



Experimental Solution and Numerical Simulation of Flow and Heat Transfer in Car Radiators in Forced and Natural Flows

Farshad Shabani¹, Ayoob Khosravi Farsani^{2*}, Behrouz Asadi Boroujeni³

¹Master of Mechanical Engineering, Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

^{2,3}Faculty Member, Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

ARTICLE INFO

ABSTRACT

Article Type:

Original Research

Received: 04.18.2022

Revised: 08.21.2022

Accepted: 10.10.2022

Keyword:

Heat Transfer

Experimental Solution

Numerical Simulation

Automotive Radiator

Forced Flow and Natural Flow

*Corresponding Author:

Ayoob Khosravi Farsani

Email: a-khosravi@tvu.ac.ir

In the present study, experimental and numerical studies of heat transfer in Pride car radiators were carried out. In the experimental solution, an aluminum car radiator in which the cooling fluid flows was examined under real boundary conditions. Radiator inlet and outlet temperatures were measured by two NTC sensors. In the numerical analysis, the equations of continuity, momentum and energy were used by the volume control method to numerically solve the flow with Ansys Fluent software. In this study, the effects of secondary currents and centrifugal force and buoyancy on the flow field were taken into consideration and the effect of natural and forced currents on radiator heat transfer was also investigated. The results were presented in the form of contours and diagrams of heat flux and temperature. Experiments showed the effect of forced current on the cooling system when the engine is turned off. The difference between the inlet and outlet temperatures of the motor under free circulation conditions was greater than that of the forced circulation of fluid. The results also demonstrated that the difference between the inlet and outlet temperatures of the engine under free convection in the experimental solution was 13 °C and in the numerical solution 12.1 °C while in the forced convection of the fluid, the difference between the inlet and outlet temperatures in the experimental solution was 1.5 °C and in the numerical solution 1.8 °C. Due to the long shelf life of the radiator, the differences between the inlet and outlet temperatures of the radiator was large.



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

In the present study, experimental and numerical studies of heat transfer in Pride car radiators were carried out. In the experimental solution, an aluminum car radiator in which the cooling fluid flows was examined under real boundary conditions. Radiator inlet and outlet temperature were measured by two NTC sensors. In numerical analysis, the equations of continuity, momentum and energy were used by the volume control method to numerically solve the flow with Ansys Fluent software. In this study, the effects of secondary currents and centrifugal force and buoyancy on the flow field were considered and the effect of natural current and forced currents on radiator heat transfer was also investigated. The results are presented in the form of contours and diagrams of heat flux and temperature. Experiments showed the effect of forced current on the cooling system when the engine is turned off.

Methodology

In this research, an amount of heat was added in two standard systems with a pump. In addition, with computational fluid dynamics of Fluent software, validation on the experimental test of this system was investigated. In the experimental method, the amount of heat transfer of the system was tested by adding a water circulation pump to the car cooling system and applying appropriate boundary conditions. Considering that the water circulation pump was on for a short time after the car was turned off, the car battery could provide the desired energy. The water circulation pump consisted of an electric motor with a power of 500 watts with a direct voltage and a current of 40 amps and a centrifugal type water pump that receives its driving force from the electric motor. The radiator of the car was made of aluminum metal, the radiator pipes were located vertically, and the water was transferred from top to bottom. The top and bottom of the radiator were enclosed by two storages made of compressed plastic. Aluminum fins which increase the heat exchange surface between the radiator and the ambient air were located between the tubes. The view of the tested radiator is shown in Figure 1.



Figure 1. View of the tested radiator.

Results and discussion

Figure 2 shows the temperature changes of the radiator outlet. According to this diagram, the temperature changes of the radiator outlet made by the water circulation pump were checked. First, an increase in fluid temperature was observed; with an increase in fluid flow rate, more fluid volume passed through the radiator, and the time the fluid passed through the radiator decreased, so the temperature difference between the inlet and outlet of the radiator was minimized. By increasing the flow rate, the volume of fluid passing through the engine compartment and cylinder head increased, causing the engine temperature to decrease. According to the normal fluid circulation diagram, no change in temperature could be observed until the first 120 seconds due to the lack of fluid circulation in the system, particularly in the radiator. Due to the lack of circulation of the cooling fluid in the radiator, the fluid had greater time to transfer its temperature to the environment. However, the fluid temperature increased at the entrance of the radiator. By increasing the duration of the fluid in the engine, the temperature exchange between the fluid and the engine parts increased, which was the reason for the increase in the temperature of the fluid from the engine outlet.

By activating the cooling fan, the compressed air to the radiator grids resulted in a decrease in the temperature of the cooling fluid in the radiator, and because of this, the radiator outlet temperature was reduced; if the ratio of the inlet and outlet temperature decreases, the same conditions do not apply. In this case, two examples of heat transfer exist: one is in the form of forced heat transfer between the environment and the radiator network, and the other is the free and natural heat transfer between the fluid and the radiator network and the engine parts. Therefore, the output fluid of the radiator transferred greater temperature than the input fluid. The best mode for heat transfer is when the fan and the water circulation pump are active simultaneously. Under this working condition, the cooling fluid takes the acceptable temperature from the engine and transfers it to the radiator.

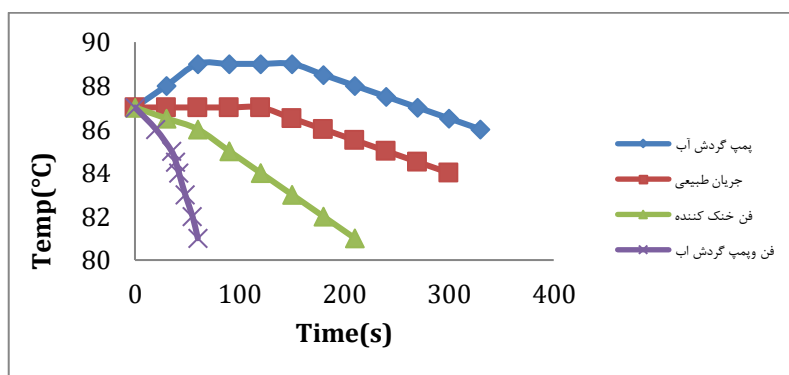


Figure 2. Temperature changes of radiator outlet and engine inlet.

According to the simulation performed in the turbulent flow mode, the temperature difference between the inlet and outlet is very small compared to the normal circulation of

the fluid as obtained in experimental tests. Experimental comparisons and simulations showed the accuracy of the results of the experiments. It is obvious that the temperature difference between the inlet and outlet of the radiator was greater when the fluid flow rate was reduced, but the heat transfer of the entire cooling system was achieved at a higher flow rate. A comparison of the temperature difference of inlet and outlet fluids in experimental and numerical modes is shown in Table 1.

Table 1. Temperature difference in experimental and numerical study.

