures in a bottom-heated tube [10] A Symposium, Engineering Research Institute [11] Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer, AIChE Journal [12] Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow [13] The correlation of cross flow pressure drop data by means of permeability concept [14] A wall heat transfer model for subcooled boiling flow [15] A unified model for the prediction of bubble detachment diameters in boiling systems—II [16] Turbulence (McGraw-Hill series in mechanical engineering) [17] CFD simulation of heavy duty diesel engine combustion with 2000KW, 1800RPM and marine application [18] Heat transfer and thermal loading in internal combustion engines [19] The numerical computation of turbulent flows [20] On the customizing of a subcooled boiling model for industrial CFD Simulation. 11th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics (NURETH-11)

شبیه‌سازی عددی پدیده جوشش در بهبود خنک‌کاری سرسیلندر موتور دیزل سنگین با سوخت گاز طبیعی

مسیب قلی‌نیا MSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی، بابل، ایران

محسن پورفلاح PhD*

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه علوم و فنون مازندران، بابل، ایران

حمیدرضا چمنی PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

چکیده

انتقال حرارت در دیواره‌ها نقش بسزایی در تخمین صحیح توزیع دما به‌منظور بررسی تنش‌های حرارتی و خستگی کم چرخه در بستر موتور دیزل دارد. از این رو لازم است که در طراحی و شبیه‌سازی دقیق راهگاه خنک‌کاری جزییات جریان و انتقال حرارت در محدوده وسیعی از کارکرد موتور بررسی شود. یک رویکرد کارآمد برای مطالعه سامانه خنک‌کاری، شبیه‌سازی آن با کمک دینامیک سیالات محاسباتی به شکل سه‌بعدی با حل همزمان سازه و سیال است که منجر به پیش‌بینی دقیق دمای دیواره و شار حرارت می‌شود. در این مقاله توزیع ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی در راهگاه خنک‌کاری یک موتور دیزل سنگین ۱۶ استوانه با روش دینامیک سیالات محاسباتی سه‌بعدی با استفاده از نرم‌افزار انسیس‌فلوئنت محاسبه شده است. همچنین حل معادلات پدیده جوشش مادون سرد براساس دو الگوی رایج چن و بی‌دی‌ال انجام شده است و تأثیر شاخص‌های سرعت، دما و فشار سیال در زمان وقوع پدیده جوشش بر انتقال حرارت دیواره راهگاه خنک‌کاری مطالعه شده است. نتایج نشان می‌دهد که بهترین حالت برای راهگاه خنک‌کاری زمانی است که در نقاط بحرانی حرارتی، سیال خنک‌کننده به سرعتی برسد که جوشش هسته‌ای مادون سرد رخ دهد.

کلیدواژه‌ها: موتور دیزل سنگین، راهگاه خنک‌کاری، شبیه‌سازی عددی، انتقال حرارت، جوشش مادون سرد

تاریخ دریافت: ۹۷/۰۱/۳۰

تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۷/۲۳

*نویسنده مسئول: m.pourfallah@ustmb.ac.ir

۱- مقدمه

موتورهای دیزل سنگین در کاربردهای گسترده‌ای نظیر مولدهای برق، نیروی محرکه وسایل دریایی و کاربردهای کشش در راه‌آهن استفاده می‌شوند که هر یک از طراحی سامانه‌های خنک‌کننده متفاوتی بهره می‌گیرند. به همین دلیل، درک بنیادی از فرآیندهایی که در طراحی سامانه خنک‌کاری در موتورهای دیزل مد نظر قرار می‌گیرد، یک پیش‌شرط ضروری برای خنک‌کاری بهینه براساس ابعاد، نوع اجزا و ظرفیت حرارتی است. مناطق مختلف یک موتور دیزل با توجه به شرایط کارکرد موتور در موقعیت مکانی خود شرایط حرارتی متفاوتی را تجربه می‌کنند. یکی از مهم‌ترین بخش‌ها در سامانه خنک‌کاری موتورهای دیزل، راهگاه‌های خنک‌کاری تعبیه‌شده در اطراف آستری و درون بستر برای عبور جریان سیال خنک‌کننده است. جریان عبوری از راهگاه آب در انتقال حرارت نقش اساسی دارد. به همین دلیل، برای بهینه‌نمودن سامانه خنک‌کاری در موتورهای دیزل دو روش برای طراحان وجود دارد. روش اول اصلاح هندسه راهگاه و روش دوم تغییر ظرفیت و خواص انتقال حرارت سیال عامل است. به‌دلیل صرف وقت و هزینه مطالعاتی، محققان با تغییر در سیال عامل و بهره‌گیری از پدیده جوشش به‌دنبال تغییر در ظرفیت و انتقال حرارت سیال خنک‌کننده

هستند.

انتقال حرارت از دیواره بستر به سیال خنک‌کننده، ترکیبی از انتقال حرارت جابه‌جایی و جوشش هسته‌ای است. در اثر عبور سیال عامل از راهگاه خنک‌کاری، حباب‌های به‌وجودآمده از سطح داغ دیواره، جدا و وارد ناحیه‌ای با دمای پایین‌تر می‌شوند و بدین ترتیب مقدار عظیمی از انرژی روی دیواره داغ بستر جابه‌جا می‌شود. با افزایش دمای دیواره، تعداد حباب‌های ایجادشده در سطح نیز افزایش می‌یابد. به‌تدریج رژیم تشکیل حباب به مرحله‌ای می‌رسد که تعداد حباب‌های جداشده از سطح داغ بستر بیشتر از تعداد حباب‌های تشکیل‌شده است. از زمان تشکیل اولین حباب تا این مرحله، جوشش هسته‌ای می‌نامند. جوشش هسته‌ای در نواحی داغ بستر یعنی ناحیه بین دریچه‌های دود و اطراف شمع‌ها مفید است، چرا که به‌ازای تغییر کم دما، شار حرارتی بالایی را منتقل می‌کند. برای استفاده از پتانسیل پدیده جوشش به‌منظور افزایش نرخ انتقال حرارت باید این نکته مهم را در نظر داشت که فرآیند جوشش در رژیم هسته‌ای خود باشد. به‌علاوه، بایستی در مورد پایش رژیم جوشش در محدوده جوشش هسته‌ای بسیار محتاط بود، زیرا ورود رژیم جوشش هسته‌ای به مرحله پیوستن حباب‌ها در سطح داغ بستر و ایجاد لایه بخار (جوشش فیلمی) موجب کاهش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی می‌شود. یعنی به‌ازای افزایش ناچیز شار حرارتی، دمای سطح به‌شکل ناگهانی افزایش می‌یابد که می‌تواند آسیب جبران‌ناپذیری را به سازه داغ بستر وارد کند. شایان ذکر است که جوشش هسته‌ای از دو ناحیه جوشش اشباع و مادون سرد تشکیل می‌شود. از آنجایی که نوع پدیده جوشش که در موتور اتفاق می‌افتد، از نوع جوشش جریان مادون سرد بوده، لذا مطالب بیان‌شده در راستای جوشش هسته‌ای مادون سرد است.

موارد مطرح‌شده نشان می‌دهد که طراحی راهگاه خنک‌کاری در موتورهای دیزل با استفاده از قابلیت انتقال حرارت جوششی، به‌شرط دوربودن از نقطه بحرانی نیاز به مطالعات و آزمایش‌های دقیق دارد. یکی از اولین فعالیت‌های صورت‌گرفته در زمینه انتقال حرارت جوششی، کاری است که نوریس و همکاران^[۱] در سال ۱۹۹۳ انجام دادند. آنها با استفاده از اندازه‌گیری دمای بستر و تحلیل المان محدود تلاش کردند تا نواحی جابه‌جایی خالص و جوشش هسته‌ای را در موتور دیزل شش استوانه پیدا کنند. هدف آنها پاسخ به این سؤال بود که آیا در نواحی بحرانی در اطراف دریچه و افشانه، خنک‌کاری مناسب صورت گرفته است یا خیر. پونکر و داس^[۲] از شرکت انسیس با ارایه یک مدل دینامیک سیالات محاسباتی به بررسی پدیده جوشش در راهگاه خنک‌کاری موتور پرداختند. مطالعه آنها در راستای بررسی توزیع دما در دو حالت با درنظرگرفتن پدیده جوشش و بدون آن صورت گرفت که نتیجه بیانگر کاهش دما در نقاط بحرانی با درنظرگرفتن پدیده جوشش است. همچنین محاسبه دینامیک سیالات محاسباتی برای مطالعه سامانه خنک‌کننده در موتور دیزل به‌شکل سه‌بعدی برای راهگاه خنک‌کننده و شبیه‌سازی یک‌بعدی برای سامانه خنک‌کاری توسط یو-چانگ و همکاران^[۳] مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آنها نشان می‌دهد با تغییر در سرعت، فشار و توزیع ضریب انتقال حرارت در راهگاه خنک‌کاری می‌توان عملکرد سامانه خنک‌کننده را بهینه‌سازی کرد. جعفرآبادی و همکاران^[۴] با تحلیل سه‌بعدی

