

علمی - پژوهشی

## Numerical Investigation of Heat Transfer Enhancement in an Automotive Radiator Utilizing Mini-Channel Tubes and Tubes Configuration

Farajollahi, A.H

Yahyaabadi, M.M

Pourseifi, M

Imam Ali University, Tehran, Iran

Malek Ashtar University of Technology,  
Tehran, Iran

imam ali university, Tehran, Iran

(Received: 2022/08/19 ; revised: 2022/10/30 ; Accepted: 2022/11/08 ; published: 2023/03/02)

DOR: <https://dorl.net/dor/20.1001.1.23223278.1401.11.2.4.8>

### ABSTRACT

Utilizing EG/Water solution as working fluid in an automotive radiator cooling system could cause a significant decrement in heat transfer rate and increases fluid pressure drop. According to the results of this numerical research, a 70%-30% EG/Water solution has about 12%-20% less heat transfer rate and 5%-20% more pressure drop compared to pure water. Geometrical changes affecting the heat transfer parameters could be used to enhance the heat transfer performance of the radiator. This study aims to numerically investigate the effect of employing the mini-channel tubes and (-) or (+) shaped cross-section tubes rather than simple tubes on heat exchanger performance. Comparing the vertical and the horizontal configuration of pipes on heat transfer function is also studied. Results show that utilizing the mini-channel tubes can raise the heat transfer rate by about 15%-67%, while the friction factor is also increased by about 6%-52%. A considerable increment of nearly 10%-91% is also reported as an impact of employing horizontally arranged tubes compared to vertical tube configuration.

### Keywords

Automotive Radiator, Heat Transfer Enhancement, Heat Transfer in Mini Tubes, Radiator Tube Arrangement, EG/Water Solution

## بررسی عددی بهبود نرخ انتقال حرارت در رادیاتور خودرو با استفاده از لوله‌های ریز مجرا و چیدمان مناسب لوله‌ها

امیرحمزه فرج‌الهی<sup>۱\*</sup> محمد مهدی یحیی‌آبادی<sup>۲</sup> مهدی پورسیفی<sup>۳</sup>  
دانشگاه امام علی (ع)، تهران، ایران دانشگاه شهید بهشتی تهران، ایران دانشگاه امام علی (ع) تهران، ایران  
(دریافت: ۱۴۰۱/۰۵/۲۸، بازنگری: ۱۴۰۱/۰۸/۰۸، پذیرش: ۱۴۰۱/۰۸/۱۷، انتشار: ۱۴۰۱/۱۲/۱۱)

### چکیده

استفاده از مخلوط اتیلن‌گلیکول و آب به‌عنوان سیال عامل دارای ضد یخ در رادیاتور خودرو، سبب کاهش نرخ انتقال حرارت و افزایش افت فشار می‌شود. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده، مخلوط ۷۰٪-۳۰٪ حجمی آب و اتیلن‌گلیکول ۲۰٪-۱۲٪ انتقال حرارت کمتر و ۲۰٪-۵٪ افت فشار بیشتری نسبت به آب خالص دارد. به‌منظور افزایش نرخ انتقال حرارت در رادیاتور، می‌توان از تغییرات هندسی که بر مولفه‌های انتقال حرارت شامل ضریب انتقال حرارت و سطح تبادل گرما تأثیرگذار هستند استفاده کرد. پژوهش حاضر به روش تحلیل عددی و با استفاده از روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی به بررسی تأثیر استفاده از ریز مجرا به‌جای لوله‌های ساده، استفاده از لوله با سطح مقطع (-) و (+) شکل و تغییر چیدمان لوله‌های رادیاتور از عمودی به افقی پرداخته است. نتایج نشان می‌دهد استفاده از لوله‌های دارای ریز مجرا می‌تواند ۶۷٪-۱۵٪ نرخ انتقال حرارت در رادیاتور را افزایش دهد همچنین در این حالت ضریب اصطکاک نیز ۵۲٪-۶٪ افزایش یافته که باعث افت فشار بیشتر می‌شود. همچنین استفاده از چیدمان افقی لوله‌ها در رادیاتور به‌جای چیدمان عمودی، دارای ۹۱٪-۱۰٪ نرخ انتقال حرارت بیشتر می‌باشد.

**واژه‌های کلیدی:** رادیاتور خودرو، بهبود نرخ انتقال حرارت، انتقال حرارت در ریز مجرا، چیدمان لوله‌های رادیاتور، اتیلن‌گلیکول و آب

۱. دانشیار (نویسنده پاسخگو): a.farajollahi@sharif.edu

۲. کارشناسی ارشد: mohammad\_yahyaabadi@yahoo.com

۳. استادیار: m.pourseifi@gmail.com

## فهرست علائم و اختصارات

$C_p$	ظرفیت گرمایی ویژه، $J/kg.K$
$Nu$	عدد ناسلت
$Pr$	عدد پرانتل
$Re$	عدد رینولدز
$Gz$	عدد گرتز
$T$	دما، $K$
$f$	ضریب اصطکاک
$k$	ضریب هدایت گرما، $W/m.K$
$p$	فشار، $N/m^2$
$u$	سرعت، $m/s$
<b>علائم یونانی</b>	
$\alpha$	ضریب پخش گرما، $m^2/s$
$\mu$	ویسکوزیته دینامیکی، $kg/m.s$
$\nu$	ویسکوزیته سینماتیکی، $m^2/s$
$\rho$	چگالی، $kg/m^3$
<b>پایین نویس</b>	
$i, j$	راستای مختصات
$t$	توربولانت (جریان آشفته)
$h$	هیدرولیکی

## ۱- مقدمه

سیستم خنک‌کن موتور خودرو که رادیاتور نقش اصلی آن را بر عهده دارد، یکی از مهم‌ترین اجزای خودرو است و وظیفه آن دفع حرارت اضافی ایجاد شده در موتور به محیط می‌باشد. عملکرد مناسب و مطمئن موتور خودرو به طور مستقیم تحت تأثیر عملکرد صحیح سیستم خنک‌کن می‌باشد. به منظور ایجاد قابلیت استفاده در فصول مختلف سال، اغلب از مخلوط آب و اتیلن‌گلیکول به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود که دمای نقطه ذوب بالاتر و نقطه انجماد پایین‌تری نسبت به آب خالص دارد و نقش ضد یخ و تا حدی ضد جوش را ایفا می‌کند. اما اتیلن‌گلیکول دارای خواص ترموفیزیکی متفاوتی با آب می‌باشد و ضریب هدایت گرمایی کمتر و چگالی بیشتری دارد؛ بنابراین مخلوط اتیلن‌گلیکول و آب نسبت به آب خالص، نرخ انتقال حرارت کمتری دارد و عملکرد حرارتی رادیاتور را تضعیف می‌کند. پژوهشگران زیادی با هدف بهبود نرخ انتقال حرارت در رادیاتور به بررسی موضوع پرداخته و راهکارهایی را پیشنهاد کرده‌اند. راهکارهای پیشنهادی را به‌طور کلی می‌توان به دو دسته استفاده از نانوسیالات مختلف به عنوان سیال عامل و

روش‌های مبتنی بر اصلاح هندسی رادیاتور شامل بهبود المان‌های مختلف آن از جمله پره‌ها، لوله‌ها و استفاده از گردابه سازها تقسیم‌بندی کرد.

خواص فیزیکی نانوسیالات به دلیل افزودن نانوذرات جامد تغییر می‌کند و ضریب هدایت گرمایی سیال افزایش می‌یابد، از طرف دیگر سایر خواص آن از جمله ویسکوزیته نیز تغییر می‌کند. استفاده از نانوسیالات هیبریدی که شامل چند نوع نانوذرات می‌باشند روشی نوین در افزایش انتقال حرارت می‌باشد و تعیین خواص ترموفیزیکی نانوسیال حاصل از اهمیت به سزایی برخوردار است. همت اسفه و همکاران [۱] در پژوهشی آزمایشگاهی به بررسی و توسعه رابطه تعیین خواص ترموفیزیکی نانوسیال هیبریدی شامل روغن موتور به عنوان سیال پایه و نانولوله‌های چنددیواره کربنی (MWNCT) و نانوذرات اکسید روی (ZnO) در کسر حجمی حداکثر ۱٪ در دمای  $55^{\circ}C - 5^{\circ}C$  پرداخته و نتیجه گرفتند که نانوسیال مورد بررسی در تمام حدود دمایی و کسر حجمی‌های مورد آزمایش رفتار سیال غیرنیوتونی و شبه‌پلاستیک داشته و در دمای پایین‌تر، این رفتار قوی‌تر نیز می‌شود؛ آن‌ها همچنین رابطه‌ای را برای تعیین ویسکوزیته نانوسیال بر اساس دما و کسر حجمی پیشنهاد دادند که در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی از دقت خوبی برخوردار است. آن‌ها همچنین در پژوهشی آزمایشگاهی دیگر [۲]، به بررسی تغییرات ضریب هدایت گرمایی نانوسیال هیبریدی شامل آب به عنوان سیال پایه و ترکیب نانوذرات ZnO، MWNCT و  $Al_2O_3$  پرداخته و براساس نتایج اظهار کردند که در بهترین حالت، ضریب هدایت گرما  $29/5\%$  افزایش یافته است. همچنین رابطه‌ای را نیز برای تعیین ضریب هدایت گرما پیشنهاد کردند که در مقایسه با نتایج تجربی از دقت مناسبی برخوردار است.