	Temperature difference in natural flow (°C)	Temperature difference in water circulation pump (°C)
Experimental	13	1.5
Numerical	12.1	1.8

Conclusion

The natural circulation of the fluid in the cooling system reduced the regional temperature of the system and due to long shelf life in the radiator, the temperature difference between the inlet and outlet of the radiator was large. When the water pump was running, the fluid transfer temperature in the entire engine and radiator system was uniform, and the transferred heat flux was higher than in the normal circulation mode. The best heat transfer situation is related to the simultaneous operation of the water circulation pump and the cooling fan. In this mode, more temperature is transferred than in the case of forced fluid circulation. By using the water circulation pump, the engine temperature can be controlled.

حل تجربی و شبیه‌سازی عددی جریان و انتقال حرارت در رادیاتور اتومبیل در جریان اجباری و طبیعی

فرشاد شبانی^۱، ایوب خسروی فارسانی^{۲*}، بهروز اسدی بروجنی^۳

۱- دانش آموخته کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران.
۲ و ۳- عضو هیئت علمی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران.

چکیده

اطلاعات مقاله

نوع مقاله: مقاله پژوهشی

دریافت مقاله: ۱۴۰۱/۰۱/۲۹

بازنگری مقاله: ۱۴۰۱/۰۵/۳۰

پذیرش مقاله: ۱۴۰۱/۰۷/۱۸

کلید واژگان:

انتقال حرارت

حل تجربی

شبیه‌سازی عددی

رادیاتور اتومبیل

جریان اجباری و طبیعی

در مطالعه پیش رو به بررسی تجربی و عددی انتقال حرارت در رادیاتور اتومبیل پراید پرداخته شده است. در حل تجربی یک رادیاتور اتومبیل از جنس آلومینیوم که در آن سیال خنک‌کننده جریان دارد تحت شرایط مرزی واقعی در هنگام خاموش شدن موتور بررسی شد. دمای سیال ورودی و خروجی رادیاتور توسط دو سنسور از نوع ضریب دمای منفی NTC اندازه‌گیری شد. در تحلیل عددی معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی با روش حجم کنترل برای حل عددی جریان توسط نرم‌افزار آنسیس فلونت به‌کار گرفته شده‌اند. در این مطالعه تأثیرات جریان‌های ثانویه و نیروی گریز از مرکز و شناوری بر میدان جریان در نظر گرفته شده است و همچنین به بررسی تأثیر جریان طبیعی و جریان اجباری در انتقال حرارت رادیاتور پرداخته شده است. نتایج در قالب کانتورها و نمودارهای شار حرارتی و دما ارائه گردیده است. آزمایش‌های انجام‌شده تأثیر جریان اجباری را در سیستم خنک‌کننده هنگام خاموش شدن موتور نشان می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد اختلاف دمای ورودی و خروجی در موتور در شرایط گردش آزاد در حل تجربی ۱۳ درجه سانتی‌گراد و در حل عددی ۱۲/۱ درجه سانتی‌گراد است و در گردش اجباری سیال اختلاف دمای ورودی و خروجی در موتور در حل تجربی ۱/۵ درجه سانتی‌گراد و در حل عددی ۱/۸ درجه سانتی‌گراد است. گردش طبیعی سیال در سیستم خنک‌کننده باعث کاهش دمای ناحیه‌ای سیستم می‌شود و به علت ماندگاری زیاد در رادیاتور، اختلاف دمای ورودی و خروجی رادیاتور زیاد است.

*نویسنده مسئول: ایوب خسروی فارسانی

پست الکترونیکی:

a-khosravi@tvu.ac.ir

مقدمه

موتورهای احتراق داخلی، موتورهای حرارتی هستند که انرژی سوخت را به انرژی مکانیکی تبدیل می‌کنند. امروزه طراحان سعی بر افزایش راندمان موتورها داشته‌اند و برآنند که بیشترین استفاده را از منابع انرژی داشته باشند و از طرف دیگر کمترین آلایندگی ممکن به‌وجود آید. در این موتورها به‌طور معمول انرژی سوخت که در محیط احتراق آزاد می‌شود به سه طریق از موتور خارج می‌شود، بخشی از آن صرف تولید توان می‌گردد، بخشی از آن توسط گازهای داغ از طریق اگزوز خارج می‌شود و بخش دیگر به‌صورت انرژی گرمایی از موتور دفع می‌گردد. به‌طور کلی داشتن انتقال حرارت مناسب در موتورهای احتراق داخلی از جنبه‌های گوناگون حائز اهمیت است که از جمله آن‌ها می‌توان به محافظت از مواد به‌کاررفته در بخش‌های حساس موتور با توجه به محدودیت‌های طراحی مواد، بهبود عملکرد موتور، بهبود عملکرد روغن کاری، کاهش سطح آلاینده‌ها و کاهش پدیده ضربه اشاره کرد. در موتورهای درون‌سوز برخلاف موتورهای برون‌سوز که فرآیند احتراقی پیوسته دارند، غیر پیوسته بودن احتراق موجب می‌شود تا دمای اجزای آن کمتر از حداکثر دمای احتراق موتور باشد باین حال باید از کمتر بودن دمای بخش‌های خاصی از موتور که عمدتاً در دیواره داخلی سیلندر به‌کاررفته‌اند نسبت به حداکثر دمای طراحی آن‌ها اطمینان حاصل کرد. حداکثر دمای گازهای داخلی سیلندر یک موتور درون‌سوز در حدود ۲۵۰۰ کلوین است این در حالی است که آلومینیوم در دماهای بالاتر از ۷۵۵ کلوین و آهن در دماهای بالاتر از ۱۸۰۰ کلوین ذوب می‌شود. از سوی دیگر مقدار شار حرارتی واردشده بر دیواره سیلندر طی فرآیند احتراق می‌تواند به مرز ۱۰ مگاوات بر مترمربع نیز برسد [۱]. شایان ذکر است که این شار حرارتی طی مراحل از چرخه کاری موتور اساساً صفر است و حتی در مرحله مکش منفی است. بخش‌هایی از محفظه احتراق که دما و سرعت گازهای سوخته‌شده در تماس با دیواره آن بیشتر است، دارای شار حرارتی بالا هستند. در این نواحی احتمال وقوع پدیده ترک ناشی از خستگی افزایش می‌یابد. به‌منظور جلوگیری از این پدیده دما باید در کمتر از ۴۰۰ درجه سانتی‌گراد برای چدن و ۳۰۰ درجه سانتی‌گراد برای آلایژ آلومینیوم نگه داشته شود [۱].