ساده‌کننده استفاده می‌شود. یکی از الگوهایی که برای شبیه‌سازی جوشش استفاده می‌شود T الگوی زیر است که از مجموع مقادیر شار حرارتی جابه‌جایی اجباری و شار حرارتی جوشش هسته‌ای بر پایه فرضیات روزنو^[10] مطرح شده است:

$$q''_{total} = q''_{conv} + q''_{boil} = h_{conv}(T_w - T_f) + h_{boil}(T_w - T_s) \quad (1)$$

در رابطه بالا h_{conv} ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری است. برای این ضریب روابط زیادی مطرح شده که معروف‌ترین و پرکاربردترین آن رابطه دیتوس-بولتر است.

$$h_{conv, Dittus} = k/D_h 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2)$$

همچنین در رابطه ۱، h_{boil} ضریب انتقال حرارت جوشش هسته‌ای است. معروف‌ترین روابطی که برای ضریب انتقال حرارت جوشش هسته‌ای ارائه می‌شود، روابط مطرح شده توسط فارستر-زوبر^[11] است.

$$h_{boil, F-Z} = 0.00122 \left[\frac{k_l^{0.79} C_{p,l}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} (h\rho)_l^{0.24}} \right] \times (\Delta T_s)^{1.24} (\Delta p_s)^{0.75} \quad (3)$$

محققان مختلف از این الگو به شکل‌های گوناگون استفاده نمودند که از میان آنها روش چن و بی‌دی/بیشتر از دیگران مورد قبول واقع شد.

۲-۱ روش چن

چن^[12] پس از روابطی که برای انواع جوشش جریان مطرح شده بود، رابطه جوشش جریان مادون سرد را به صورت زیر اصلاح نمود:

$$q''_{total} = q''_{conv} + q''_{boil} \times S_{ench} \quad (4)$$

$$= h_{conv}(T_w - T_l) + h_{boil}(T_w - T_s) \times S_{chen}$$

در پی وقوع جوشش حین جریان اثر انتقال حرارت جابه‌جایی در مقایسه با جوشش هسته‌ای، کمی کاهش می‌یابد. دلیل این اتفاق آن است که جابه‌جایی اجباری باعث می‌شود تا ضخامت لایه مرزی و تاثیر فوق گرم شدن در اطراف حباب از بین برود و رشد حباب سرکوب شود. از این رو چن یک ضریب اصلاحی را در رابطه ۴ وارد نمود تا تاثیر این کاهش انتقال حرارت را برطرف کند. ضریب وارد شده در معادله روزنو^[10] توسط چن^[12] با نام ضریب سرکوب‌کننده (S) شناخته می‌شود و مقدار آن از این رابطه به دست می‌آید.

$$S_{chen} = \frac{1}{1 + 0.12(Re \times 10^{-4})^{1.17}} \quad (5)$$

بعدها باتروورس^[13] رابطه دیگری را برای ضریب سرکوب‌کننده به صورت زیر ارائه نمود:

$$S_{chen, corrected} = \frac{1}{1 + 0.12 \times 10^{-6}(Re)^{1.17}} \quad (6)$$

با توجه به این مطالب رابطه ۷ برای جوشش جریان مادون سرد براساس روش چن ارائه شده است:

$$q''_{total} = q''_{conv} + q''_{boil} \times S_{chen} = h_{conv}(T_w - T_f) \quad (7)$$

$$+ h_{boil}(T_w - T_s) \times \frac{1}{1 + 0.12 \times 10^{-6}(Re)^{1.17}}$$

سازه‌ای و سیالاتی به بررسی مخلوط دوحالتی جریان عبوری از راهگاه خنک‌کاری یک موتور دیزل سنگین ۱۲ استوانه پرداختند. آنها نشان دادند در نقاط داغ با دبی کم خنک‌کننده پدیده جوشش رخ می‌دهد که منجر به افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی می‌شود. اخیراً نیز جعفرآبادی و همکاران^[5] در ادامه مطالعات خود در زمینه سامانه‌های خنک‌کاری^[4]، چهار طرح را برای مجاری خنک‌کننده سطح شعله بستر ارایه و طرح پیشنهادی را براساس معایب و مزایای طرح‌های مطرح شده انتخاب نمودند. یکی دیگر از کارهای صورت گرفته در زمینه سامانه خنک‌کاری، فعالیت ستارچه^[6] است. آنها منیفولد دود یک موتور دیزل دریایی و تاثیرات جوشش در راهگاه خنک‌کاری آن را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آنها برای تعیین دمای واقعی دیواره، پس از چندین بار حل سه‌بعدی سیالاتی با در نظر گرفتن پدیده جوشش به دست آمد. محمدی و یعقوبی^[7] در مقاله خود از الگوی مخلوط دوحالتی برای شبیه‌سازی انتقال حرارت جوششی در راهگاه آب موتور دیزل استفاده کردند. گزارش آنها نشان داد که در صورت به کارگیری جوشش به شکل موضعی، جریان خنک‌کننده قادر خواهد بود تا حباب‌های ایجاد شده در سطح داغ را حمل کند و نگرانی ماندن حباب روی بدنه را برطرف نماید. در کاری مشابه، محمدی و همکاران^[8] به منظور شبیه‌سازی پدیده جوشش در راهگاه آب موتور دیزل، از مخلوط دوحالتی و معادله پیفان/مولن هاور استفاده کردند. آنها برای صحت‌گذاری نتایج حاصل از شبیه‌سازی از داده‌های تجربی موتور که تحت شرایط جوشش کار می‌کرد، استفاده نمودند. تحقیقات آنها نشان داد که اندازه‌گیری تجربی، سازگاری مناسبی با شبیه‌سازی مخلوط دوحالتی دارد. در سال‌های اخیر، تحقیقات آزمایشگاهی روی انتقال حرارت جوشش مادون سرد برای بررسی پدیده جوشش جریان در راهگاه خنک‌کاری یک موتور دیزل سنگین توسط یو و همکاران انجام شده است. آنها نشان دادند که پدیده جوشش تحت شرایط حرارتی حاکم بر موتور در زمانی رخ می‌دهد که دمای دیواره حداقل ۱۰۰ درجه فوق گرم شده باشد^[9].

تمام این فعالیت‌ها با هدف توسعه ابزارهای پیش‌بینی‌کننده برای کمک به طراحی سامانه‌های خنک‌کاری با دقت بالا صورت گرفته است. هدف از مقاله حاضر، شبیه‌سازی عددی پدیده جوشش مادون سرد در راهگاه خنک‌کاری یک موتور دیزل سنگین ۱۶ استوانه براساس دو الگوی رایج چن و بی‌دی/بیشتر است. به علاوه از روش شبیه‌سازی سه‌بعدی سیالاتی با استفاده از نرم افزار فلوئنت با تراکم مناسب شبکه‌بندی که دقت نتایج و زمان منطقی محاسبات را تضمین می‌کند، به بررسی شاخص‌های سرعت، فشار و ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی در راهگاه خنک‌کاری موتور پرداخته شده و نکته قابل توجه در شبیه‌سازی حاضر، حل همزمان سازه (بستار) - سیال است.

۲- شبیه‌سازی عددی جوشش

برای مدل‌سازی پدیده جوشش باید تمام سازوکارهای حاکم در این پدیده را در نظر گرفت. اما یافتن روابط دقیق حاکم بر همه این سازوکارها نظیر حجم حباب تشکیل شده، فرکانس جدا شدن حباب، قطر جدا سازی حباب و غیره کاری بسیار مشکل است. بنابراین برای مدل‌سازی انتقال حرارت پدیده جوشش از یک سری فرضیات

انتقال حرارت کلی در روش بی‌دی‌ال مانند روش چن از معادله ۱ به دست می‌آید. تنها تفاوت روش بی‌دی‌ال با روش چن در مقدار ضریب سرکوب‌کننده (S) است. این روش که اولین بار توسط استاینر و همکاران^[14] با استفاده از کارژنگ و همکاران^[15] مطرح شد، سعی دارد تا ضریب سرکوب را با استفاده از دینامیک بخار و میدان جریان در نزدیکی سطح داغ تعیین کند.

$$S_{BDL} = S_{flow} \times S_{sub} \quad (۸)$$

$$S_{flow} = (d_D/d_L)^n \quad (۹)$$

$$S_{sub} = ((T_w - T_s)/(T_w - T_b)) \quad (۱۰)$$

در معادله ۸، S_{flow} را ضریب سرکوب‌کننده در اثر جریان و S_{sub} را ضریب سرکوب‌کننده ناشی از مادن سرد می‌نامند. مطابق با تئوری ژنگ جدا شدن حباب از سطح داغ شامل سه مرحله است که در شکل ۱ نشان داده شده است^[14]. حباب در مرحله اول در نقطه هسته حباب‌زا در اثر نیروی هیدرودینامیک به اندازه (θ) متمایل می‌شود. سپس در مرحله دوم حباب چسبیده به سطح آن قدر رشد می‌کند تا به اندازه‌ای می‌رسد که روی سطح داغ می‌لغزد. شعاع حباب در این مرحله را با r_D نشان می‌دهند. روند رشد حباب ادامه پیدا می‌کند تا حباب به شعاع r_L برسد. در این مرحله نیروی شناوری سبب جدا شدن حباب از سطح داغ و ورود آن به توده سیال با دمای پایین‌تر می‌شود. برای به‌دست‌آوردن شعاع جدایش و شعاع صعود بایستی معادلات اندازه حرکت در راستای جریان و راستای عمود بر جریان مطابق با شکل ۲ محاسبه شوند^[14].