حاتمی و همکاران [۳] در پژوهشی عددی به بررسی تأثیر استفاده از چند نوع نانوسیال شامل ذرات اکسید مس (CuO)، اکسید تیتانیوم ( $TiO_2$ )، اکسید آلومینیوم ( $Al_2O_3$ ) و اکسید آهن ( $Fe_3O_4$ ) در چهار شکل ذرات نانو شامل کروی، استوانه‌ای، مکعبی و صفحه‌ای در محدوده جریان آرام بر عملکرد حرارتی رادیاتور پرداخته و نتیجه گرفتند که اولاً ذرات نانو با شکل صفحه‌ای از سایر انواع آن بهتر است و دوماً با افزایش درصد حجمی ذرات نانو در نانوسیال، عدد ناسلت و در نتیجه نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد. همچنین نانوسیال دارای ذرات اکسید تیتانیوم از سایر ذرات نانو مورد بحث

نانو شده و بخشی از خاصیت خود را ازدست می‌دهد [۱۰، ۱۲]، لذا استفاده از این روش فعلا محدود به پژوهش‌های آزمایشگاهی بوده و هنوز کاربرد وسیع و تجاری پیدا نکرده‌است. بخش دیگری از راهکارهایی که پژوهشگران مورد بررسی قرار داده‌اند، روش‌های مبتنی بر بهبود المان‌های هندسی رادیاتور می‌باشد که در صورت تأثیر مثبت بر عملکرد حرارتی رادیاتور، راهکاری آسان، ارزان‌تر و دائمی نسبت به استفاده از نانوسیال محسوب می‌شوند. شاه و گاروادکار [۱۳] در پژوهشی آزمایشگاهی به بررسی تأثیر تغییر جنس فین و تغییر نوع جریان در لوله‌های رادیاتور خودرو پرداخته و نوع خاصی از جریان متقاطع را برای بهبود نرخ انتقال حرارت پیشنهاد کردند و نتیجه گرفتند که در بهترین حالت نرخ انتقال حرارت ۲۴/۳۷٪ افزایش می‌یابد که موجب کاهش حدود ۹٪ در مصرف سوخت می‌شود. حبیبیان و مصطفی‌زاده [۱۴] در پژوهشی عددی به بررسی اثر استفاده از چند نوع سطح گسترده شامل فین صفحه‌ای ساده، گردابه‌ساز مستطیلی، گردابه‌ساز مثلثی و فین کرکره‌ای<sup>۱</sup> که به صورت متداول در اغلب انواع رادیاتور استفاده می‌شود پرداخته و نتیجه گرفتند که استفاده از فین کرکره‌ای بهترین عملکرد را از نظر انتقال حرارت دارد و در مقایسه با فین صفحه‌ای ساده ۲۴/۶٪ نرخ انتقال حرارت بالاتر و ۶۷/۷٪ افت فشار بیشتر دارد. جواهرده و همکاران [۱۵] نیز در پژوهشی آزمایشگاهی و عددی به بررسی تأثیر پارامترهای هندسی فین‌ها روی عملکرد رادیاتور خودرو پرداختند. آن‌ها ابتدا مدل شبیه‌سازی شده را با نتایج نمونه واقعی مورد آزمایش در تونل باد مقایسه و اعتبارسنجی کرده و سپس اثر تغییر پارامترهای هندسی فین‌های کرکره‌ای را شامل تعداد کرکره‌ها، زاویه حمله، گام کرکره‌ها و فاصله بخش بدون پره در فین‌ها بر عملکرد حرارتی و افت فشار رادیاتور مورد بررسی قرار دادند. اسکمفلر و همکاران [۱۶] در پژوهشی آزمایشگاهی، به بررسی تأثیر استفاده از محیط متخلخل بر عملکرد حرارتی و مکانیکی رادیاتور و مقایسه آن با رادیاتور متداول که دارای پره‌های کرکره‌ای است پرداختند. برای این منظور آن‌ها دو نمونه رادیاتور دارای محیط متخلخل به صورت فوم آلومینیومی با میزان تخلخل ۱۰ PPI و ۲۰ PPI که مورد اخیر دارای سطح انتقال حرارت برابری با رادیاتور پره کرکره‌ای می‌باشد را ساخته و در تونل باد مورد آزمایش قرار دادند. نتایج نشان‌دهنده عملکرد ضعیف‌تر رادیاتور دارای فوم آلومینیومی از نظر انتقال

عملکرد بهتری دارد. همت اسفه و همکاران [۴] در پژوهشی عددی به تأثیر افزودن نانوذرات  $Al_2O_3$  با کسر حجمی حداکثر ۳٪ به سیال پایه آب بر انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در محفظه‌ای U شکل در محیط متخلخل پرداخته و نتیجه گرفتند که افزودن ذرات نانو به دلیل افزایش ضریب هدایت گرما باعث افزایش عدد ناسلت می‌شود، همچنین استفاده از محیط متخلخل نیز به دلیل افزایش سطح انتقال حرارت سبب بهبود انتقال حرارت می‌شود.

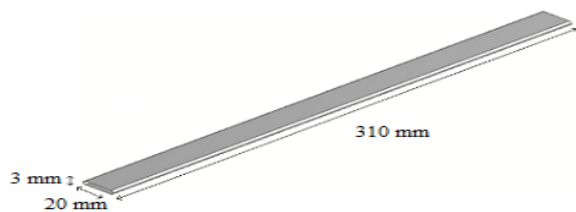
اشرف السید [۵] نیز در پژوهشی آزمایشگاهی به بررسی اثر استفاده از دو نوع نانوسیال دارای ذرات اکسید کبالت ( $Co_3O_4$ ) یا اکسید آلومینیوم ( $Al_2O_3$ ) در درصد حجمی‌های مختلف بر عملکرد رادیاتور خودرو در جریان آشفته پرداخته و نتیجه گرفته‌است نانوسیال دارای ذرات اکسید کبالت از اکسید آلومینیوم انتقال حرارت بالاتری دارد و در بهترین حالت نسبت به آب خالص ۳۱/۷٪ عدد ناسلت بالاتر و ۱۶٪ ضریب اصطکاک بیشتری دارد که باعث افت فشار بالاتر می‌شود. همچنین با تغییر دمای سیال ورودی به رادیاتور نتیجه گرفته‌است که با افزایش دمای سیال، عدد ناسلت افزایش و ضریب اصطکاک کمی کاهش می‌یابد. پیغمبرزاده و همکاران [۶] در پژوهشی آزمایشگاهی به بررسی اثر استفاده از نانوسیال دارای ذرات اکسید آلومینیوم در کسر حجمی‌های ۱٪-۰/۱٪ در رادیاتور پرداخته و با تغییر دبی سیال و دمای ورودی به رادیاتور در محدوده  $50^{\circ}C - 35^{\circ}C$  به اندازه‌گیری خروجی‌ها و پرداخته و بر اساس نتایج اظهار کردند که نرخ انتقال حرارت به طور قابل ملاحظه‌ای به خواص سیال از جمله درصد حجمی ذرات نانو و رژیم جریان بستگی دارد، اما تغییر دمای ورودی سیال تأثیر کمتری بر عملکرد حرارتی رادیاتور دارد. آن‌ها همچنین اظهار کردند که در بهترین حالت، عدد ناسلت حدود ۴۰٪ نسبت به سیال پایه فاقد ذرات نانو افزایش یافته‌است، اما از میزان افزایش ضریب اصطکاک و افت فشار نتایجی ارائه نکردند. مقالات متعدد دیگری نیز به بررسی آزمایشگاهی و عددی اثر استفاده از نانوسیالات مختلف به عنوان سیال عامل سیستم خنک‌کن خودرو پرداخته‌اند که نتیجه مشترک همه آن‌ها بیانگر تأثیر مثبت استفاده از نانوسیال در عملکرد حرارتی رادیاتور و البته در کنار آن افزایش ضریب اصطکاک می‌باشد [۷-۱۱]، اما آن‌چه که استفاده وسیع و تجاری از این روش را محدود می‌کند اولاً هزینه بالای تولید نانوسیال مناسب و دوماً ایجاد مخلوط همگن پایدار از ذرات نانو می‌باشد چراکه نانوسیال ساخته‌شده اغلب پس از مدتی استفاده، دچار به هم چسبیدگی و ته‌نشینی ذرات

<sup>1</sup>Louvered Fin

نیازمند افزایش نرخ انتقال حرارت در حجم ثابت هستند مورد استفاده قرار بگیرد.