انتقال حرارت از جنبه‌های مختلفی بر عملکرد موتور تأثیرگذار است:

- الف) وجود نقاط داغ داخل سیلندر می‌تواند موجب وقوع پدیده ضربه و احتراق زودرس و در نتیجه افت راندمان موتور گردد. از جمله نواحی‌ای از موتور که احتمالاً افزایش بی‌رویه دما و وجود نقاط داغ در آن‌ها بالاست، اطراف شمع و سوپاپ دود است.
 - ب) به‌ازای جرم ثابتی از سوخت که وارد می‌شود انتقال حرارت باید در حدود حرارت تولیدشده از احتراق داخل سیلندر باشد. انتقال حرارت بیشتر منجر به کاهش دمای متوسط احتراق گازها و کاهش کار منتقل شده به پیستون خواهد شد. توان موتور به میزان انتقال حرارت آن بستگی دارند.
 - ج) میزان انتقال حرارت بین مخلوط سوخته و دیواره محفظه احتراق می‌تواند بر دمای مخلوط هوا و سوخت تأثیر بگذارد (افزایش دما) و در نتیجه موجب محدود شدن نسبت تراکم موتور گردد.
 - د) تغییرات دمایی سیلندر می‌تواند منجر به تغییر شکل و اندازه قطر آن گردد که در نتیجه آن افزایش پدیده رسوخ گازهای داخل سیلندر و روغن به یکدیگر، افزایش مصرف روغن و فرسایش پیستون را در پی دارد.
 - ه) یکی از مهم‌ترین منابع آلودگی در موتورهای احتراق داخلی اکسیدهای نیتروژن^۱ هستند که دمای گازهای حاصل از احتراق تأثیر مستقیمی بر میزان تولیدی آن دارد و نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد که میزان اکسیدهای نیتروژن با افزایش و کاهش دمای محفظه احتراق به‌ترتیب افزایش و کاهش می‌یابد [۲].
- به‌طور کلی هر سه روش انتقال حرارت یعنی هدایت، جابه‌جایی و تشعشع در موتورهای احتراق داخلی دارای اهمیت هستند.

¹ Nox

با توجه به مطالب بیان‌شده کنترل دمای موتور نیاز مبرم به سیستم خنک‌کننده در شرایط مختلف کاری وجود دارد که بتواند دمای موتور را از حالت سرد به حالت فاز گرم در کمترین زمان هدایت کرده و از افزایش دمای موتور جلوگیری کند.

پیغمبرزاده و همکاران، به مطالعه تجربی ضریب انتقال حرارت کلی در استفاده از نانو سیال اکسید مس و اکسید آهن در رادیاتور ماشین پرداختند که طی آن به این نتایج دست یافتند که وجود نانوسیال باعث افزایش ۹ درصدی انتقال حرارت در هر دو نانوسیال می‌گردد [۳].

اکبرزاده و همکاران، مطالعه‌ای درباره بررسی تجربی عوامل مؤثر بر عملکرد حرارتی رادیاتور خودرو داشتند. در این پژوهش تأثیر افزایش دبی جریان و دمای سیال گرم ورودی بر عملکرد حرارتی رادیاتور پرابد به‌صورت آزمایشگاهی بررسی شده است. نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌دهد که با افزایش دبی جریان، با توجه به سریع‌تر شدن حرکت سیال و کاهش زمان ماندگاری در مبدل، اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال از رادیاتور کاهش می‌یابد. در یک دبی ثابت با افزایش دمای ورودی به رادیاتور، عملکرد حرارتی آن بهبود می‌یابد که می‌توان علت آن را وجود گرادیان دمای بالا میان سیال سرد (هو) و سیال گرم (آب) دانست [۴].

زینلی هریس و شکرگزار، در مورد نانوسیال به‌عنوان سیال خنک‌کننده مطالعه داشته‌اند. در این پژوهش به بررسی تجربی نقش نانوسیال به‌عنوان سیال عامل خنک‌کننده رادیاتور اتومبیل پرابد و تأثیر پارامترهای مختلف آن بر انتقال حرارت سیال داخل رادیاتور پرداخته شده است. نانوسیال مورد آزمایش شامل سیال پایه مخلوط ۶۰/۴۰ اتیلن گلیکول-آب و نانوذرات دی اکسید تیتانیوم است. نتایج نشان می‌دهند که حضور نانوذرات باعث افزایش ۴۰ درصدی انتقال حرارت در مقایسه با سیال پایه می‌شود [۵].

محمد رحیمی و همکارانش (۲۰۱۳)، در مقاله‌ای به بررسی مطالعه عددی و تأثیرات انتقال حرارت محوری بر ناسلت ناحیه ورودی و پایانی یک میکروکانال مدور پرداخته‌اند. نتایج نشان می‌دهد که انتقال حرارت محوری در دیواره مجرا ناشی از رسانایی دمایی دیواره و ضخامت آن، باعث کاهش عدد ناسلت محلی در ناحیه ورودی و همچنین باعث انحراف در عدد ناسلت محلی در ناحیه پایانی میکروکانال می‌شود [۶].

دانگ، به طراحی و بررسی انتقال حرارت در رادیاتور مینی‌کانال^۱ و مقایسه با رادیاتور استاندارد پرداخت. نتایج نشان داد که با شرایط کوچک‌تر بودن از نظر ابعاد رادیاتور مینی‌کانال انتقال حرارت آن بیشتر و هم‌اندازه با رادیاتور استاندارد است [۷].

مشتاق اسماعیل حسن و همکارانش، به بررسی انتقال حرارت محوری در جریان موازی در مبدل حرارتی میکروکانال پرداخته‌اند. عواملی که بر انتقال حرارت محوری در یک مبدل حرارتی میکروکانال سه‌گوش مؤثرند عبارتند از: نسبت رسانایی گرمایی (k_r)، عدد رینولدز (Re)، و قطر هیدرولیکی (D_h) [۸].

باتیستا، در سیستم خنک‌کننده خودرو، به‌جای پمپ‌های گریز از مرکز بر روی پمپ پره‌ای^۲ تحقیق کرد و نتایج حاصل از آن، قابلیت اطمینان در آب‌بندی، طول عمر بالاتر، دبی بیشتر و کاهش توان مصرفی از موتور در حین گردش و پمپاژ سیال خنک‌کننده بوده است [۹].

راویکومار و گنسال، رادیاتور سیستم خنک‌کننده موتور را برای بهبود عملکرد آن شبیه‌سازی کردند. آنالیز با استفاده از نرم‌افزار آنسیس^۳ بر روی میزان انتقال دما توسط لوله‌ها یا تیوپ‌های رادیاتور انجام گرفت. در این مطالعه میزان هدررفت گرما در لوله‌های جریان امروزی در مقایسه با لوله‌های تک جریان و منحنی بسیار بالاست. در نهایت لوله‌های رادیاتور منحنی شکل، بیشترین سرعت توزیع و حداقل درجه حرارت دیواره را در اختیار می‌گذارند [۱۰].

¹ Mini Channel

² Sliding Vane Rotory Pump

³ ANSYS

پتل و مواتی، پیش‌بینی نحوه جریان و چگونگی دما در لوله‌های رادیاتور را برای طراحی بهتر و بهینه سیستم خنک‌کننده توسط دینامیک سیالات محاسباتی^۱ و نرم‌افزار فلونت بررسی کردند. این شبیه‌سازی نشان می‌دهد که خنک‌سازهای متنوع (نانوسیالات) بر بازدهی رادیاتور در میزان جریان‌های متفاوت تأثیر می‌گذارد و همچنین بر میزان شیب لوله‌ها مؤثر است. خواص نانوسیال‌ها نقش قابل توجهی بر بهبود عملکرد رادیاتور دارد. میزان جریان جرمی هوا یکی از عوامل عملیاتی مهم است، زاویه یا گام لوله رادیاتور برای حجم ثابت هوا مهم است. نانو سیال میزان انتقال حرارت بیشتری نسبت به خنک‌سازهای معمولی در اختیار می‌گذارند [۱۱].