$$F_d + F_{du} \sin \theta = 0 \quad (۱۱)$$

$$F_{ycb} + F_{ud} \cos \theta + F_{sl} = 0 \quad (۱۲)$$

در معادلات ۱۱ و ۱۲، F_{du} ، F_d ، F_{ycb} و F_{sl} به ترتیب نیروهای پسا، رشد حباب، شناوری و برشی هستند. روش به‌دست‌آوردن این نیروها به صورت زیر است:

$$F_d = 6\mu_l \pi r u \left\{ (2.3) + \left[\left(\frac{12}{Re_b} \right)^{n_3} + 0.796 n_3 \right]^{\frac{-1}{n_3}} \right\}, n_3 = 0.65 \quad (۱۴)$$

$$F_{sl} = (1.938) \rho_l \pi u^2 r^2 G_s^{\frac{1}{2}} \times ((1/Re_b^2) + 0.014 G_s^2)^{1/4}$$

$$F_{byc} = (4/3) \pi r^3 g (\rho_l - \rho_g) \quad (۱۵)$$

$$F_{du} = \rho_l \pi r^2 \left(\frac{3}{2} C_s r'^2 - r r'' \right) \quad (۱۶)$$

$$Re_b = 2 \rho_l u r / \mu_l \quad (۱۷)$$

$$G_s = \left| \frac{d_u}{d_y} \right|_{y=r} \frac{r}{u} \quad (۱۸)$$

مقدار پارامتر ۱۶ و ۱۷ توسط یک مرجع^[15] ۲۰/۳ پیشنهاد شده است. همچنین در روابط بالا Re_b را رینولدز حباب و G_s را تنش برشی بدون بعد می‌نامند. در معادله ۱۶ نیز شعاع حباب با رابطه زویر^[11] به دست می‌آید.

$$r(t) = 2b/\sqrt{\pi} \times Ja \times \sqrt{\alpha_l t} \quad (۱۹)$$

$$Ja = \rho_l C_{p,l} (T_w - T_s) / \rho_g h_{lg} \quad (۲۰)$$

$$\alpha_l = k_l / \rho_l C_{p,l} \quad (۲۱)$$

در رابطه ۱۹، Ja عدد ژاکوبی، b ثابت تجربی و α ضریب پخش حرارت در حالت مایع است که برای جریان‌های افقی ۰/۲۱ پیشنهاد می‌شود^[14]. در معادله رینولدز حباب Re_b و تنش برشی بدون بعد G_s و پارامتر u سرعت جریان در ارتفاع مرکز حباب در داخل لایه مرزی است. قبل از حل معادلات مومنوم باید پروفیل جریان مشخص شود. پروفیل سرعت در داخل لایه‌های مرزی با استفاده از معادلات زیر به دست می‌آید^[16]:

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{k} \ln(1 + ky^+) \quad (۲۲)$$

$$+ C \left[1 - \text{pxe} \left(-\frac{y^+}{X} \right) - \frac{y^+}{X} \text{pxe} \left(-\frac{y^+}{3} \right) \right]$$

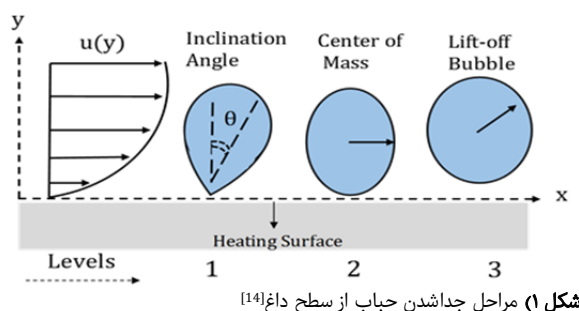
$$y^+ = \rho_l u_\tau y / \mu_l \quad (۲۳)$$

$$u_\tau = (T_w / \mu_l)^{1/2} \quad (۲۴)$$

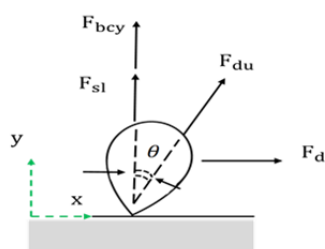
در معادله بالا y^+ فاصله نرمال بدون بعد و u_τ سرعت اصطکاک دیواره است. همچنین مقادیر پذیرفته شده برای ثابت‌ها بسته به زبری سطح در $\chi=11$ و $C=7/4$ تعیین می‌شود. در لحظه بلند شدن حباب، هیچ لغزشی بین حباب و مایع اطراف آن وجود ندارد. بنابراین نیروی پسا و برآی برشی و همچنین زاویه انحراف حباب نسبت به محور عمود (θ) صفر است. از این رو معادله مومنوم برای تعیین r_L به یک معادله به شکل زیر تبدیل خواهد شد:

$$F_{du} + F_{bcy} = 0 \quad (۲۵)$$

پس از تشکیل معادلات ۸، ۹ و ۲۵ و همچنین به‌دست‌آوردن مقادیر r_D و r_L ضریب سرکوب‌کننده ناشی از جریان S_{flow} به دست می‌آید.



شکل ۱) مراحل جدا شدن حباب از سطح داغ^[14]



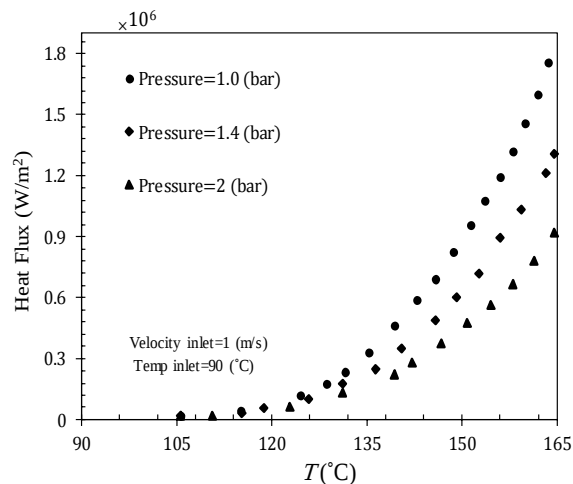
شکل ۲) موازنه نیروهای وارده بر حباب^[14]

۳- شبیه‌سازی پدیده جوشش

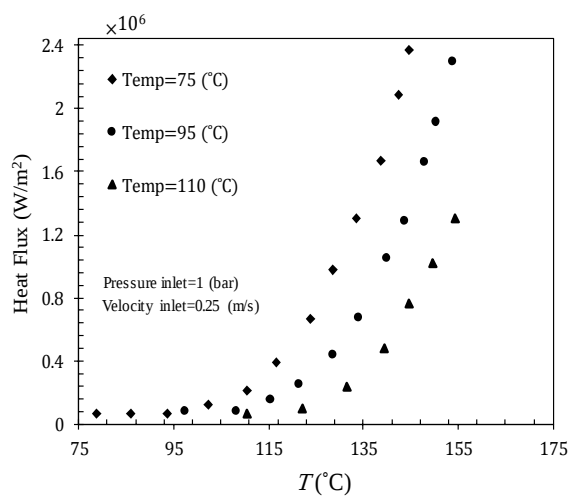
به‌منظور بررسی دقت و صحت نتایج حاصل از پدیده جوشش، شبیه‌سازی با دو روش مختلف و براساس الگوهای فارستر-زوبر^[11] انجام شده است. نمودار ۱، مقایسه روش‌های مطرح‌شده را نشان می‌دهد. اختلاف نمودارها نشان‌دهنده برتری یک روش نسبت به روش دیگر نیست، چرا که در برخی از تحقیقات براساس نوع مساله و شرایط کاری سامانه شبیه‌سازی چن همخوانی قابل قبولی با نتایج تجربی دارد^[14] و در برخی دیگر نتایج بی‌دی/همخوانی بهتری با نتایج آزمایشگاهی دارد^[4].

در این مقاله هدف نشان‌دادن پدیده جوشش در اثر تغییر شاخص‌های فعال است. از این رو اعتبارسنجی در سه گروه از محاسبات براساس روش بی‌دی/برای بررسی تاثیر فشار، سرعت و دما روی دمای دیواره و شار حرارتی یک موتور دیزل سنگین ۱۶ استوانه صورت گرفته است. سیال عامل ترکیب حجمی (۵۰-۵۰) آب و اتیلن‌گلیکول است. برای محاسبه مقادیر شار حرارتی، معادلات در نرم‌افزار Maple-18 با روند ساده تحلیل شده است.