## ۲- فیزیک مسئله و دامنه محاسباتی

مبدل مورد استفاده در سیستم خنک‌کن انواع خودروها از نوع مبدل فشرده دارای پره کرکه‌ای می‌باشد. این نوع مبدل دارای تعداد زیادی لوله نازک و چندین هزار پره می‌باشد و جزئیات هندسی مبدل آن قدر زیاد است که در پژوهش‌های عددی، شبیه‌سازی کل رادیاتور به دلیل شبکه‌بندی پیچیده و حجم محاسبات بسیار زیاد آن با سیستم‌های متداول امکان‌پذیر نیست و حل معادلات حاکم به ابررایانه‌هایی با توان پردازشی بسیار بالا نیاز دارد. اما از آنجاکه شرایط هندسی و جریان برای تمام لوله‌های رادیاتور یکسان است، پژوهشگرانی که بر روی عملکرد رادیاتور خودرو مطالعه می‌کنند، از این نکته استفاده کرده و شبیه‌سازی را برای یک لوله انجام داده و نتایج آن را به کل تعمیم می‌دهند و به این ترتیب عملکرد کلی رادیاتور را مورد بررسی قرار می‌دهند. در پژوهش حاضر نیز از این روش استفاده شده است. ابعاد یک ردیف لوله رادیاتور در حالت عمودی  $310\text{ mm} \times 2\text{ mm} \times 3\text{ mm}$  و تعداد لوله‌ها برابر ۶۹ عدد می‌باشد، همچنین در حالت افقی تعداد لوله‌ها به ۴۷ لوله کاهش و طول آن‌ها به  $515\text{ mm}$  افزایش می‌یابد. جنس لوله از فلز آلومینیوم و ضخامت جداره لوله در کلیه حالت‌ها برابر  $0.3\text{ mm}$  در نظر گرفته شده است. همچنین محاسبه عدد رینولدز نیز بر مبنای قطر هیدرولیکی لوله انجام شده است که در حالت لوله ساده برابر  $5/34\text{ mm}$  است و در صورت استفاده از لوله دارای ریز مجرا کاهش می‌یابد و در کمترین حالت مورد شبیه‌سازی که برای لوله دارای ۱۵ است، برابر  $1/58\text{ mm}$  می‌باشد. ریز مجرا برابر شماتیک لوله ساده در شکل ۱ نشان داده شده است. شکل ۲ و ۳ به ترتیب شماتیک لوله‌های دارای ریز مجرا و لوله‌های با سطح مقطع (-) و (+) شکل را نشان می‌دهد.



شکل (۱): شماتیک لوله ساده رادیاتور

حرارت می‌باشد چراکه به دلیل نحوه اتصال فوم آلومینیومی به بدنه که به مجموعه‌ای از نقاط تماس محدود می‌شود، مقاومت تماسی آن زیاد بوده و انتقال حرارت را محدود می‌کند، این درحالی است که در رادیاتور پره کرکه‌ای، اتصال پره‌ها به بدنه به صورت یک خط مشترک می‌باشد و مقاومت کمتری دارد. گودرزی و جمالی [۱۷] در پژوهشی تجربی به بررسی اثر استفاده از کوئل مسی درون لوله‌های رادیاتور بر عملکرد حرارتی و مکانیکی آن پرداختند و بر اساس نتایج به دست آمده اظهار کردند که در بهترین حالت نرخ انتقال حرارت  $8/7\%$  افزایش یافته است و از طرف دیگر ضریب اصطکاک نیز  $47\%$  افزایش یافته که موجب افت فشار بیشتر می‌شود. سدهاسیوم و همکاران [۱۸] در پژوهشی عددی به بررسی تأثیر تغییر نوع لوله مبدل از لوله صاف به لوله حلزونی شکل در دو سطح مقطع مستطیل شکل و دایره‌ای شکل پرداخته و نتیجه گرفتند که در بهترین حالت، استفاده از این نوع لوله می‌تواند حدود  $15\%$  نرخ انتقال را افزایش دهد. پژوهش‌های آزمایشگاهی و عددی دیگری نیز با هدف تغییر ساختار یا هندسه رادیاتور یا پره‌های آن و با هدف افزایش انتقال حرارت انجام شده است [۱۹-۲۳]، اما نتیجه پژوهش‌ها بیانگر آن است که استفاده از پره‌های کرکه‌ای بهترین عملکرد را در مقایسه با سایر انواع صفحات گسترده از خود نشان می‌دهد.

باتوجه به تعدد پژوهش‌های انجام شده در این حوزه، می‌توان نتیجه گرفت که بهبود عملکرد و افزایش نرخ انتقال حرارت در انواع مبدل از جمله رادیاتور خودرو از اهمیت به سزایی برخوردار است، زیرا به عملکرد صحیح و مطمئن موتور خودرو کمک شایانی می‌کند. از طرف دیگر هر نوع تغییری که باعث افزایش نرخ انتقال حرارت رادیاتور خودرو در واحد حجم مبدل شود، به معنی قابلیت کوچک‌تر کردن ابعاد مبدل و سبک‌تر کردن سیستم خنک‌کن می‌باشد که موجب کاهش مصرف سوخت و کاهش نیروی مقاوم می‌شود. پژوهش حاضر با هدف افزایش نرخ انتقال حرارت در لوله‌های حاوی سیال عامل، به ارائه راهکار و شبیه‌سازی و حل عددی آن می‌پردازد. برای این منظور ابتدا اثر استفاده از مخلوط  $30\% - 70\%$  آب و اتیلن‌گلیکول و مقایسه آن با آب خالص انجام شده و سپس تأثیر استفاده از لوله‌های دارای ریز مجرا و لوله‌های دارای سطح مقطع (-) و (+) شکل بررسی می‌شود. همچنین اثر چیدمان عمودی و افقی لوله‌های رادیاتور بر عملکرد حرارتی و مکانیکی آن نیز مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج به دست آمده از پژوهش حاضر می‌تواند در طراحی انواع مبدل‌های فشرده که

$\omega - SST$  جهت مدلسازی آشفستگی جریان استفاده شده‌است. کوپلینگ معادلات سرعت و فشار با استفاده از روش SIMPLE، گسسته سازی رابطه مومنتوم با روش Second Order Upwind، گسسته سازی و درون‌یابی گرادیان‌ها با روش Least-Squares Cell Based و درون‌یابی فشار نیز با روش Second Order انجام شده‌است. مقادیر باقی‌مانده جهت دستیابی به همگرایی مناسب برای معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به ترتیب برابر  $10^{-5}$ ،  $10^{-6}$  و  $10^{-8}$  در نظر گرفته شده‌است. همچنین به منظور اطمینان از همگرایی و پایداری جواب‌ها، مقدار متوسط دما در خروجی در هر اجرا پایش شده‌است. دبی کل سیال خنک‌کن برابر  $1500 \text{ lit/h}$  تا  $9000 \text{ lit/h}$  در نظر گرفته شده است [۳۰] که بر اساس عدد رینولدز باعث ایجاد انواع حالت‌های جریان از آرام تا آشفته می‌شود. روی همه دیوارهای جامد، شرط مرزی دیواره بدون لغزش و از نظر انتقال حرارت نیز روی دیواره‌های داخلی، شرط مرزی دیوار دوطرفه و روی دیوار خارجی، شرط مرزی انتقال حرارت جابه‌جایی اعمال شده‌است. همچنین دمای سیال در ورودی برابر  $363 \text{ K}$  ( $90^\circ \text{C}$ ) در نظر گرفته شده و در خروجی، شرط مرزی فشار خروجی اعمال شده‌است. ضمناً لوله نیز از جنس فلز آلومینیوم می‌باشد.

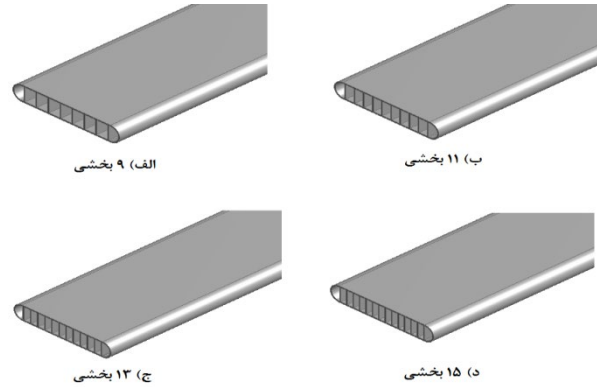
$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (-u'_i u'_j) \quad (2)$$

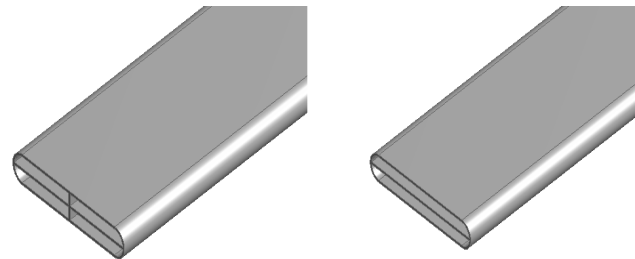
$$u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\alpha + \alpha_t) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

#### ۴- شبکه‌بندی و اعتبارسنجی

با استفاده از بخش‌بندی مناسب، شبکه‌بندی دامنه محاسباتی در همه حالت‌ها به صورت با سازمان و با استفاده از المان‌های شش‌وجهی انجام شده است که باعث ایجاد شبکه‌ای با کیفیت بهتر و تعداد سلول‌های کمتر در مقایسه با شبکه بدون سازمان می‌شود و دقت جواب‌ها افزایش می‌یابد. به منظور مدل‌سازی بهتر جریان سیال درون لوله و در نظر گرفتن رفتار سیال نزدیک دیواره در اثر لایه مرزی، شبکه‌بندی نزدیک دیواره به گونه‌ای ریز



شکل (۲): شماتیک لوله دارای ریز مجرا



شکل (ب) لوله با سطح مقطع (+) شکل

شکل (الف) لوله با سطح مقطع (-) شکل

شکل (۳): شماتیک لوله با سطح مقطع (-) و (+) شکل

سیال مورد استفاده به عنوان خنک‌کن در رادیاتور مخلوط  $30\%$  -  $70\%$  آب و اتیلن‌گلیکول می‌باشد، اما به منظور بررسی تأثیر اتیلن‌گلیکول بر عملکرد رادیاتور، ابتدا شبیه‌سازی برای آب خالص انجام شده است. خواص ترموفیزیکی آب خالص و مخلوط آن با اتیلن‌گلیکول در دمای میانگین  $350 \text{ K}$  در جدول ۱ ارائه شده است [۲۴].