هاردیکومار و دیودینسن، تأثیر متغیرهای مختلفی مانند شکل رادیاتور، جهت جریان سیال، سطح جلوی رادیاتور، فاصله بین پره‌ها، فضای بین لوله، سرعت سیال و دمای ورودی هوا را به‌منظور بهبود بهره‌وری رادیاتور خودرو و پیدا کردن هندسه بهینه‌سازی‌شده را بررسی کردند. این تجزیه و تحلیل توسط دینامیک سیالات محاسباتی انجام شده است که نتایج شکل هندسی و شرایط مرزی را برای بهینه‌سازی رادیاتور توسط نرم‌افزار ارائه داده‌اند [۱۲].

پاول الکنی و لویاتا، تجزیه و تحلیل عددی یک جریان در اطراف مجموعه‌ای از لوله‌های بیضی پره‌دار خارجی که به‌صورت ترتیبی در دو ردیف چیده شده‌اند را بررسی کرده‌اند. بر اساس محاسبات، مشخص شد که شدت فرایندهای انتقال حرارت به‌طور قابل توجهی در ردیف‌های مختلف متفاوت است؛ شدت در ردیف دوم بالاتر و در ردیف اول پایین‌تر است. این واقعیت با مقادیر ضرایب انتقال حرارت محاسبه‌شده برای حالت انتقال حرارت از سیال به دیوار مشخص در همان محل تأیید شد [۱۳].

کاسوبا و کومار و همکاران، تحقیق خود را در زمینه بهینه‌سازی رادیاتور (مبدل حرارتی) به‌صورت تجربی و محاسباتی انجام دادند. رادیاتورهایی با شکل‌های مختلف و لوله‌های با جنس و ضریب هدایتی متفاوت، انباره‌های بالا و پایین با سایزهای مختلف را آزمایش کردند و مقدار افت فشار، جریان آب و مقدار حرارت انتقال داده‌شده را محاسبه کردند [۱۴].

کرونال و کایاستا، بر روی رادیاتور با لوله‌های مارپیچ با گام‌های ۲۰ و ۱۵ میلی‌متر تحقیقاتی به‌صورت عددی داشتند که نتایج به‌دست‌آمده آن انتقال حرارت بهتر رادیاتور با گام ۱۵ میلی‌متر و افت فشار کمتر نسبت به گام ۲۰ میلی‌متر بوده است [۱۵].

بردبار و همکاران به بررسی عددی و تجربی اینترکولر خودرو تحت شرایط نایکنواختی سرعت و دمای هوای ورودی اینترکولر پرداختند و به این نتیجه رسیدند که با افزودن رادیاتور به سیستم و ایجاد مانع برای اینترکولر عملکرد حرارتی تضعیف می‌شود [۱۶].

شریف و همکاران به مدل‌سازی و شبیه‌سازی رادیاتور خودرو و تأثیر پره‌ها در شرایط اتمسفر پرداختند و به این نتیجه رسیدند که از نظر اتلاف انرژی رادیاتور پره‌دار ۷۴ درصد حرارت را از بین می‌برد در صورتی که رادیاتور بدون پره تنها ۴۰/۸ درصد گرما را هدر می‌دهد [۱۷].

عسگری و طاهری به بررسی عددی انتقال حرارت جریان جابه‌جایی طبیعی هیدرومغناطیس در محفظه بسته پرداختند و به این نتیجه رسیدند که با افزایش عدد هارتمن، میزان انتقال حرارت جابه‌جایی کاهش می‌یابد و انتقال حرارت هدایتی غالب می‌شود [۱۸].

بنی‌شریف و همکاران به بررسی خواص ترموفیزیکی مخلوط آب و اتیلن‌گلیکول و نانوذرات اکسید آهن^۲ در دماهای پایین پرداختند و هدایت حرارتی، ویسکوزیته دینامیکی و کشش سطحی سیال را بررسی کردند و به این

¹ CFD

² Fe₃O₄

نتیجه رسیدند که انتقال حرارت و کشش سطحی با افزایش غلظت نانوذرات افزایش می‌یابد ولی ویسکوزیته دینامیکی کاهش می‌یابد [۱۹].

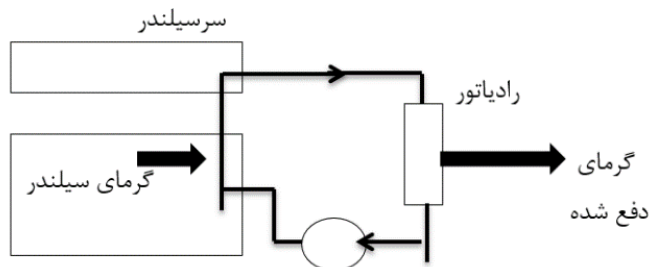
لی و همکاران به بررسی خواص ترموفیزیکی و افزایش انتقال حرارت نانوسیالات هیبریدی در سیستم رادیاتور خودرو پرداختند و به این نتیجه رسیدند که با افزایش غلظت نانوسیال انتقال حرارت رادیاتور نیز افزایش می‌یابد و در غلظت ۲۶ درصد بیشترین انتقال حرارت وجود دارد [۲۰].

رحمتی‌نژاد و همکاران، به بررسی عملکرد حرارتی یک رادیاتور نمونه در شرایط محیطی تعریف شده پرداختند. مشاهده شد عملکرد حرارتی یک رادیاتور که طول آن ۲۵ درصد کاهش داده‌شده ولی تعداد فین‌های آن از ۳۸۵ به ۴۳۷ افزایش داده‌شده است با عملکرد حرارتی رادیاتور اولیه برابر است و همچنین فاصله بین فین‌ها به‌وسیله الگوریتم ژنتیک بهینه شد [۲۱].

با بررسی مطالعات و تحقیقات پیشین تلاش محققان بر کنترل دمای کاری موتور بوده است. چه در زمان سرد بودن موتور برای کاهش زمان تبدیل فاز سرد به فاز کاری گرم که طی آن باعث کاهش سوخت و افزایش راندمان احتراق می‌شود و چه در زمان کاری پایای موتور و جلوگیری از افزایش دما که منجر به خودسوزی سوخت، خرابی روغن و اکسیداسیون روغن و جرم گرفتن آن و افزایش کار کردن فن خنک‌کننده که باعث اتلاف توان موتور می‌شود. برای کنترل دمای کاری موتور بر روی بهینه‌سازی قطعات مختلف سیستم خنک‌کننده کار انجام داده‌شده است. در این پژوهش با افزودن یک پمپ گردش آب با محرک الکتریکی در هنگام خاموش شدن موتور به کاهش دمای سیال در این لحظه که گردش مایع خنک‌کننده متوقف می‌شود و احتمال بالا رفتن دمای موتور و آسیب وارد شدن به قطعات آن وجود دارد پرداخته شده است.