همان‌طور که در نمودارهای ۲-۴ نشان داده شده است، با شروع جوشش هسته‌ای شیب نمودار شار حرارتی بر حسب دمای دیواره به‌طور ناگهانی افزایش می‌یابد. این موضوع حاکی از آن است که به‌ازای یک دمای سطح ثابت در صورتی که پدیده جوشش هسته‌ای رخ دهد، می‌توان حرارت بیشتری را دفع نمود.

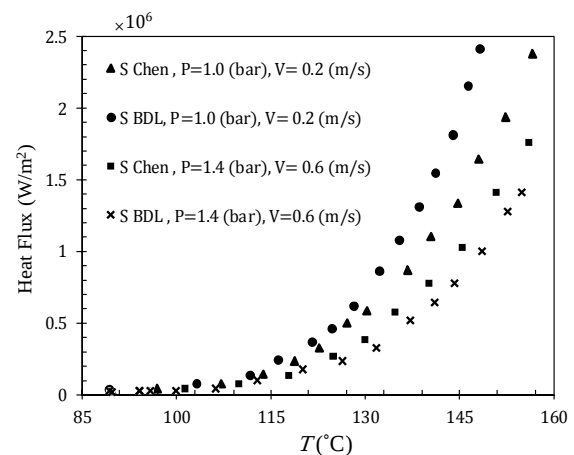


نمودار ۳) تاثیر فشار ورودی روی نمودار شار حرارتی بر حسب دمای دیواره

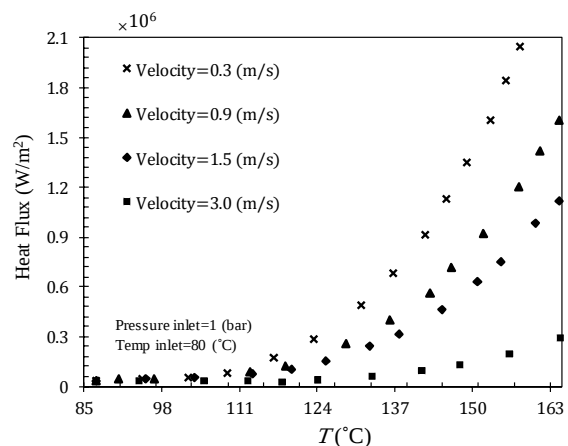


نمودار ۴) تاثیر دمای ورودی روی نمودار شار حرارتی بر حسب دمای دیواره

نمودار تاثیرات سرعت سیال خنک‌کننده بر شار حرارتی بر حسب دمای دیواره بستر نشان می‌دهد که در سرعت‌های کمتر از ۱/۴ متر بر ثانیه، اثر جوشش هسته‌ای قابل ملاحظه است. به عبارتی با کاهش سرعت سیال عامل، دمایی که در آن جوشش هسته‌ای شروع خواهد شد، کاهش می‌یابد. بر خلاف آن، در سرعت‌های بالا تاثیر انتقال حرارت جابه‌جایی آن قدر بالاست که عملاً جوشش اتفاق نمی‌افتد. با این حال نباید از این نکته غافل شد که با کاهش سرعت ورودی حساسیت به نقطه شروع جوشش لایه‌ای بالا می‌رود. تاثیر فشار بر کاهش یا افزایش نرخ انتقال حرارت زمانی حایز اهمیت است که انتقال حرارت از طریق جوشش رخ دهد. به این ترتیب که فشار بالا می‌تواند موجب به‌تعویق افتادن شروع جوشش شود و حساسیت ورود به این منطقه را کاهش دهد. براساس نمودار ۴ با کاهش دمای ورودی سیال عامل، نقطه دمایی که در آن پدیده جوشش اتفاق می‌افتد، در دمای دیواره پایین‌تری است. در واقع این بدان معناست که با کاهش دمای سیال ورودی به‌تدریج اثرات انتقال حرارت جوشش ظاهر می‌شود. بدین صورت که هر چه دمای ورودی پایین‌تر باشد، حساسیت به نقطه شروع جوشش لایه‌ای افزایش می‌یابد. با این حال افزایش بیش از حد دمای ورودی نیز زمان ایجاد نقطه شروع جوشش هسته‌ای را



نمودار ۱) مقایسه نتایج شبیه‌سازی برای روش‌های بی‌دی/و چن

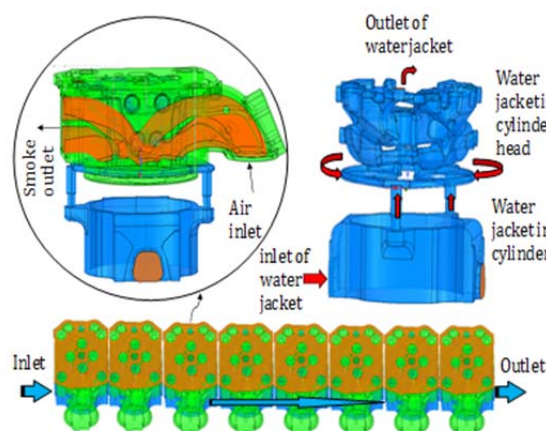


نمودار ۲) تاثیر سرعت ورودی روی نمودار شار حرارتی بر حسب دمای دیواره

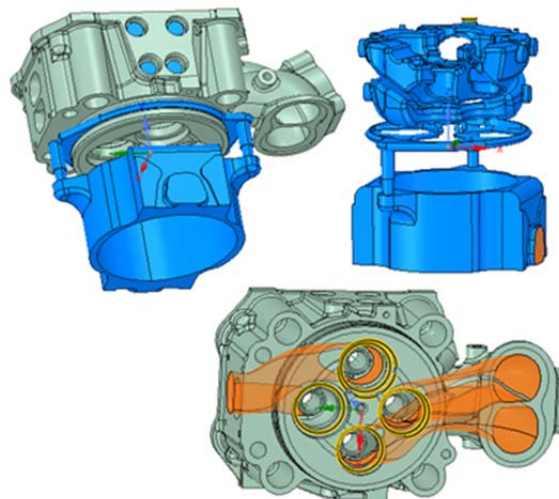
نزدیک‌تر می‌کند که در نتیجه آن شروع پدیده جوشش لایه‌ای در زمان زودتری اتفاق می‌افتد. براساس مطالب بیان‌شده باید اذعان کرد که دمای ورودی یکی از فاکتورهای مهم در ایجاد پدیده جوشش است. چرا که کم یا زیادبودن دمای ورودی تاثیر بسزایی در زمان و دمای وقوع پدیده جوشش دارد.

۴- تولید هندسه و آماده‌سازی شبکه محاسباتی

موتور هدف در این مطالعه یک موتور دیزلی سنگین ۱۶ استوانه مجهز به پرخوران و خنک‌کننده میانی است. نسبت قطر به طول مسیر برابر با ۱۶۵ میلی‌متر/۹۵ میلی‌متر و نسبت توان نامی/سرعت نامی برابر با ۲۰۰۰ کیلووات/۱۸۰۰ دور در دقیقه است [۱۷]. بستر این موتور از جنس چدن نشکن است. مدل سه‌بعدی مجرای خنک‌کننده اطراف آستری و درون بستر را می‌توان در شکل‌های ۳ و ۴ مشاهده نمود.



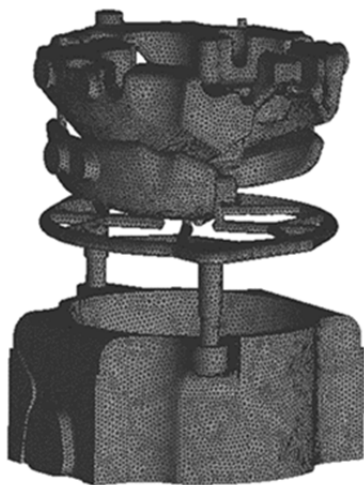
شکل ۳) نمایی کلی از حرکت سیال در بستر موتور دیزل



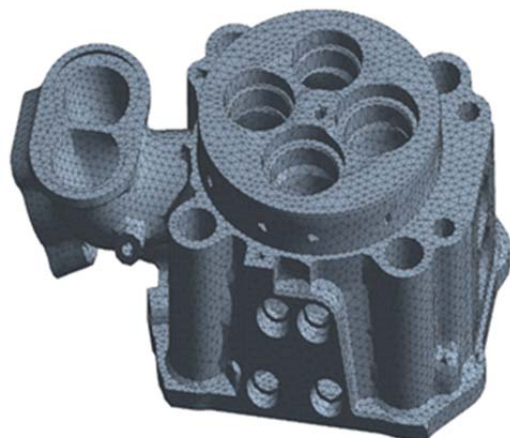
شکل ۴) نمایی از مجرای خنک‌کاری و بستر موتور دیزل

خنک‌کاری داخل بستر)، به‌طور همزمان وارد نرم‌افزار تولید شبکه انسیس مشینگ شده و با استفاده از روش شبکه‌های بی‌سازمان شبکه‌بندی شده است. همچنین به‌منظور کاهش تعداد شبکه‌بندی و نیز خطای شبکه‌بندی، تصحیح هندسه و حذف خطوط زاید انجام شده است. تعداد شبکه تولیدی در نرم‌افزار در حدود ۲۵۰۰۰۰۰ بوده که عمدتاً متشکل از سلول‌های شش‌وجهی و نیز تعداد کمی سلول‌های هرمی و سلول‌های منشوری است. مدل شبکه‌بندی‌شده از هندسه مذکور نیز در شکل‌های ۵ و ۶ نشان داده شده است.