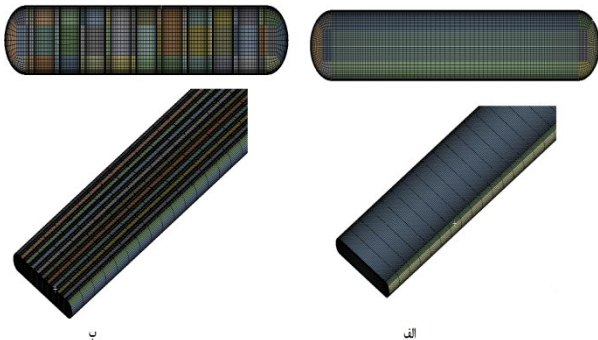
جدول (۱): خواص ترموفیزیکی آب خالص و مخلوط آب و اتیلن‌گلیکول

سیال	$\rho$	$k$	$\mu$	$C_p$	$Pr$
آب	۹۷۴	۰/۶۶۸	۰/۰۰۰۳۶۵	۴۱۹۵	۲/۲۹
آب و اتیلن‌گلیکول	۱۰۰۶	۰/۵۴	۰/۰۰۰۴۴	۴۰۵۲	۳/۶۸

#### ۳- معادلات و روابط حاکم

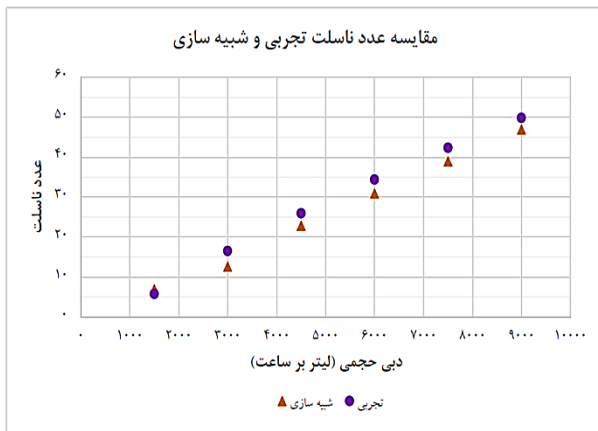
معادلات حاکم بر جریان سیال در دامنه محاسباتی، معادلات میانگین رینولدز ناویر - استوکس در حالت آشفته شامل معادلات بقای جرم (پیوستگی)، مومنتوم و انرژی در جریان تراکم‌ناپذیر، پایا و سه‌بعدی می‌باشد و در روابط ۳-۱ ارائه شده است [۲۵-۲۹]. همچنین از مدل دومعادله‌ای بهبودیافته  $k$

$$f = \frac{1}{4} (0.79 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (5)$$

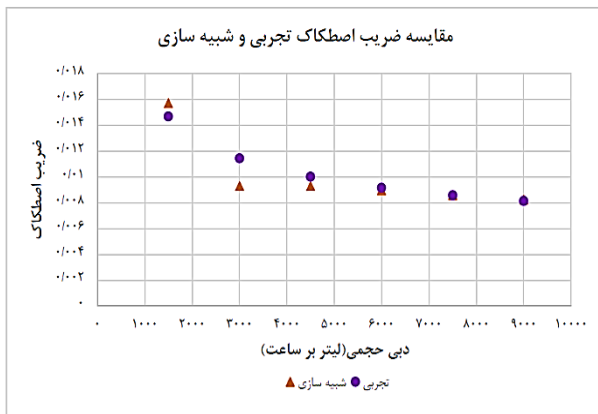


شکل (۴): شبکه‌بندی ایجادشده در دو نمای سطح مقطع لوله (نمای سه‌بعدی الف) لوله ساده (ب) لوله دارای ریزمجرا

نمودار شکل‌های ۵ و ۶ نشان‌دهنده مقایسه نتایج حاصل از روابط تجربی و نتایج عددی به‌دست‌آمده می‌باشد و باتوجه‌به آن می‌توان نتیجه گرفت که مدل‌سازی پژوهش حاضر از دقت خوبی برخوردار است و نتایج به‌دست‌آمده معتبر هستند.



شکل (۵): مقایسه عدد ناسلت تجربی و شبیه‌سازی



شکل (۶): مقایسه ضریب اصطکاک تجربی و شبیه‌سازی

شده است که شرط وای پلاس مطلوب را برقرار کند. برای بررسی استقلال حل از شبکه، سه شبکه با اندازه‌های متفاوت ایجاد شده و نتایج باهم مقایسه شدند و باتوجه‌به جدول ۲ و تفاوت ناچیز در جواب‌های به‌دست‌آمده، شبکه دارای ۲۸۰۰۰۰ سلول برای شبیه‌سازی لوله ساده انتخاب شد. برای لوله‌های دارای ریز مجرا و لول با سطح مقطع (-) و (+) نیز باتوجه‌به افزایش تعداد دیواره‌هایی که سیال با آن در تماس است و لزوم ایجاد لایه‌مرزی بیشتر و رعایت شرط وای پلاس مطلوب، تعداد سلول تا حدود ۲ برابر افزایش یافته است. جدول ۳ تعداد المان‌های شبکه را در هر یک از حالت‌ها نشان می‌دهد. شکل ۴ شبکه‌بندی لوله‌سازی و یک حالت لوله دارای ریز مجرا را نشان می‌دهد.

جدول (۲): بررسی استقلال حل از شبکه

اندازه شبکه	گرمای مبادله شده [kW]	دمای خروجی [K]	ضریب اصطکاک
۱۶۰۰۰۰	۱۶۳/۰۷	۳۴۷/۱۷	۰/۰۰۸۳۰
۲۸۰۰۰۰	۱۶۲/۱۴	۳۴۷/۲۷	۰/۰۰۸۲۴
۵۶۰۰۰۰	۱۶۲/۱۴	۳۴۷/۲۷	۰/۰۰۸۲۴

جدول (۳): اندازه شبکه ایجادشده برای هر مدل

اندازه شبکه	حالت مدل‌سازی شده
۲۸۰۰۰۰	لوله ساده
۶۸۸۰۰۰	لوله دارای ۹ ریز مجرا
۶۹۴۰۰۰	لوله دارای ۱۱ ریز مجرا
۷۶۷۰۰۰	لوله دارای ۱۳ ریز مجرا
۷۹۸۰۰۰	لوله دارای ۱۵ ریز مجرا
۴۶۶۰۰۰	لوله با سطح مقطع (-) شکل
۵۲۳۰۰۰	لوله با سطح مقطع (+) شکل

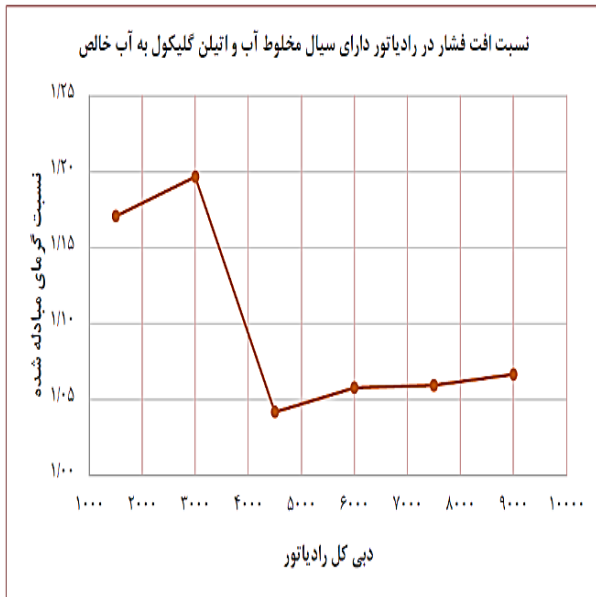
باتوجه‌به اینکه بررسی انتقال حرارت و افت فشار در لوله‌ها و رادیاتور، از اهمیت زیادی برخوردار است، لذا اعتبارسنجی نتایج عددی به‌دست‌آمده نیز به کمک روابط تجربی معتبر مورد استفاده برای تعیین عدد ناسلت و ضریب اصطکاک [۳۱، ۳۲] (روابط ۴ و ۵) که به‌ترتیب به انتقال حرارت و افت فشار رادیاتور مربوط می‌شود انجام شده است.