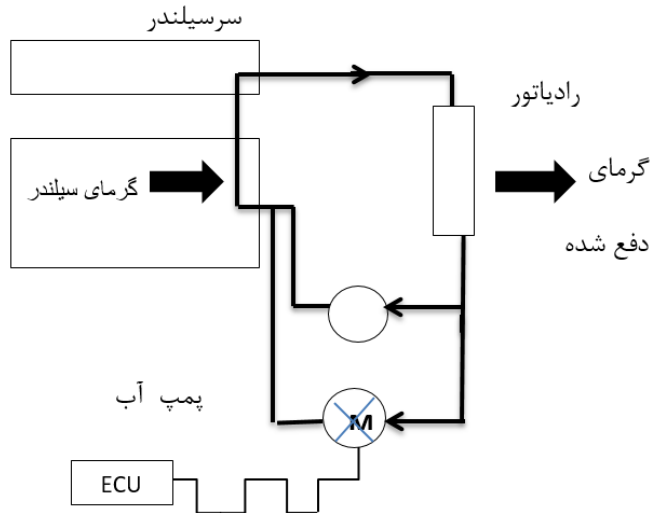
مواد و روش‌ها

به‌طور کلی اگر دمای کاری موتور خیلی بالا باشد معایبی پیش خواهد آمد که عبارتند از: اشتعال خودبه‌خودی، انفجار ضربه‌ای، کوبش موتور، نیم‌سوز شدن پیستون‌ها و سوپاپ‌ها، معیوب شدن سیستم روغن کاری و برعکس اگر دمای کاری موتور پایین باشد معایبی پیش خواهد آمد که عبارتند از: ساییدگی خیلی شدید دیواره‌ها، مصرف سوخت بالا و افزایش گرانی روغن موتور از این رو یکی از ملاحظات در طراحی سیستم‌های خنک‌کاری کنترل دمای کارکرد موتور در شرایط پایاست. شرایط پایا در حالی صورت می‌پذیرد که زمان کارکرد موتور در حالت فاز سرد به حداقل برسد و از طرف دیگر با فراهم کردن جریان خنک‌کننده کافی برای نواحی با فشار گرمایی بالا دمای پایا را فراهم کند. امروزه با توجه به ساختار استانداردهای جدید برای کارکرد موتور در شرایط پایا در دمای بالاتر برای احتراق بهتر سوخت شرایط سیستم خنک‌کننده بسیار حساس تر و دقیق تر از گذشته شده است در شکل ۱ شماتیک یک سیستم استاندارد خنک‌کاری آورده شده است.



شکل ۱. سیستم خنک‌کننده به‌صورت استاندارد.

دمای حاصل از احتراق توسط دیواره‌های سرسیلندر و بلوکه و قطعات با گرمای بالا به سیال خنک‌کننده منتقل می‌شود و توسط یک پمپ (واترپمپ) سیال به یک مبدل حرارتی که رادیاتور نام دارد منتقل می‌گردد و دمای خود را تا دمای تعریف‌شده یا دمای پایا به محیط انتقال می‌دهد. در این شرایط، عامل اصلی انتقال حرارت، گردش سیال خنک‌کننده در بین قطعات موتور و مبدل حرارتی است و هرگونه اختلال در گردش سیال خنک‌کننده باعث افزایش شدید دما در مدت‌زمان کوتاه در موتور می‌شود. از طرف دیگر در شرایط کاری دمای بالا، در زمان خاموش کردن به علت کار نکردن واترپمپ و نچرخیدن و انتقال حرارت سیال کاری باعث افزایش دما می‌گردد که این افزایش دما باعث خرابی قطعات به‌خصوص واشر سرسیلندر، پیستون و تاج پیستون، چسبندگی رینگ‌ها و افزایش دمای روغن و کاهش ویسکوزیته آن می‌شود که هرکدام به نوبه خود ایجاد معایب خاص خود را در بر خواهد داشت. بنابراین در این تحقیق، قرار دادن یک پمپ الکتریکی (واترپمپ با محرک الکتریکی) به‌صورت موازی با پمپ اصلی، عامل چرخش سیال در زمان خاموش بودن موتور می‌شود که این امر موجب انتقال حرارت دمای قطعات به سیال کاری و محیط می‌گردد، این امر باعث کنترل دمای موتور در زمان خاموش بودن آن می‌شود. در شکل ۲ شماتیک سیستم خنک‌کننده با پمپ موازی افزوده‌شده آزمایش می‌شود و مقدار انتقال حرارت منتقل‌شده با سیستم استاندارد مقایسه می‌گردد.



شکل ۲. سیستم خنک‌کاری مورد آزمایش با پمپ اضافه.

در این روش تجربی، مقدار حرارت اضافه‌شده و انتقال داده‌شده در دو سیستم استاندارد با پمپ اضافه‌شده بررسی می‌شود و کارایی سیستم موردنظر برای کنترل دمای موتور مورد ارزیابی قرار می‌گیرد و از طرف دیگر با دینامیک سیالات محاسباتی نرم‌افزار فلوئنت صحنه‌گذاری بر آزمایش تجربی این سیستم نیز بررسی می‌شود.

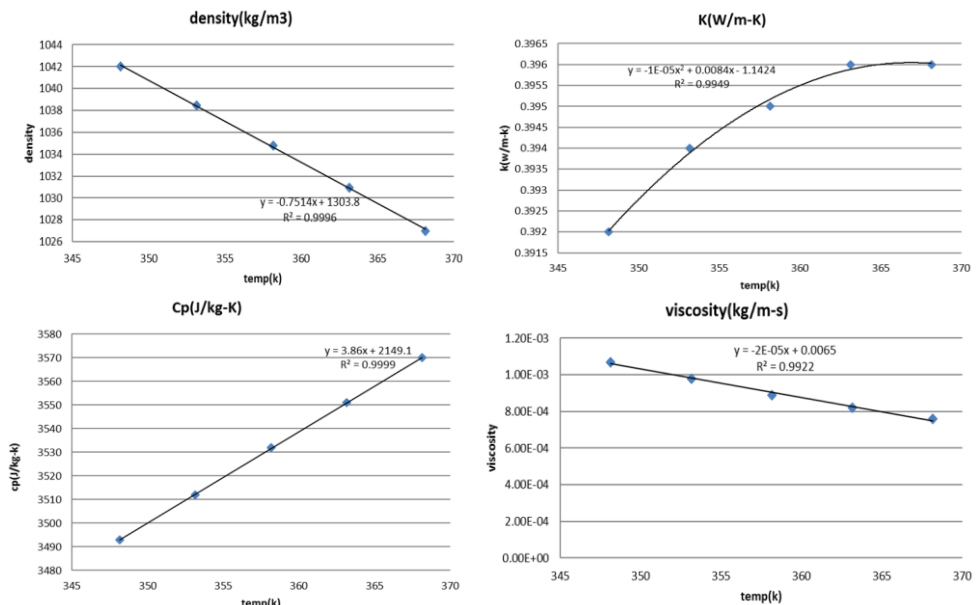
یکی از بهترین روش‌های برآورد پارامترهای تحقیق روش آزمایشگاهی است. هرچند در این روش ساخت و آزمایش، هزینه‌بر و زمان‌بر است اما نتایج واقعی به‌صورت عملی قابل‌استفاده است. از طرف دیگر امروزه با شبیه‌سازی کامپیوتری می‌توان پارامترها و نتایج یک تحقیق را با کمترین زمان و هزینه برآورد کرد. هدف از مطالعه و بررسی تأثیر گردش مایع خنک‌کاری بر انتقال حرارت سیستم خنک‌کننده در زمان خاموش بودن موتور یک خودرو است که به‌صورت تجربی و مدل‌سازی صورت گرفته است.