لازم به ذکر است که به‌منظور افزایش کیفیت شبکه محاسباتی، ابعاد شبکه در محدوده‌ای از هندسه مانند نواحی با گرادیان دمایی شدید، سطوحی که در تماس با یکدیگر هستند و سطوحی که دارای فصل مشترک با تحلیل سیالاتی هستند، ریزتر شده و بدین ترتیب دقت محاسبات افزایش یافته است. در مقابل با بزرگ‌کردن ابعاد شبکه در نواحی که تاثیر چندانی در نتایج تحلیل ندارند، می‌توان زمان محاسبات را کاهش داد.



شکل ۵) نمایی از شبکه‌بندی مجاری خنک‌کاری



شکل ۶) نمایی از شبکه‌بندی سازه بستر

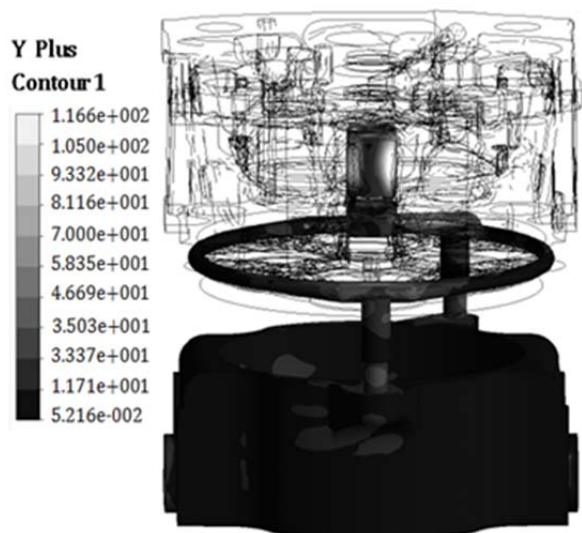
۵- شرایط مرزی

شرایط مرزی به دو دسته شرایط مرزی جریان سیال و شرایط مرزی حرارتی تقسیم می‌شود. برای تحلیل جریان سیال باید مشخصات جریان را در کانال‌های ورودی و خروجی راهگاه آب تعریف نمود. در کانال ورودی از شرط مرزی دبی جرمی و در خروجی جریان از

هر ردیف از موتور شامل هشت استوانه است که به‌صورت سری خنک‌کاری می‌شوند. سیال خنک‌کاری پس از گردش حول هر آستری به دو بخش تقسیم می‌شود. بخشی از آن به آستری بعدی راه می‌یابد و بخش دیگر به مجاری خنک‌کاری داخل بستر وارد می‌شود. برای انجام تحلیل حرارتی بخش‌های سیال و جامد مربوط به یک استوانه (شامل مجاری خنک‌کاری اطراف آستری و مجاری

۱-۶- اعتبارسنجی شبیه‌سازی (سه‌بعدی)

یکی از مسائلی مهم در شبیه‌سازی‌های جریان آشفتۀ، اطمینان از حضور تعداد کافی لایه‌های مرزی برای مشاهده گردان‌های سرعت است. سازوکارهای پویایی سیالات در منطقه نزدیک دیواره با روابط نیمه‌تجربی در متغیرهای وابسته مورد بررسی قرار می‌گیرند. این روابط مبتنی بر توابعی از یک فاصله بدون بعد عمود به دیوار است [19]. علاوه بر این در نظر گرفتن وابستگی بین ضخامت لایه مرزی مشخص شده و مقدار y^+ مهم است. مقدار y^+ به هندسه و متغیرهای جریان سیال بستگی دارد که مقدار حقیقی آن پس از شبیه‌سازی مشخص می‌شود. شکل ۸ نشان می‌دهد که مقدار y^+ در محدوده قابل قبول است [20]. همچنین به‌منظور اعتبارسنجی از نتایج شبیه‌سازی، داده‌های تجربی در دسترس برای موتور دیزل سنگین با سرعت و توان نامی در محدوده ۱۷۵kw/۴۵۰rpm تا ۱۰۳۰kw/۱۰۰۰rpm با نتایجی که از روش تئوری برای همان موتور به دست آمده است، مقایسه شدند [4]. مقایسه نتایج تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی با داده‌های تجربی نشان‌دهنده دقت و صحت شبیه‌سازی حاضر است.



شکل ۸) نمایی از کانترور y^+

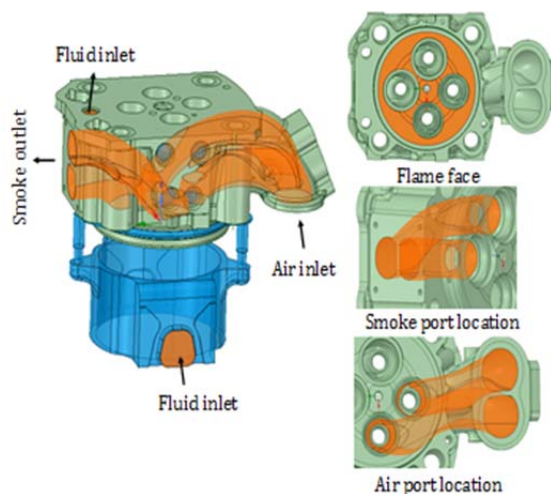
۲-۶- توزیع فشار در راهگاه بستار

همان‌طور که اشاره شد، تغییرات فشار در انتقال حرارت جابه‌جایی تأثیر چندانی بر نرخ انتقال حرارت ندارد. اما زمانی که انتقال حرارت از نوع جوشش اتفاق می‌افتد، فشار سیال می‌تواند تأثیر قابل توجهی بر نرخ انتقال حرارت داشته باشد. بنابراین در سرعت‌های پایین که جوشش اهمیت بیشتری پیدا می‌کند، بایستی تأثیر فشار را در نظر گرفت. توزیع فشار در راهگاه خنک‌کاری موتور، در مساله حاضر با دبی $0.65 \text{ (kg/s}^2\text{)}$ در شکل ۹ نشان داده شده است. در ناحیه اول که محل حرکت سیال در اطراف آستری است افت فشار تقریباً ناچیزی مشاهده می‌شود که دلیل این امر قطر هیدرولیکی نسبتاً زیاد مسیر خنک‌کاری در اطراف آستری است. اما بر خلاف آن در ناحیه دوم که محل حرکت سیال خنک‌کننده در بستار است، به دلیل قطر هیدرولیکی کمتر مسیرهای خنک‌کاری و همچنین پیچیدگی بیشتر مسیر حرکت سیال، افت فشار نسبتاً زیادی در این نواحی اتفاق می‌افتد. نکته قابل توجه در طراحی هندسه حاضر،

شرط مرزی فشار خروجی استفاده شده است. مقدار فشار استاتیک سیال در خروجی بستار برابر با 0.4 bar است [17]. همچنین، سیال خنک‌کننده در حالت کلی ترکیبی از آب و اتیلن‌گلیکول با نسبت حجمی ۵۰٪ آب و ۵۰٪ اتیلن‌گلیکول در نظر گرفته شده که خواص فیزیکی و حرارتی این ترکیب در دمای کارکرد موتور یعنی $363/8 \text{ K}$ لحاظ شده است [18]. لازم به ذکر است که با توجه به آن که شرایط بحرانی کارکرد بستار در حالت کارکرد موتور با حداکثر توان صورت می‌گیرد، تمام مقادیر در دور موتور ۱۸۰۰ دور بر دقیقه و شرایط عملکرد تمام بار محاسبه شده است. شرایط مرزی دیواره بستار شامل راهگاه دود، محفظه احتراق و راهگاه هوا است که بایستی به‌منظور شبیه‌سازی اثر آن در مدل سه‌بعدی بستار، دمای متوسط دیواره و همچنین ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی متوسط گاز به‌عنوان شرایط مرزی در نرم‌افزار وارد شود. جدول ۱ شرایط مرزی دیواره بستار را نشان می‌دهد [17]. شکل ۷ به‌منظور درک بهتر نمایی از نقاطی که در هندسه به‌عنوان شرایط مرزی تعریف می‌شود، آورده شده است.