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12/7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (4)$$

## ۵- نتایج و بحث

### ۵-۱- تأثیر مخلوط اتیلن‌گلیکول بر عملکرد رادیاتور

سیال خنک‌کن مورد استفاده در رادیاتور خودرو، اغلب مخلوط اتیلن‌گلیکول می‌باشد که دمای نقطه ذوب بالاتر و نقطه انجماد پایین‌تری نسبت به آب خالص دارد، اما به دلیل خواص ترموفیزیکی اتیلن‌گلیکول، سیال عامل مذکور دارای ضریب هدایت گرما و ظرفیت انتقال حرارت کمتری نسبت به آب خالص و ویسکوزیته بیشتری نسبت به آن دارد؛ بنابراین عملکرد حرارتی رادیاتور را محدود کرده و افت فشار نیز افزایش می‌یابد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی رادیاتور دارای سیال عامل مخلوط آب و اتیلن‌گلیکول با نسبت ۳۰٪-۷۰٪ در جدول ۴ ارائه شده است. همچنین نمودار شکل‌های ۷ و ۸ به ترتیب بیانگر نسبت مقادیر انتقال حرارت و افت فشار مخلوط آب و اتیلن‌گلیکول به آب خالص می‌باشد که باتوجه به آن ملاحظه می‌شود استفاده از مخلوط آب و اتیلن‌گلیکول باعث کاهش ۲۰٪-۱۲٪ در میزان انتقال حرارت و افزایش ۲۰٪-۵٪ در مقدار افت فشار شده است و بدیهی است که هرچه قدر درصد حجمی اتیلن‌گلیکول در مخلوط افزایش یابد، این مقادیر نیز افزایش پیدا می‌کنند، بنابراین استفاده از مخلوط دارای درصد حجمی اتیلن‌گلیکول بیش از حد مورد نیاز برای جلوگیری از یخ‌زدن توصیه نمی‌شود. لازم به ذکر است که نتایج به‌دست‌آمده در این بخش، مبنای مقایسه در سایر حالت‌های بعدی قرار گرفته است و مقادیر انتقال حرارت و افت فشار با آن‌ها مقایسه می‌شود.

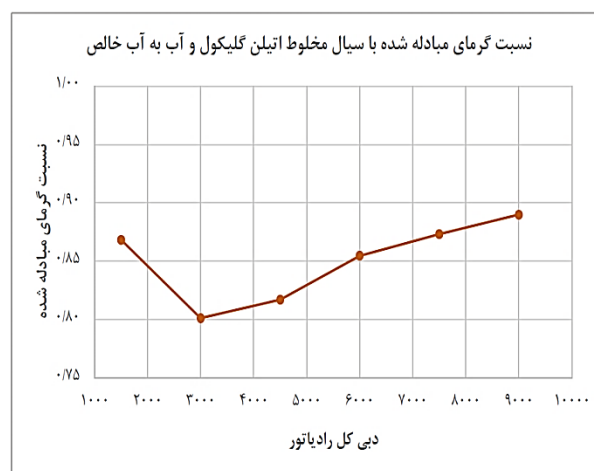


شکل (۸): نسبت افت فشار در لوله دارای مخلوط آب و اتیلن‌گلیکول به آب خالص

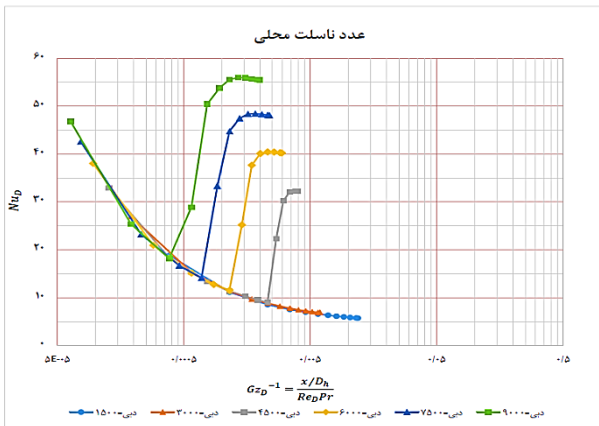
### ۵-۲- تأثیر چیدمان افقی لوله‌ها بر عملکرد رادیاتور

بر اساس نتایج ارائه شده در جدول ۴، محدوده عدد رینولدز در لوله‌ها به‌گونه‌ای است که جریان غالباً در حالت گذار از جریان آرام به آشفته است ( $Re < 10000$ ) و به حالت کاملاً آشفته نمی‌رسد. بنابراین در این حالت، سیال درون لوله بخشی از مشخصه‌های جریان آرام و آشفته را به‌صورت هم‌زمان دارد، به این صورت که بخشی از طول لوله را مشابه جریان آرام طی کرده و سپس رفتار آشفته از خود نشان می‌دهد.

شکل ۹ نمودار توزیع ناسلت محلی را برحسب معکوس عدد بی‌بعد گرتز نشان می‌دهد که باتوجه به آن می‌توان نتیجه‌گرفتن که سیال درون لوله ابتدا در حال توسعه است و در محدوده ورودی گرمایی قرار دارد و بخش ابتدایی لوله را تا قبل از رسیدن به جریان کاملاً فراگیر، مشابه جریان آرام طی می‌کند که عدد ناسلت کمتری از جریان آشفته دارد و سپس رفتارهای آشفتگی از خود نشان داده و عدد ناسلت آن به طور قابل‌توجهی افزایش می‌یابد که باعث انتقال حرارت بهتر می‌شود. باتوجه به این نوع رفتار جریان سیال درون لوله، به نظر می‌رسد که هرچه تعداد لوله‌ها کاهش و طول لوله افزایش یابد از نظر انتقال حرارت بهتر است، زیرا اولاً با کاهش تعداد لوله‌ها، تعداد دفعاتی که جریان سیال باید



شکل (۷): نسبت نرخ انتقال حرارت در لوله دارای مخلوط آب و اتیلن‌گلیکول به آب خالص



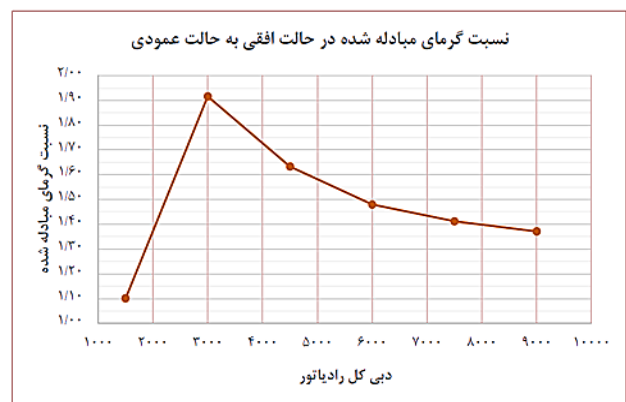
شکل (۹): عدد ناسلت محلی در طول لوله

بخش ابتدایی لوله را به صورت جریان آرام و با عدد ناسلت کمتر طی کند کاهش یافته و از طرف دیگر با افزایش طول لوله نیز بخشی که جریان سیال به صورت آشفته و با عدد ناسلت بالاتر طی می کند افزایش می یابد که این هر دو به نفع انتقال حرارت سیال می باشد. به منظور بررسی این موضوع، با توجه به ابعاد هندسی رادیاتور با در نظر گرفتن چیدمان افقی لوله ها به جای چیدمان عمودی، طول لوله ها از ۳۱۰mm به ۵۱۵mm افزایش و تعداد آن ها از ۶۹ لوله به ۴۷ لوله کاهش یافته و شبیه سازی انجام شده است.