در حال حاضر اتیلن گلیکول، متداول‌ترین محلول خنک‌کاری است. از جمله ویژگی‌های برتر آن عبارتند از:

- ۱- نقطه جوش بالا تا ۱۹۷ درجه سانتی‌گراد و نقطه انجماد تا ۵۳- درجه سانتی‌گراد
- ۲- علاوه بر آن که مانع زنگ‌زدگی قطعات می‌گردد، به‌واسطه اجزای تشکیل‌دهنده آن باعث روغن‌کاری پمپ آب نیز می‌شود.

در این پژوهش از مخلوط آب و اتیلن گلیکول به‌عنوان مایع خنک‌کاری استفاده شده است که خواص آن در شکل ۳ نشان داده شده است.

خواص محلول آب و اتیلن گلیکول در چهار نمودار شکل ۳ آورده شده است که در آن خواص سیال برحسب دما استفاده شده است. مشخصات سیال در حل عددی به‌وسیله یک کد خارجی برای نرم‌افزار^۱ تعریف شده‌اند.



شکل ۳. خواص مخلوط آب و اتیلن گلیکول [۲۲].

روش انجام آزمایش تجربی

در روش تجربی با افزودن یک الکتروپمپ (پمپ گردش آب) به موتور خودرو و انجام مراحل آزمایش، شاهد تغییرات دمای ورودی و خروجی به موتور و رادیاتور هستیم.

در روش تجربی با افزودن یک پمپ گردش آب به سیستم خنک‌کاری خودرو و اعمال شرایط مرزی مناسب میزان انتقال حرارت سیستم آزمایش شد. با توجه به اینکه زمان روشن بودن پمپ گردش آب بعد از خاموش شدن خودرو کوتاه است باتری خودرو می‌تواند انرژی موردنظر آن را تأمین کند.

پمپ گردش آب تشکیل شده است از یک موتور الکتریکی با توان ۵۰۰ وات که با ولتاژ مستقیم و شدت جریان ۴۰ آمپر و واترپمپ از نوع گریز از مرکز که نیروی حرکتی خود را از الکتروموتور دریافت می‌کند.

^۱ UDF

جنس رادیاتور خودرو از فلز آلومینیوم است. شکل ۴ لوله‌های رادیاتور به صورت عمودی قرار دارند که آب از بالا به پایین منتقل می‌شود. بالا و پایین رادیاتور توسط دو انباره از جنس پلاستیک فشرده محبوس شده است. فین‌ها از جنس آلومینیوم بین لوله‌ها قرار دارند که باعث افزایش سطح مبادله حرارت بین رادیاتور و هوای محیط می‌شوند.



شکل ۴. نمای رادیاتور مورد آزمایش.

طول و عرض رادیاتور بدون انباره‌های بالا و پایین به ترتیب ۳۹۰ و ۳۳۰ میلی‌لیتر است و تعداد لوله‌ها ۳۴ عدد با ابعاد زیر هستند.

ارتفاع و طول لوله‌ها به ترتیب ۳۳۰ و ۲۳ میلی‌متر با سطح مقطع بیضوی و ضخامت دیواره لوله‌ها ۰/۱ میلی‌متر است. فاصله لوله‌ها از یکدیگر ۱۰ میلی‌متر است که توسط پره‌ها یا فین‌های آلومینیومی محصور شده‌اند.

دو سنسور از نوع مقاومت متغیر وابسته به دما از نوع ضریب دمای منفی در ورودی و خروجی رادیاتور تعبیه شده است که دمای ورودی و خروجی به رادیاتور را به سیستم کنترل ارسال می‌کنند. سنسور اول در هوزینگ ترموستات قبل از خروجی از موتور و ورودی به رادیاتور قرار دارد و سنسور دوم در خروجی رادیاتور دمای سیال خروجی از رادیاتور و ورودی به موتور را اندازه‌گیری می‌کند. برای مشخص کردن شرایط مختلف انتقال دمای رادیاتور و عملکرد سیستم خنک‌کننده مورد نظر چندین آزمایش صورت گرفته است. آزمایش‌ها و روش آزمون به صورت زیر هستند:

۱- موتور خودرو روشن و شروع به کار می‌کند دمای حاصل از احتراق به سیال خنک‌کاری انتقال داده می‌شود. ترموستات باعث جلوگیری از عبور جریان سیال خنک‌کاری از موتور به رادیاتور در دمای زیر ۸۲ درجه سانتی‌گراد می‌شود با افزایش دما و باز شدن کامل دریچه ترموستات در دمای ۸۸ درجه سانتی‌گراد، گردش جریان سیال از موتور به رادیاتور صورت می‌گیرد. با کارکرد موتور و افزایش انتقال حرارت موتور به سیال خنک‌کاری دمای سیال رو به افزایش است. این روند ادامه پیدا می‌کند تا زمانی که دمای سیال خنک‌کاری به ۹۵ درجه سانتی‌گراد برسد. در این دما موتور، خاموش و تغییرات دما بررسی می‌گردد. در این وضعیت پمپ گردش آب غیرفعال و ترموستات کاملاً باز است و سرعت سیال در کمترین مقدار خود قرار دارد. دمای قطعات فلزی موتور مثل سرسیلندر، بوش سیلندر، پیستون و راهنمای سوپاپ‌ها همگی دمای بالاتر از دمای سیال خنک‌کننده دارند از این رو به صورت یک چشمه حرارتی عمل کرده و دمای خود را به سیال خنک‌کننده انتقال می‌دهد و باعث افزایش دمای سیال درون موتور می‌گردد که مقدار افزایش دمای سیال خنک‌کاری نسبت به زمان بررسی و مشخص گردید.

۲- در آزمایش دوم وقتی دمای موتور به ۹۵ درجه سانتی‌گراد می‌رسد موتور خاموش می‌شود. گردش جریان سیال خنک‌کننده در کمترین مقدار خود است. در این شرایط تغییرات دما محاسبه می‌گردد.