جدول ۱) دما و ضریب انتقال حرارت در دیواره‌های بستار

ناحیه	دما (K)	ضریب انتقال حرارت ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)
راهگاه هوا	۳۸۰	۱۰-۱۱۰
راهگاه دود	۸۸۰	۳۰-۳۵۰
محفظه احتراق	۱۰۵۰	۶۰-۶۵۰

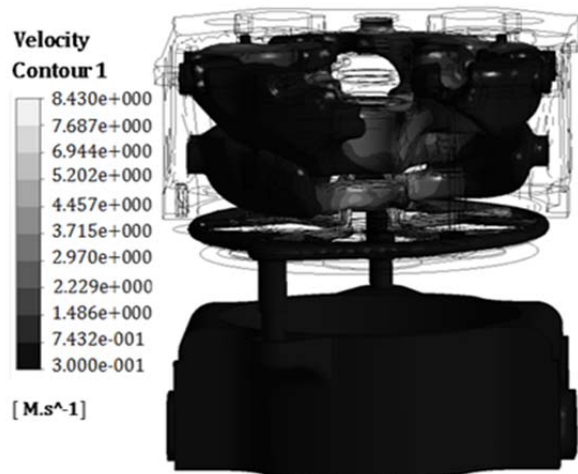


شکل ۷) نقاط تعریف‌شده به‌عنوان شرایط مرزی

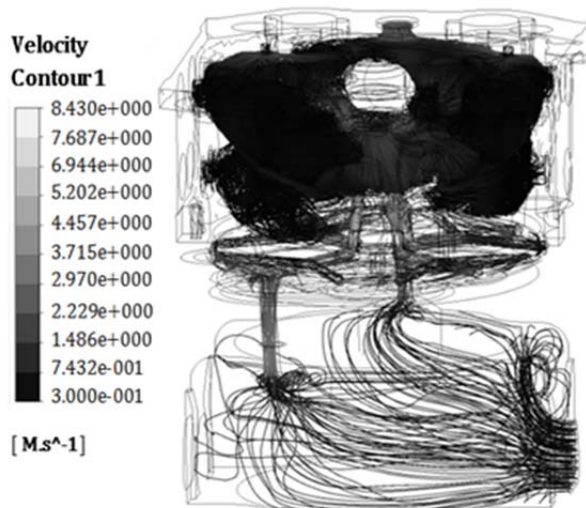
۶- نتایج شبیه‌سازی

در این پژوهش، پس از اعمال شرایط مرزی و انتخاب الگوی آشفتگی جریان $k-\epsilon$ ، از روش حل‌کننده پیوسته برای حل حرارتی جریان استفاده شده است. بدین معنی که در این روش همه معادلات مربوط به سیال و انرژی به‌طور همزمان حل می‌شوند. همچنین در این شبیه‌سازی برای ارتباط بین معادلات مومنتوم، پیوستگی و فشار، حل با الگوریتم سیمپل شروع می‌شود و تکرار تا جایی ادامه پیدا می‌کند که تغییرات در حل گذرا و پایدار به کمترین مقدار ممکن برسد. در انتها مقادیر توزیع دما و شار حرارتی در بستار، توزیع سرعت، توزیع فشار و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در راهگاه آب به دست می‌آید.

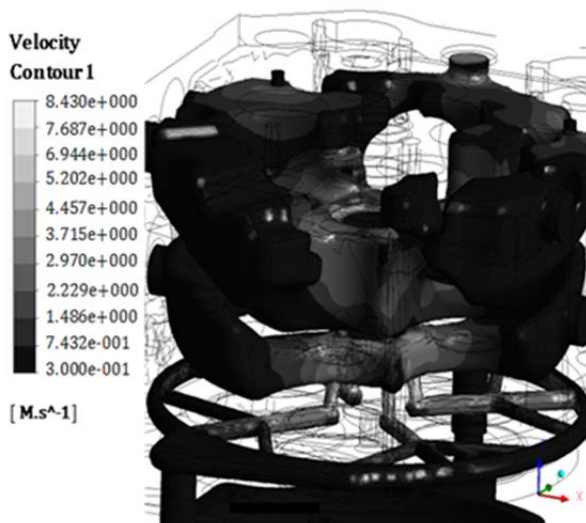
دریچه‌ها (شکل ۱۰) باید این نکته را در نظر گرفت که به علت افزایش شدت تولید حباب احتمال بسته شدن این مسیرهای باریک توسط حباب‌ها وجود دارد، لذا با پایش سرعت می‌توان به نرخ انتقال حرارت قابل قبول در این ناحیه رسید.



شکل ۱۱) توزیع میدان سرعت در راهگاه خنک‌کاری

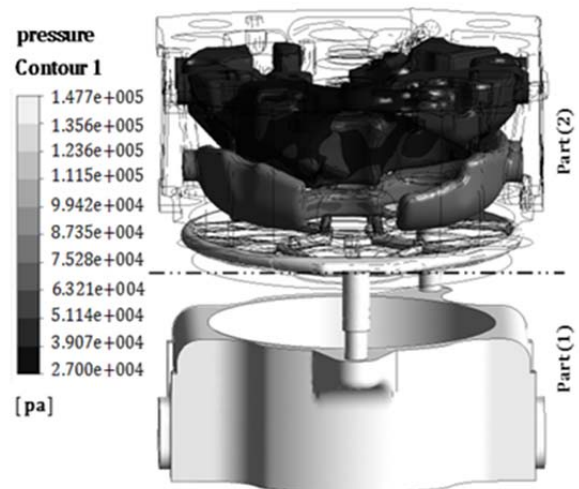


شکل ۱۲) توزیع میدان سرعت در راهگاه خنک‌کاری

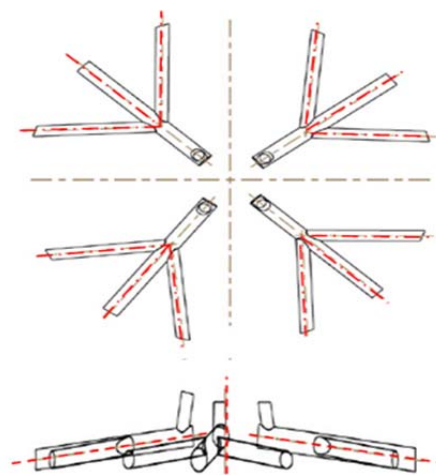


شکل ۱۳) نمای نزدیک از نقاط با سرعت بالا در راهگاه خنک‌کاری

فشار نسبتاً بالای سیال خنک‌کننده در نواحی دریچه‌های دود و شمع‌ها است که موجب به تعویق افتادن جوشش فیلمی و ماندن در ناحیه جوشش هسته‌ای می‌شود. شکل ۱۰ هندسه حرکت سیال در نواحی دریچه‌های دود و شمع‌ها را نشان می‌دهد.



شکل ۹) توزیع فشار در راهگاه خنک‌کاری

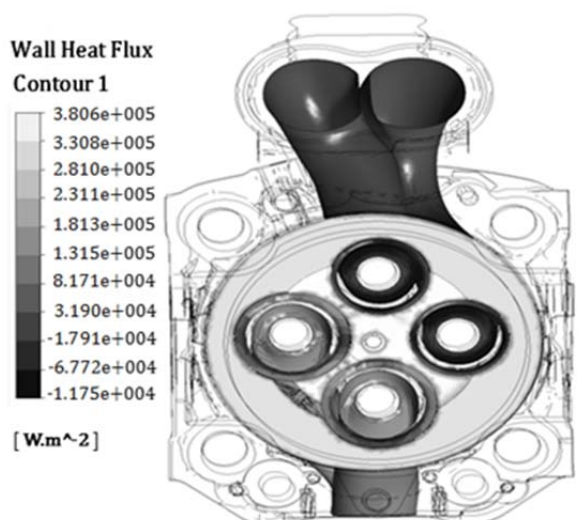


شکل ۱۰) نمایی از مسیر سیال خنک‌کننده در اطراف دریچه‌ها

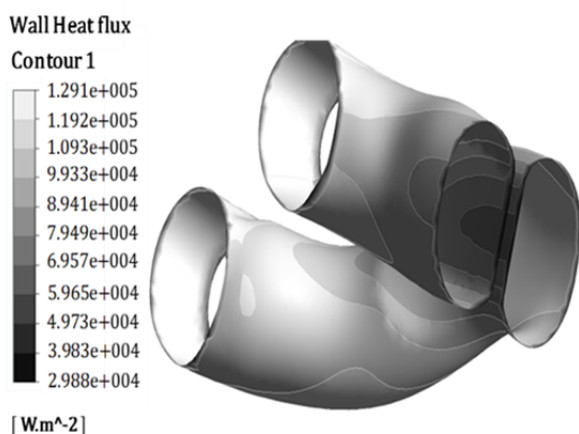
۶-۳- توزیع سرعت در راهگاه بستر

توزیع میدان سرعت و خطوط جریان در راهگاه خنک‌کاری اطراف آستری و داخل بستر در شکل‌های ۱۱-۱۳ نشان داده شده است. بیشترین سرعت سیال خنک‌کننده ۸/۴۳ متر بر ثانیه است که در ناحیه اطراف دریچه‌ها و اطراف شمع اتفاق می‌افتد و حداقل سرعت سیال حدود ۰/۳ متر بر ثانیه نزدیک راهگاه خروج گاز است. سرعت بالای سیال خنک‌کننده در این نواحی حساس حرارتی موجب می‌شود تا این قسمت‌ها که خطر وقوع پدیده جوشش فیلمی در آنها وجود دارد، از این پدیده مصون بمانند. به علاوه، سرعت کم سیال خنک‌کننده در اطراف نشیمنگاه دریچه دود و اطراف راهگاه دود، با توجه به شار حرارتی بالا حساسیت به نقطه شروع جوشش فیلمی را افزایش می‌دهد، لذا به منظور بهبود حرکت سیال نیاز به اصلاح طراحی دارد. همچنین در به کارگیری پدیده جوشش برای خنک‌کاری راهگاه‌های باریک مانند نواحی اطراف