جدول (۴): نتایج به دست آمده از شبیه سازی جریان سیال در رادیاتور دارای سیال عامل مخلوط آب و اتیلن گلیکول

دبی سیال	دمای	گرمای	ضریب انتقال	ضریب	افت فشار
عامل	خروجی	مبادله شده	حرارت	اصطکاک	کل
$\frac{lit}{h}$	[K]	[kW]	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	عدد ناسلت	[Pa]
				میانگین	سطحی
۱۵۰۰	۳۴۱/۵۹	۳۶/۶۰	۷۰۴	۶/۹۶	۲۵/۴
۳۰۰۰	۳۴۸/۹۳	۴۸/۲۹	۱۰۴۴	۱۰/۳۲	۵۹/۵
۴۵۰۰	۳۴۷/۶۹	۷۸/۷۳	۲۱۳۹	۲۱/۱۵	۱۱۳/۹
۶۰۰۰	۳۴۷/۶۳	۱۰۵/۳۹	۳۰۵۷	۳۰/۲۳	۱۹۷/۴
۷۵۰۰	۳۴۸/۲۶	۱۲۶/۳۸	۳۹۰۶	۳۸/۶۲	۲۹۵/۳
۹۰۰۰	۳۴۸/۹۸	۱۴۴/۳۰	۴۰۹۶	۴۶/۴۴	۴۱۰/۶

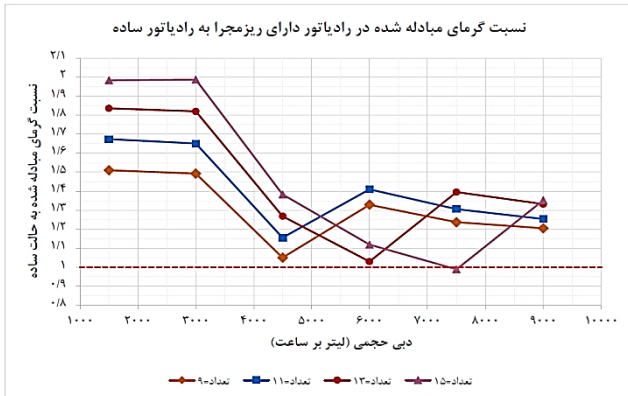
نمودار شکل ۱۰ بیانگر نسبت انتقال حرارت چیدمان افقی به چیدمان عمودی می باشد و مشاهده می شود که چیدمان افقی تأثیر به سزایی در افزایش عملکرد حرارتی رادیاتور دارد و میزان انتقال حرارت را ۹۱٪-۱۰٪ افزایش می دهد. همچنین ملاحظه می شود که با افزایش دبی جریان سیال و افزایش عدد رینولدز، نسبت گرمای مبادله شده کاهش یافته و در دبی حداکثر به ۳۵٪ می رسد. دلیل این نحوه تغییر آن است که با افزایش دبی جریان سیال و افزایش عدد رینولدز، جریان به سمت حالت کاملاً آشفته پیش می رود و در این حالت طول ناحیه ورودی در هر دو نوع چیدمان افقی و عمودی کاهش یافته و بخش



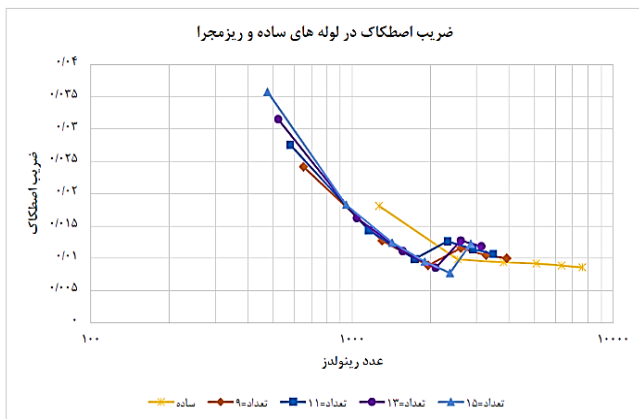
شکل (۱۰): نسبت گرمای مبادله شده در مبدل دارای لوله های افقی به عمودی



و علت آن قطر هیدرولیکی کمتر ریز مجرا و برابری تقریبی محدوده عدد ناسلت در جریان آرام می‌باشد که باعث افزایش ضریب انتقال حرارت در لوله ریز مجرا شده است.



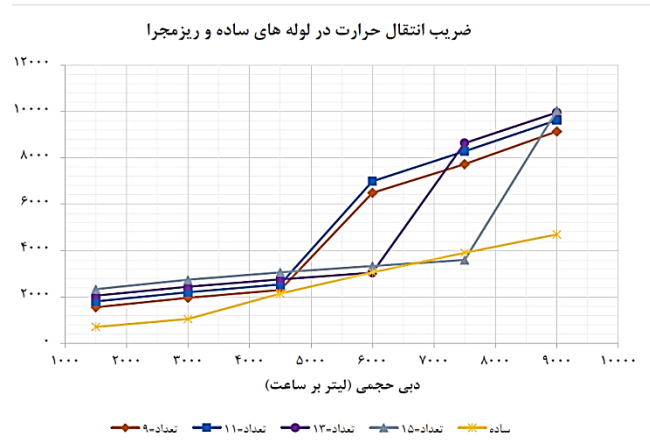
شکل (۱۲): نسبت گرمای مبادله‌شده در مبدل دارای لوله‌های افقی به عمودی



شکل (۱۳): ضریب اصطکاک در لوله‌های ساده و ریزمجرا

با افزایش دبی سیال خنک‌کن و افزایش عدد رینولدز، جریان درون لوله ساده وارد حالت گذار به جریان آشفته شده و محدوده عدد ناسلت آن افزایش می‌یابد، این در حالی است که باتوجه به قطر هیدرولیکی کمتر ریز مجراها، عدد رینولدز کمتر است و جریان در آن هنوز به صورت آرام می‌باشد. با افزایش تعداد بخش‌های ریز مجرا، افزایش ضریب انتقال حرارت به‌گونه‌ای است که این موضوع را جبران کرده و در همه حالت‌ها از لوله ساده عملکرد حرارتی بهتری را نشان می‌دهد. اما افزایش تعداد بخش‌ها بیش از یک حالت بهینه، جریان در لوله‌های دارای ریز مجرا به قدری با تأخیر وارد محدوده گذار به آشفته می‌شود که در مقایسه با حالت‌های قبل از آن نرخ تبادل حرارت کمتری دارد یا حتی در برخی موارد ممکن است مشابه رادیاتور دارای لوله ساده عمل کند. این در حالی است که مطابق شکل ۱۳ به دلیل افزایش سطوح دیواره، ضریب اصطکاک سطحی و در نتیجه مقدار افت فشار نیز افزایش یافته

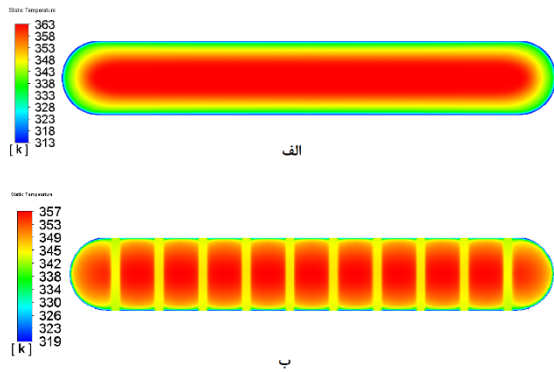
بیشتری از جریان در حالت آشفته قرار می‌گیرد، بنابراین تأثیر این تغییر نسبت به حداکثر مقدار خود کمتر می‌شود؛ اما بازهم تأثیر قابل توجهی دارد. همچنین لازم به ذکر است که میزان افت فشار نیز در این حالت به دلیل افزایش طول لوله و افزایش سرعت سیال درون لوله افزایش می‌یابد.



شکل (۱۱): ضریب انتقال حرارت در لوله‌های ساده و دارای ریزمجرا

### ۳-۵- تأثیر استفاده از لوله دارای ریز مجرا بر عملکرد رادیاتور

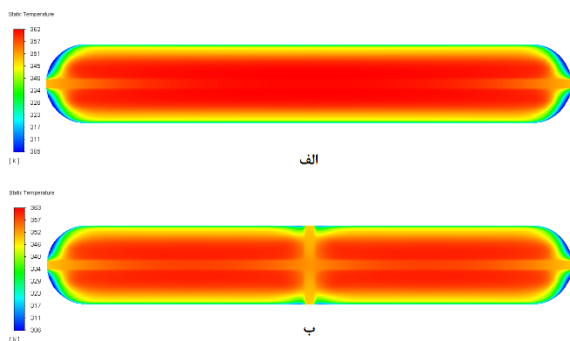
یکی از روش‌های افزایش انتقال حرارت جابه‌جایی، افزایش سطح تبادل گرما می‌باشد. با تقسیم‌بندی سطح مقطع لوله ساده و تبدیل آن به چند ریز مجرا، علاوه بر آن که سطح تبادل گرما افزایش می‌یابد، باتوجه به اینکه مطابق تعریف عدد ناسلت، ضریب انتقال حرارت در لوله با قطر هیدرولیکی آن رابطه معکوس دارد، لذا با کاهش قطر هیدرولیکی، ضریب انتقال حرارت نیز افزایش یافته و باعث بهبود تبادل گرما می‌شود. به‌منظور بررسی این موضوع، سطح مقطع لوله مطابق شکل ۲ به ۹، ۱۱، ۱۳ و ۱۵ قسمت تقسیم‌بندی شده و شبیه‌سازی انجام شد. شکل ۱۱ ضریب انتقال حرارت را برای حالت‌های مختلف لوله ساده و دارای ریز مجرا برحسب دبی عبوری رادیاتور نشان می‌دهد. همچنین شکل‌های ۱۲ و ۱۳ نمودار نسبت انتقال حرارت و ضریب اصطکاک در رادیاتور دارای لوله‌های ریز مجرا به لوله ساده را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۱۲ نشان داده شده است، استفاده از لوله‌هایی که دارای ریز مجرا با تعداد مناسب هستند، تأثیر مثبت قابل توجهی بر عملکرد حرارتی رادیاتور دارد. نکته حائز اهمیت در شکل ۱۲ این است که در دبی‌های کمتر جریان سیال که جریان چه در لوله‌های ساده و چه در لوله‌های دارای ریز مجرا به صورت آرام می‌باشد، تأثیر استفاده از ریز مجرا بیشتر از دبی‌های بالاتر است