- ۳- آزمایش سوم همانند آزمایش قبلی با رسیدن دمای سیال ورودی به رادیاتور به ۹۵ درجه سانتی‌گراد موتور، خاموش و پمپ گردش آب فعال می‌شود و تغییرات دما نسبت به زمان محاسبه گردید.
- ۴- در آزمایش چهارم دمای موتور وقتی به ۹۵ درجه سانتی‌گراد رسید موتور خودرو خاموش می‌شود. در این وضعیت پمپ گردش آب و فن خنک‌کننده هر دو شروع به کار می‌کنند و تغییرات دما نسبت به زمان محاسبه گردید.

شبیه‌سازی عددی

در پروژه حاضر، انتقال حرارت میان رادیاتور یک خودرو در حال سکون با محیط در دو شرایط مختلف جریانی بررسی شده است. دو دبی انتخابی براساس دو حالت استفاده از یک پمپ گردش آب و گردش آزاد آب تخمین زده شده است.

سیال حامل مخلوط آب و اتیل‌گلیکول ۵۰:۵۰ بوده و خواص آن متغیر با دما انتخاب شده است. انتقال حرارت سطح خارجی رادیاتور با هوا بر اساس معادلات تجربی تخمین زده شده است. در این راستا ابتدا جریان مشابه یکی از کانال‌های رادیاتور به صورت دوبعدی شامل جریان سیال و انتقال حرارت در جدار پره‌های رادیاتور مدل‌سازی شد و نتایج آن با حالتی که به‌جای مدل‌سازی مستقیم انتقال حرارت درون پره‌ها از مدل ریاضی سطوح گسترش‌یافته موجود است مقایسه گردید زیرا استفاده از این مدل ریاضی باعث کاهش قابل توجهی در ملزومات حل عددی و زمان حل می‌گردد. بعد از این مرحله و توجیه مناسب بودن استفاده از مدل ریاضی برای میزان انتقال حرارت درون پره‌ها جریان درون رادیاتور به صورت کامل و سه‌بعدی برای دو دبی انتخابی به صورت عددی حل گردید و در نهایت مشاهده شد که استفاده از پمپ گردش آب و افزایش دبی جریان منجر به افزایش قابل توجهی در میزان انتقال حرارت رادیاتور در حالت سکون می‌شود. در حالت سه‌بعدی یک تیوپ و فین‌های مربوط به آن بررسی شد. در نرم‌افزار انسیس در قسمت مدل^۱ هندسه سه‌بعدی رسم گردید. سپس هندسه مذکور در محیط شبکه‌بندی^۲ با ایجاد مش برای آنالیز مورد استفاده قرار گرفت. سپس با استفاده از محیط شبکه‌بندی با ایجاد مش برای تحلیل اقدام گردید. داخل کانال از مش مکعبی ساختاریافته و قسمت بالا و پایین مدل از مش‌بندی همرمی شبکه‌بندی شد. هندسه رادیاتور شبیه‌سازی‌شده توسط نرم‌افزار در شکل ۵ نشان داده شده است.



شکل ۵. هندسه رادیاتور توسط نرم‌افزار انسیس.

^۱ Ansys Design Modeler

^۲ Ansys Meshing

در این مطالعه فرض شده است که مخلوط آب و اتیلن گلیکول همانند سیال همگن رفتار می‌کند و جریان لایه مرزی آرام و پایدار است [۹]، تولید انرژی صفر در نظر گرفته می‌شود و مخلوط می‌تواند به‌آسانی در لوله به‌صورت همگن جریان پیدا کند بنابراین می‌توان حرکت لغزشی بین فازها را نادیده گرفت مخلوط را به‌عنوان یک محیط پیوسته با تعادل گرمایی بین سیال پایه و ذرات جامد در نظر می‌گیریم. فرض شده است که سیال غیرقابل تراکم با خواص فیزیکی ثابت است که همه‌ی خواص بر طبق دمای ورودی سیال به‌عنوان مرجع محاسبه می‌شوند. به دلیل دامنه دمایی پایین مسئله از انتقال حرارت تشعشع صرف‌نظر شده است و همچنین از کار انبساطی و تلفات ویسکوز در معادله انرژی صرف‌نظر شده است.

شرایط مرزی ورودی سرعت^۱ و خروجی فشار^۲ برای ورودی و خروجی رادیاتور و همچنین شرط مرزی دیواره دما ثابت برای دیواره‌های رادیاتور مطابق با شرایط محیط در نظر گرفته شده است. اصل اساسی که از آن در مکانیک سیالات استفاده می‌شود، اصل بقای جرم است. این اصل بیان می‌دارد که جرم نه تولید می‌شود و نه از بین می‌رود و توسط معادله پیوستگی بیان می‌گردد. معادلات حاکم بر جریان آرام داخل کانال، با فرض سیال نیوتنی غیرقابل تراکم، به‌صورت زیر بیان می‌شوند: معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

معادله مومنتوم:

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

معادله انرژی:

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = K \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

مدل k-ε برای حل بسیاری از جریان‌ها مانند لایه مرزی، جریان دوبعدی برشی، جریان داخل کانال و جریان سه‌بعدی لایه مرزی به‌کاررفته و جواب مناسب به‌دست آمده است. این مدل برای جریان‌های با عدد رینولدز بالا جواب مناسبی می‌دهد. در این پژوهش برای شبیه‌سازی جریان مغشوش از مدل k-ε استفاده شده است. معادلات حاکم بر جریان مغشوش^۳ به‌صورت زیر بیان می‌شوند [۲۳]:

¹ Velocity Inlet

² Pressure Outlet

³ k-epsilon Standard

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (ku_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k + P_B - \rho \epsilon \quad (۶)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (P_k + C_{3\epsilon} P_B) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (۷)$$

در این روابط P_k تولید انرژی جنبشی توربولانی است و از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (۷)$$

یا

$$P_k = \mu_t S^2 \quad (۸)$$

در رابطه فوق S مدول متوسط تانسور نرخ کرنش است و از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (۹)$$

P_B بیانگر اثر نیروهای شناوری است.

$$P_B = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (۱۰)$$

در رابطه (۱۰) عدد پراتل توربولانی برای انرژی است و g_i مؤلفه شتاب قائم در راستای i است. β ضریب انبساط گرمایی است و از رابطه (۱۱) محاسبه می‌شود:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (۱۱)$$

و در نهایت مقادیر ثابت روابط (۵) و (۶) برابرند با:

$$C_{1\epsilon} = 1.44 \quad C_{2\epsilon} = 1.92 \quad C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\epsilon = 1.3 \quad (۱۲)$$