شار حرارتی گذرنده از دیواره بستر بدون در نظر گرفتن پدیده جوشش در شکل‌های ۱۷ و ۱۸ به تصویر کشیده شده است. مقایسه میان این شکل‌ها با نمودارهای شبیه‌سازی عددی پدیده جوشش (نمودارهای ۴-۲) نشان می‌دهد که استفاده از پدیده جوشش می‌تواند به میزان قابل توجهی شار حرارتی را افزایش دهد. همان گونه که در شکل ۱۷ مشاهده می‌شود، شار حرارتی گذرنده از ناحیه اطراف دریچه‌ها از دیگر قسمت‌ها بیشتر است. از این رو عدم خنک‌کاری مناسب در این نواحی می‌تواند موجب خستگی کم چرخه حرارتی در سطح شعله بستر شود، لذا این مهم نیاز به دقت بیشتر در طراحی راهگاه خنک‌کاری و استفاده بهتر از پدیده جوشش در اطراف این ناحیه دارد. از طرفی شار حرارتی در قسمت نشیمنگاه سوپاپ دود به میزان قابل توجهی پایین است که نشان‌دهنده نرخ انتقال حرارت پایین در این نواحی است. براساس مطالب بیان‌شده، دلیل این امر عدم طراحی مسیر آبگرد برای خنک‌کاری در این نواحی حساس حرارتی است که موجب کاهش شار حرارتی و افزایش دمای بالا در این سطوح می‌شود (شکل ۱۸).



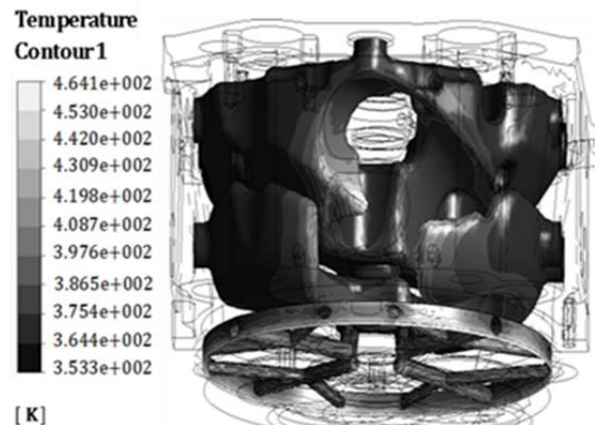
شکل ۱۷ شار حرارتی گذرنده از دیواره بستر



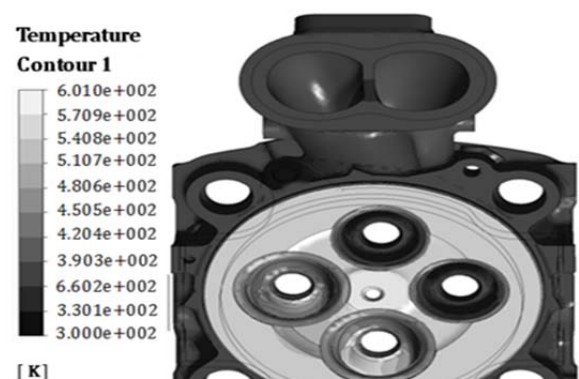
شکل ۱۸ نمای نزدیک از نقاط با شار حرارتی پایین در بستر

نقطه قوت تحقیق پیش رو حل یکپارچه یا همزمان برای تحلیل حرارتی جریان خنک‌کننده بوده، یعنی تحلیل حرارتی سازه بستر و سیال خنک‌کننده داخل آن به صورت همزمان انجام شده است.

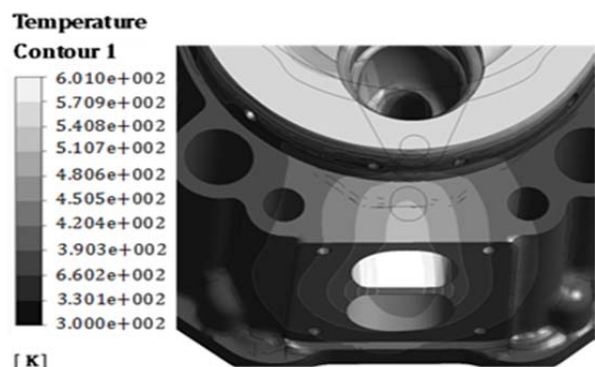
در شکل‌های ۱۸-۱۴ به ترتیب نتایج توزیع دما و شار حرارتی در بستر و راهگاه خنک‌کاری نشان داده شده است. نتایج حاکی از آن است که دمای بیشینه بستر در ناحیه پل بین دریچه‌های دود رخ می‌دهد. همچنین می‌توان افزایش دمای سیال خنک‌کننده را در خروجی راهگاه دود در شکل ۱۴ مشاهده کرد. دلیل این امر سرعت پایین سیال خنک‌کننده و عدم طراحی مسیر آبگرد در پشت دریچه‌های دود است. همچنین متناسب با نتایج شبیه‌سازی پیش‌بینی می‌شود که دمای سیال خنک‌کننده در طول مسیر از ورودی استوانه تا خروجی بستر حدود ۱۲/۵ درجه افزایش یابد.



شکل ۱۴ توزیع دما در راهگاه خنک‌کاری



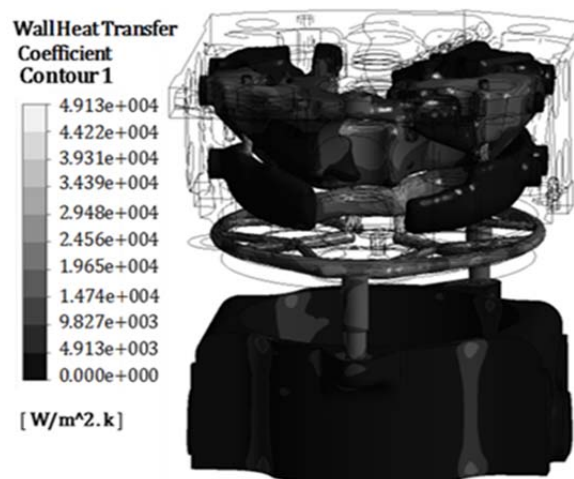
شکل ۱۵ توزیع دمای روی بستر



شکل ۱۶ نمای نزدیک از نقاط با دمای بالا در بستر

۵-۶- توزیع ضریب انتقال حرارت در راهگاه آب

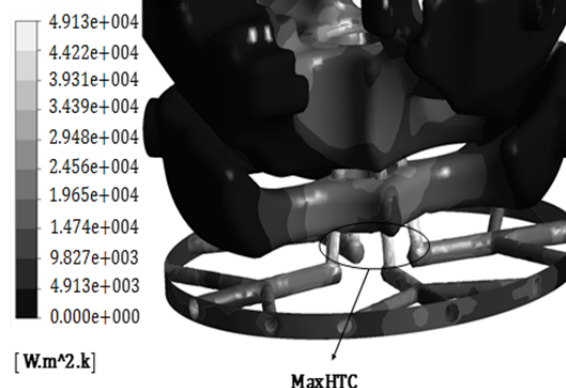
نتایج ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی برای راهگاه خنک‌کاری در شکل‌های ۱۹ و ۲۰ نشان داده شده است. ضریب انتقال حرارت در نقاطی از راهگاه آب که دما در آن نقاط بیشتر بوده، افزایش قابل توجهی داشته است. در شبیه‌سازی حاضر حداکثر ضریب انتقال حرارت در حدود $49000 \text{ W/m}^2\text{K}$ است که با توجه به توزیع دما و توزیع سرعت، مقادیر بیشینه در نواحی نزدیک شمع رخ می‌دهد. همچنین در نواحی راهگاه دود با توجه به دمای بالای گازهای خروجی و سرعت پایین سیال خنک‌کننده حول دیواره ضریب انتقال حرارت به میزان زیادی کاهش پیدا می‌کند که موجب انباشتگی گرما در این نواحی می‌شود.