شکل (۱۵): توزیع دما در سطح مقطع میانی الف) لوله ساده (ب) لوله دارای ۱۱ ریزمجرا

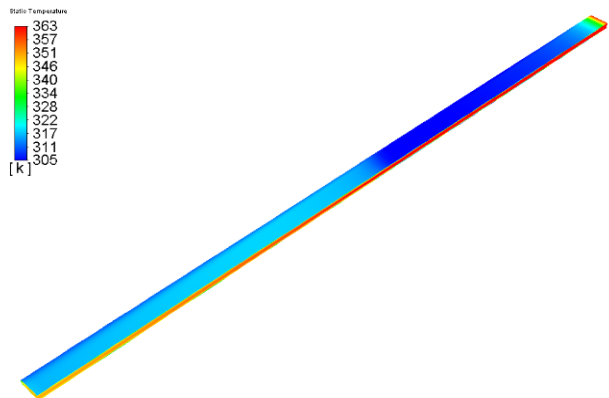
#### ۴-۵- تأثیر لوله با سطح مقطع (-) و (+) شکل

باتوجه به تأثیر مثبت استفاده از ریز مجرا بر عملکرد حرارتی رادیاتور، به تأثیر استفاده از لوله با سطح مقطع (-) و (+) شکل مطابق شکل ۳ نیز پرداخته شد. شکل ۱۶ نمودار توزیع دمای سیال را در مقطع میانی لوله برای هر دو حالت لوله (-) و (+) در دبی یکسان نشان می‌دهد. همچنین نمودار شکل ۱۷ نسبت گرمای مبادله شده در رادیاتور دارای لوله مورد بحث و لوله دارای ریز مجرا در حالت بهینه را به لوله ساده نشان می‌دهد. از شکل ۱۷ می‌توان نتیجه گرفتن که استفاده از سطح مقطع (-) و (+) شکل برای لوله در بیشتر حالت‌ها سبب افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود، همچنین می‌توان نتیجه گرفت که سطح مقطع (+) از (-) بهتر است؛ زیرا سطح مقطع (-) در یک حالت به طور جزئی از لوله ساده عملکرد ضعیف‌تری نشان می‌دهد. بنابراین اگرچه که لوله با سطح مقطع (+) تأثیر مثبتی بر بهبود عملکرد حرارتی رادیاتور دارد، اما در مقایسه با حالت بهینه لوله دارای ریز مجرا ضعیف‌تر عمل می‌کند.



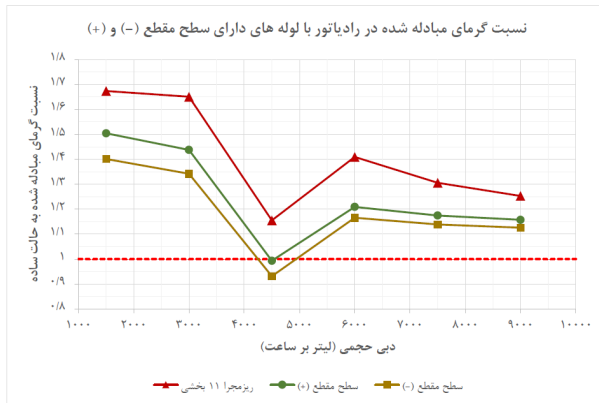
شکل (۱۶): توزیع دما در سطح مقطع میانی در دبی یکسان الف) سطح مقطع (-) ب) سطح مقطع (+)

است. باتوجه به توضیحات مورد بحث و نتایج به دست آمده، در شرایط پروژه حاضر، لوله دارای ۱۱ بخش ریز مجرا به عنوان حالت بهینه انتخاب می‌شود که در همه حالت‌ها از رادیاتور دارای لوله ساده عملکرد بهتری دارد و راندمان حرارتی رادیاتور را ۶۷٪-۱۵٪ افزایش داده که عدد قابل توجهی می‌باشد. همچنین موازی با بهبود عملکرد حرارتی رادیاتور، ضریب اصطکاک سطحی نیز ۵۲٪-۶٪ افزایش یافته که موجب افت فشار بیشتر می‌شود و این موضوع امری ناگزیر و بهای انتقال حرارت بالاتر می‌باشد. شکل ۱۴ و ۱۵ به ترتیب نمودار توزیع دما را در کل لوله به صورت سه بعدی و برش خورده و توزیع دما در سطح مقطع میانی لوله برای لوله ساده و لوله دارای ریز مجرا (۱۱ بخشی) در دبی یکسان نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۱۵ مشخص است، سیال نزدیک دیواره‌های جانبی لوله ساده به دلیل آنکه در تماس با سطح فلزی لوله و هوای خنک قرار دارد، دمای کمتری نسبت به لایه‌های میانی جریان



شکل (۱۴): توزیع دمای سه بعدی و برش خورده در لوله ساده

درون لوله داشته و بهتر خنک شده‌اند؛ اما به دلیل ضریب هدایت گرمای پایین سیال در مقایسه با فلز، تبادل حرارت کمتری بین لایه‌های سیال انجام می‌شود و دمای پایین به خوبی به لایه‌های میانی جریان نفوذ نمی‌کند؛ این در حالی است که باتوجه به شکل ۱۵ به دلیل وجود دیواره‌های فلزی درون لوله، دمای خنک بیرون بهتر از حالت ساده به لایه‌های میانی جریان سیال نفوذ کرده و سیال بهتر خنک می‌شود که بیانگر یک مزیت دیگر استفاده از لوله‌های ریز مجرا می‌باشد. میانگین دمای سیال در سطح مقطع میانی لوله ساده و ریز مجرای مورد اشاره در شکل ۱۵ به ترتیب برابر  $357/25K$  و  $352/96K$  می‌باشد که نشان‌دهنده تأثیرگذاری مناسب دیواره‌های میانی در انتقال حرارت و نفوذ دمای کمتر به لایه‌های درونی سیال می‌باشد.



همچنین در این حالت ضریب اصطکاک سطحی نیز ۰٫۵۲-۰٫۶ افزایش یافته که موجب افت فشار بیشتر نسبت به حالت ساده می‌شود.

#### ۷-مراجع

- Hemmat Esfe, M., Toghraie, D., and Alidoust, S. "Experimental Analysis on the Rheological Characteristics of MWCNT-ZnO (50:50)/5W30 Oil Non-Newtonian Hybrid Nanofluid to Obtain a New Correlation", Powder Technology, Vol. 407, pp. 117595, 2022.
- Hemmat Esfe, M., Toghraie, D., Esfandeh, S., and Alidoust, S. "Measurement of Thermal Conductivity of Triple Hybrid Water Based Nanofluid Containing MWCNT (10%) - Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (60%) - ZnO (30%) Nanoparticles", Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects, Vol. 647, pp. 129083, 2022.
- Hatami, M., Jafaryar, M., Zhou J., and Jing, D. "Investigation of Engines Radiator Heat Recovery Using Different Shapes of Nanoparticles in H<sub>2</sub>O/(CH<sub>2</sub>OH)<sub>2</sub> Based Nanofluids", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 42, No. 16, pp. 10891-10900, 2017.
- Esfe, M.H., Rostamian, H., Toghraie, D., Hekmatifar, M., and Khalil Abad, A.T. "Numerical Study of Heat Transfer of U-Shaped Enclosure Containing Nanofluids in a Porous Medium Using Two-Phase Mixture Method", Case Studies in Thermal Engineering, Vol. 38, pp. 102150, 2022.
- Elsaid, A.M. "Experimental Study on the Heat Transfer Performance and Friction Factor Characteristics of Co<sub>3</sub>O<sub>4</sub> and Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> based H<sub>2</sub>O/(CH<sub>2</sub>OH)<sub>2</sub> Nanofluids in a Vehicle Engine Radiator", International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 108, pp. 104263, 2019.

شکل (۱۷): نسبت انتقال حرارت در رادیاتور با لوله‌های دارای سطح مقطع (+) و (-)

#### ۶- نتیجه‌گیری

پژوهش حاضر به بررسی طرح‌های هندسی مختلف برای لوله‌های رادیاتور خودرو و نیز چیدمان مناسب عمودی یا افقی لوله‌ها پرداخته و با روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی به شبیه‌سازی تأثیر استفاده از طرح‌های مذکور روی عملکرد حرارتی و مکانیکی رادیاتور پرداخته است. مهم‌ترین نتایج به‌دست‌آمده از پژوهش حاضر را می‌توان به‌صورت زیر خلاصه کرد:

- استفاده از مخلوط اتیلن‌گلیکول و آب باعث تغییر خواص ترموفیزیکی سیال حاصل در مقایسه با آب خالص می‌شود. از جمله اینکه ضریب هدایت گرما و ظرفیت حرارتی ویژه سیال کاهش یافته و چگالی و ویسکوزیته آن افزایش می‌یابد. تغییرات حاصل باعث کاهش عملکرد رادیاتور می‌شود؛ به‌طوری که برای مخلوط ۳۰٪-۷۰٪ آب و اتیلن‌گلیکول، مشاهده می‌شود که مقدار گرمای مبادله شده توسط رادیاتور ۲۰٪-۱۱٪ کاهش و افت فشار ۲۰٪-۵٪ افزایش می‌یابد.