شکل ۱۹) ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در راهگاه خنک‌کاری

Wall Heat Transfer Coefficient

Contour 1



شکل ۲۰) نمای نزدیک از نقاط با ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بالا

۶-۶- آزمون استقلال از شبکه

برای ارزیابی همگرایی مش، در جدول ۲ چهار شبکه برای محاسبه مقادیر میانگین سرعت و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی مورد مطالعه قرار گرفته است. براساس این جدول، درصد انحراف ضریب انتقال حرارت در نواحی بحرانی نزدیک شمع برای دو تکرار آخر تقریباً بدون تغییر باقی مانده است که این روند برای سرعت نیز کاملاً مشابه است. در نهایت شبکه با تعداد سلول‌های ۲۵۰۰۰۰ به عنوان شبکه بهینه انتخاب می‌شود.

جدول ۲) آزمون استقلال شبکه محاسباتی برای راهگاه آب

تعداد مش	سرعت میانگین (m.s^{-1})	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی به‌طور متوسط $(\text{W/m}^2\text{K})$	تغییرات ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (درصد)
۹۰۰۰۰۰	۲/۰۳	۲۱۹۲۳/۲	۱۰/۷۸
۱۵۰۰۰۰۰	۱/۸۷	۲۳۰۸۱/۶	۱/۸۴
۲۰۰۰۰۰۰	۱/۷۶	۲۳۸۷۶/۳	۰/۵۱
۲۵۰۰۰۰۰	۱/۷۱	۲۴۱۰۱/۱	-

۷- نتیجه‌گیری

در این مقاله، توزیع میدان سرعت، فشار و ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی در مجرای خنک‌کاری موتور دیزل سنگین با روش دینامیک سیالات محاسباتی سه‌بعدی با استفاده از نرم‌افزار انسیس‌فلوئنت بررسی شده است. همچنین با ارایه مدل‌های ریاضی براساس دو الگوی رایج چن و بی‌دی/ل به شبیه‌سازی عددی جوشش مادون سرد در راهگاه آب پرداخته شده و نکته قابل توجه حل همزمان سازه و سیال در این تحلیل است. نتایج به‌صورت موارد زیر دسته‌بندی شدند:

۱- بهره‌گیری از رژیم جریان جوشش هسته‌ای می‌تواند ضریب انتقال حرارت را افزایش دهد که موجب دفع حرارت بیشتر از سطح می‌شود و توزیع دمای یکنواخت‌تری را برای موتور در پی دارد.

۲- با افزایش سرعت جریان آب، دمایی که در آن جوشش هسته‌ای شروع خواهد شد افزایش می‌یابد.

۳- تاثیر فشار بر کاهش یا افزایش نرخ انتقال حرارت زمانی حایز اهمیت است که انتقال حرارت از طریق جوشش رخ دهد. به این ترتیب که فشار بالا می‌تواند موجب به‌تعویق افتادن شروع جوشش فیلمی شود.

۴- سرعت پایین سیال خنک‌کننده و عدم طراحی مسیر آبگرد در پشت دریچه‌های دود، موجب افزایش دمای سیال در نشیمنگاه دریچه دود و اطراف آن به‌ویژه پل باریک بین دو دریچه می‌شود.

۵- مقایسه شار حرارتی گذرنده از دیواره بستار در حالت‌های با و بدون در نظر گرفتن پدیده جوشش نشان می‌دهد که رخداد پدیده جوشش می‌تواند به میزان قابل توجهی، شار حرارتی را افزایش دهد. اما این نکته را باید در نظر داشت که رژیم جوشش در ناحیه هسته‌ای باشد.

۶- در تحلیل حرارتی راهگاه آب مشخص شد که مقدار بیشینه ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در حدود $49000 \text{ W/m}^2\text{K}$ است و با توجه به توزیع دما و توزیع سرعت، مقادیر بیشینه در نواحی نزدیک شمع رخ می‌دهد.

تشکر و قدردانی: موردی از سوی نویسندگان بیان نشده است.

تأییدیه اخلاقی: موردی از سوی نویسندگان بیان نشده است.

تعارض منافع: موردی از سوی نویسندگان بیان نشده است.

سهم نویسندگان: مسیب قلی‌نیا (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۳۳٪)؛ محسن پورفلاح (نویسنده دوم)، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۳۴٪)؛ حمیدرضا چمنی (نویسنده سوم)، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری (۳۳٪)

منابع مالی: موردی از سوی نویسندگان بیان نشده است.

- 6- Sattarcheh M. Thermal analysis for marine diesel engine exhaust manifold cool water with regard to the boiling phenomenon in the cooling jacket [Dissertation]. Tehran: K.N. Toosi University of Technology; 2011. [Persian]
- 7- Mohammadi A, Yaghoubi M. Two phase flow simulation for subcooled nucleate boiling heat transfer calculation in water jacket of diesel engine. Journal of Engine Research. 2011;22(22):50-61. [Persian]
- 8- Mohammadi A, Hashemi H, Jazayeri SA, Ahmadi M. Two phase flow simulation for nucleate boiling heat transfer calculation in water jacket of diesel engine. ASME-JSEME-KSME Conference. Hamamatsu: fluids Engineering Division; 2011. pp. 1721-1729.
- 9- Yu W, France DM, Singh D, Smith RK, Ritter J, Vijlbrief T, et al, Subcooled flow boiling of ethylene glycol/water mixtures in a bottom-heated tube. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2014;72:637-645.
- 10- Rohsenow SWM. Heat transfer. A Symposium, Engineering Research Institute. Michigan: University of Michigan; 1952.
- 11- Forster H, Zuber N. Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer. AIChE Journal. 1955;1(4):531-535.
- 12- Chen JC. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development. 1966;5(3):322-329.
- 13- Butterworth D. The correlation of cross flow pressure drop data by means of permeability concept. Harwell: UKAEA Atomic Energy Research Establishment; 1979.
- 14- Steiner H, Kobor A, Gebhard L. A wall heat transfer model for subcooled boiling flow. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2005;48(19-20):4161-4173.
- 15- Zeng LZ, Klausner JF, Bernhard D, Mei R. A unified model for the prediction of bubble detachment diameters in boiling systems—II. Flow boiling. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1993;36(9):2271-2279.
- 16- Hinze JO. Turbulence (McGraw-Hill series in mechanical engineering). 2nd Edition. New York: McGraw-Hill College; 1975.
- 17- Pourfallah M. CFD simulation of heavy duty diesel engine combustion with 2000KW, 1800RPM and marine application [Dissertation]. Mazandaran: Mazandaran University; 2009. [Persian]
- 18- Sitkei G. Heat transfer and thermal loading in internal combustion engines. Amsterdam: Akademiai Kiado; 1974.
- 19- Launder BE, Spalding DB. The numerical computation of turbulent flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. 1974;3(2):269-289.
- 20- Egorov Y, Menter F, Wintterle T, Eckart L. On the customizing of a subcooled boiling model for industrial CFD Simulation. 11th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics (NURETH-11). Avignon, France. Amsterdam: Elsevier; 2005.

۸- پی‌نوشت

علائم	شرح
علائم اختصاری	
q	نرخ انتقال حرارت (W/m^2)
K	ضریب انتقال حرارت هدایت (W/m^2K)
h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (W/m^2K)
Nu	عدد ناسلت
D_h	قطر هیدرولیک (m)
Pr	عدد پرانتل
Re	عدد رینولدز
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت ($J/kg^{\circ}K$)
S	ضریب سرکوب‌کننده
T	دمای سیال ($^{\circ}C$)
P	فشار (bar)
V	سرعت (ms^{-1})
علائم یونانی	
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
σ	کشش سطحی
زیرنویس‌ها	
l	سیال
boil	جوشش
conv	جابه‌جایی
g	بخار
sat	اشباع
w	دیوار

منابع

- 1- Norris PM, Wepfer W, Hoag KL, Courtine-White D. Experimental and analytical studies of cylinder head cooling, 931122. SAE Technical Paper. Vehicle Thermal Management Systems Conference, Georgia. Warrendale: SAE Technical Paper; 1993.
- 2- Puneekar H, Das S. Numerical simulation of subcooled nucleate boiling in cooling jacket of IC engine. SAE 2013 World Congress & Exhibition. Warrendale: SAE International; 2013.
- 3- You-chang L, Xiao-hong G, Dan C. Research on cooling system for 4-cylinder diesel engine. JSAE/SAE International Fuels & Lubricants Meeting. Warrendale: SAE International; 2007.
- 4- Jafarabadi M, Chamani H, Malakizadi A, Jazayeri SA. A fast coupled CFD-Thermal analysis of a heavy duty diesel engine water cooling system. ASME 2008 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Boston: ASME International Mechanical Engineering; 2008. pp. 663-670.
- 5- Jafarabadi M, Chamani H, Jazayeri SA. Improvement of a diesel engine water cooling performance through implementation of different cooling designs. ASME 2013 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference. Michigan: Internal Combustion Engine Division; 2013.