- چیدمان لوله‌ها در رادیاتور مورد استفاده بسیاری از خودروها به‌صورت عمودی می‌باشد، این در حالی است که بر اساس نتایج پژوهش حاضر و تأیید روابط حاکم، هرچه قدر طول لوله‌ها بیشتر باشد از نظر انتقال حرارت برای مبدل بهتر است و باتوجه به هندسه رادیاتور، این موضوع به این معنی است که بهتر است چیدمان لوله‌ها به‌صورت افقی باشد. همچنین با چیدمان افقی، تعداد لوله‌ها نیز کاهش می‌یابد که موجب افزایش سرعت جریان سیال درون لوله‌ها شده و از منظر انتقال حرارت مناسب است. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده، استفاده از چیدمان افقی لوله‌ها به‌جای چیدمان عمودی، سبب افزایش قابل توجه ۹۱٪-۱۰٪ در نرخ انتقال حرارت می‌شود.

- استفاده از تغییر هندسی در لوله‌های رادیاتور نیز روش آسان، کم‌هزینه و قابل‌اطمینان جهت بهبود عملکرد رادیاتور خودرو می‌باشد. طرح‌های مختلفی از جمله استفاده از لوله دارای ریز مجرا با تعداد بخش‌های متفاوت شامل ۹، ۱۱، ۱۳ و ۱۵ بخش و همچنین استفاده از لوله با سطح مقطع (-) و (+) شکل مورد بررسی قرار گرفته و بر اساس نتایج لوله دارای ریز مجرا با ۱۱ بخش، بهترین عملکرد را از خود نشان می‌دهد و نرخ انتقال حرارت را به مقدار قابل‌توجه ۶۷٪-۱۵٪ افزایش می‌دهد.

15. Javaherdeh, K., A. Vaisi, R. Moosavi, and M. Esmaeilpour, "Experimental and Numerical Investigations on Louvered Fin-and-Tube Heat Exchanger With Variable Geometrical Parameters", *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, Vol. 9, No. 2, 2017.
16. De Schampheleire, S., De Jaeger, P., Huisseune, H., Ameer, B., T'Joel, C., De Kerpel, K. and De Paepe, M. "Thermal Hydraulic Performance of 10 PPI Aluminium foam as Alternative for Louvered Fins in an HVAC heat Exchanger", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 51, No. 1, pp. 371-382, 2013.
17. Goudarzi, K. and H. Jamali, "Heat Transfer Enhancement of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-EG Nanofluid in a Car Radiator with Wire Coil Inserts", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 118, pp. 510-517, 2017.
18. Sadhasivam, C., Murugan, S., Manikandaprabu, P., Mohana Priyadharshini, S., and Vairamuthu, J. "Computational Investigations on Helical Heat Flow Exchanger in Automotive Radiator Tubes with Computational Fluid Dynamics", *Materials Today: Proceedings*, Vol. 37, pp. 2352-2355, 2021.
19. Karimi, A., and Afrand, M. "Numerical Study on Thermal Performance of an Air-Cooled Heat Exchanger: Effects of Hybrid Nanofluid, Pipe Arrangement and Cross Section", *Energy Conversion and Management*, Vol. 164, pp. 615-628, 2018.
20. Khan, V.Y.F. "Experimental Study For Heat Transfer Enhancement of a Radiator using Twisted Inserts with Different Coolants", *Journal of Advanced Research in Mechanical Engineering and Technology*, Vol. 5, No. 1, pp. 25-29, 2018.
21. Krásný, I., Astrouski, I., and Raudenský, M. "Polymeric Hollow Fiber Heat Exchanger as an Automotive Radiator", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 108, pp. 798-803, 2016.
22. Sanders, P.A., and Thole, K.A. "Effects of Winglets to Augment Tube Wall Heat Transfer In Louvered Fin Heat Exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, No. 21, pp. 4058-4069, 2006.
23. Sertkaya, A.A., Altınışık, K., and Dincer, K. "Experimental Investigation of Thermal Performance of Aluminum Finned Heat Exchangers and Open-Cellaluminum Foam Heat Exchangers", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 36, pp. 86-92, 2012.
24. Saleh-Abadi, M., Rostami, M., and Farajollahi, A. Successive expansion and contraction of tubes (SECTs) in a novel design of shell-and-
6. Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Hoseini, S.M., and Seifi Jamnani, M. "Experimental study of Heat Transfer Enhancement Using Water/Ethylene Glycol Based Nanofluids as a New Coolant for Car Radiators", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 9, pp. 1283-1290, 2011.
7. Ahmed, S.A., M. Ozkaymak, A. Sözen, Menlik, T. and Fahed, A. "Improving Car Radiator Performance by Using TiO<sub>2</sub>-Water Nanofluid", *Engineering Science and Technology, an International Journal*, Vol. 21, No. 5, pp. 996-1005, 2018.
8. Subhedar, D.G., Ramani, B.M. and Gupta, A. "Experimental investigation of heat transfer potential of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/Water-Mono Ethylene Glycol nanofluids as a car radiator coolant", *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 11, pp. 26-34, 2018.
9. Selvam, C., Solaimalai Raja, R. Mohan Lal, D. and Harish, S. "Overall Heat Transfer Coefficient Improvement of an Automobile Radiator with Graphene Based Suspensions", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 115, pp. 580-588, 2017.
10. Said, Z., El Haj Assad, M. Hachicha, A.A. Bellos, E. Abdelkareem, M.A. Alazaizeh, D.Z. and Yousef, B.A.A. "Enhancing the Performance of Automotive Radiators Using Nanofluids", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 112: pp. 183-194, 2019.
11. Ijaz, H., Raza, H., Gohar, G.A., Ullah, S., Akhtar, A., and Imran, M. "Effect of Graphene Oxide Doped Nano Coolant on Temperature Drop Across the Tube Length and Effectiveness of Car Radiator – A CFD Study", *Thermal Science and Engineering Progress*, Vol. 20, pp. 100689, 2020.
12. Hwang, Y., Lee, J.K., Lee, C.H. Jung, Y.M., Cheong, S.I., Lee, C.G., Ku, B.C., and Jang, S.P. "Stability and Thermal Conductivity Characteristics of Nanofluids", *Thermochimica Acta*, Vol. 455, No. 1, pp. 70-74, 2007.
13. Shah, A.P., and Gaurvadkar, A. "Design and Development of Automotive Radiator for Better Cooling Efficiency", *Materials Today: Proceedings*, Vol. 72, No. 3, pp. 1028-1034, 2023.
14. Habibian, S.H., Mostafazade Abolmaali, A., and Afshin, H. "Numerical Investigation of the Effects of Fin Shape, Antifreeze and Nanoparticles on the Performance of Compactfinned-Tube Heat Exchangers for Automobile Radiator", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 133, pp. 248-260, 2018.

- tube heat exchanger: a comparison between basic, finned and non-finned designs. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. 45, pp. 444, 2023.
25. M.White, F., "Viscous Fluid Flow", Third Edition ed. McGrawHill, 2006.
  26. [Farajollahi, A.H., Firoozy, R., and Poursefi, M. "Numerical Investigation on the Influence of the Nozzle Geometry and Needle Lift Profile Simultaneous Change on Spray Behavior of Diesel Fuel in Injector", Fluid Mechanics & Aerodynamics Journal, Vol. 8, No. 2, pp. 97-110, 2020. DOR: 20.1001.1.23223278.1398.8.2.8.1 \(In Persian\).](#)
  27. [Nemati, M., Sefid, M. \(2022\). "Evaluation of Amount the Entropy Production Due to MHD Hybrid Nanofluid Conjugate Heat Transfer with Heat Absorption/Generation", Fluid Mechanics & Aerodynamics Journal, Vol. 10, No. 2, 2022. DOR: 20.1001.1.23223278.1400.10.2.8.5 \(In Persian\)](#)
  28. [Ebrahimi, A., and Shokri, M. "Convective Heat Transfer Analysis of Supercritical-Pressure Methane in a Regenerative Cooling Channel", Fluid Mechanics & Aerodynamics Journal, Vol. 7, No. 2, pp. 1-17, 2019. DOR: 20.1001.1.23223278.1397.7.2.1.7 \(In Persian\)](#)
  29. Jafari, M., Farajollahi, A., and Gazori, H. "The Experimental Investigation Concerning the Heat Transfer Enhancement via a Four-Point Star Swirl Generator in the Presence of Water–Ethylene Glycol Mixtures", Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, Vol. 144, pp. 167–178, 2021.
  30. Faraj, A., Faraj, J., Harika, E., Hachem, F., and Khaled, M. "Development of a New Method for Estimating the Overall Heat Transfer Coefficient of Heat Exchangers – Validation in Automotive Applications", Case Studies in Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 101434, 2021.
  31. Warren, M., Rohsenow, J.P.H., Young I.Cho, "Handbook of Heat Transfer", Third edition ed. New York: McGraw-Hill, 1998.
  32. Bejan, A., Convective Heat Transfer", Fourth Edition ed. Unites States of America: Wiley, 2013.