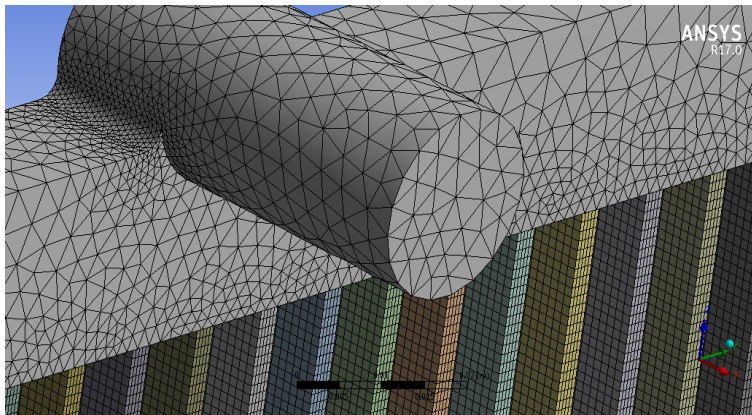
اعتبارسنجی

برای انتخاب شبکه حل مناسب برای هندسه حاضر، بررسی روی تعداد نقاط شبکه انجام گرفت. به این منظور تأثیر تعداد نقاط شبکه بر دمای سیال خروجی از رادیاتور بررسی شد. نمونه‌ای از بررسی‌های انجام شده در جدول ۴ آورده شده است. در این جدول تغییرات دمای سیال خروجی از رادیاتور در جریان طبیعی، برحسب تعداد نقاط شبکه دیده می‌شود. باید توجه داشت دمای خروجی سیال از رادیاتور به‌عنوان پارامتر تأثیرپذیر از تعداد نقاط شبکه برای این بررسی مناسب است. با توجه به جدول ۱ مشخص است که تقریباً برای شبکه‌هایی که تعداد گره‌ها از ۱۶۸۵۰۰۰ بیشتر است،

تغییرات جواب‌ها کاهش یافته است و تغییرات قابل توجهی در مقادیر دیده نمی‌شود. بدین ترتیب با توجه به بررسی‌های انجام‌شده و زمان اجرای برنامه شبکه‌بندی یکنواخت با تعداد گره ۱۶۸۵۰۰۰ برای اجرای برنامه انتخاب شد. مش استفاده‌شده در رادیاتور در شکل ۷ نشان داده شده است. داخل کانال از مش مکعبی ساختار یافته و قسمت بالا و پایین مدل از مش‌بندی هرمی استفاده شده است.

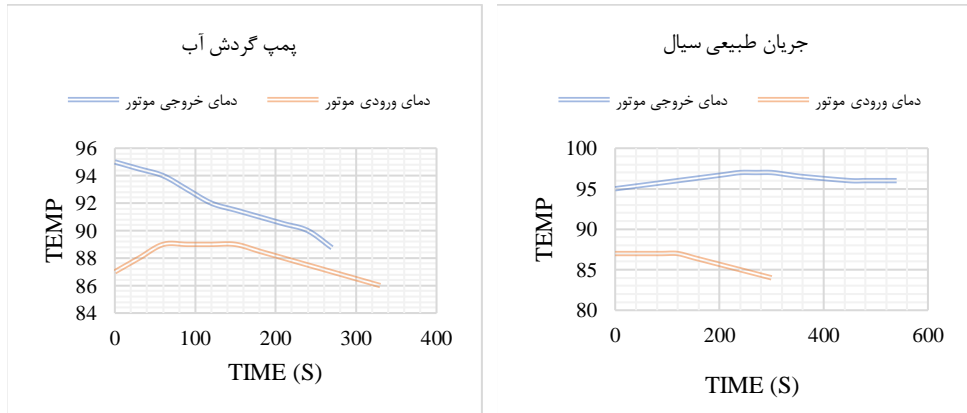
جدول ۱. استقلال حل از شبکه.

تعداد سلول	دمای خروجی (°C)
۳۱۲۰۰۰	۸۷.۱
۴۳۵۶۰۰	۹۰.۸
۸۵۴۶۰۰	۹۴.۲
۱۶۸۵۰۰۰	۹۶.۱
۳۱۲۴۰۰۰	۹۶.۰



شکل ۶: شبکه محاسباتی در ناحیه ورودی رادیاتور.

به‌منظور اطمینان از صحت نتایج به‌دست‌آمده، نتایج حالت شبیه‌سازی با نتایج حالت تجربی مورد مقایسه شده است که با توجه به شرایط مرزی و اولیه اعمال‌شده تطابق نسبی مناسبی وجود دارد. در آزمایش‌های انجام‌شده به‌صورت تجربی در دو حالت جریان طبیعی سیال و گردش سیال توسط پمپ گردش آب درون سیستم خنک‌کننده، اختلاف دمای ورودی و خروجی مشخص شده است. شکل ۶ در حالت گردش طبیعی در ابتدا اختلاف دما ۸ درجه سانتی‌گراد است که با گذر زمان این اختلاف دما رو به افزایش است و در حالت گردش سیال توسط پمپ گردش آب در ابتدای آزمایش اختلاف دما ۸ درجه سانتی‌گراد است ولی در ادامه مقدار اختلاف دما کاهش می‌یابد. پس از گذشت ۳۰۰ ثانیه از زمان آزمایش اختلاف دمای ورودی و خروجی در حالت گردش طبیعی ۱۳ درجه سانتی‌گراد است ولی در حالت گردش اجباری اختلاف دما حدود ۱/۵ درجه سانتی‌گراد است.



شکل ۷. دمای ورودی و خروجی موتور در حالت گردش اجباری و حالت گردش طبیعی.

با توجه به شبیه‌سازی انجام‌شده در حالت جریان مغشوش، اختلاف دمای ورودی و خروجی نسبت به گردش طبیعی سیال بسیار کم است. مقایسه‌های تجربی و شبیه‌سازی، صحت نتایج آزمایش‌های انجام‌شده را نشان می‌دهد. آنچه مشخص است در رادیاتور با کاهش دبی سیال تفاوت دمایی بین ورودی و خروجی رادیاتور بیشتر است اما انتقال حرارت کل سیستم خنک‌کننده در دبی بیشتر حاصل می‌شود. مقایسه اختلاف دمای سیال ورودی و خروجی در حالت تجربی و عددی در جدول ۲ نشان داده شده است.

جدول ۲. اختلاف دما در مطالعه تجربی و عددی.

	اختلاف دما در پمپ گردش آب (°C)	اختلاف دما در جریان طبیعی (°C)
تجربی	۱.۵	۱۳
عددی	۱.۸	۱۲.۱

در آزمایش تجربی زینالی هریس و شکرگزار [۵] بر روی انتقال حرارت رادیاتور اتومبیل در حضور نانوسیال به‌عنوان سیال خنک‌کننده در دبی‌های مختلف مشخص شده است. این آزمایش شامل سیال پایه مخلوط ۶۰/۴۰ اتیلن‌گلیکول-آب و نانوذرات ۲۰ نانومتری دی‌اکسید تیتانیوم است. آزمایش انجام‌شده در دبی‌های ۸ و ۴ لیتر بر دقیقه صورت گرفته است تغییرات دمای خروجی رادیاتور در دبی‌های مختلف تشابه نتایج را با نتایج حاصل از تحقیق انجام شده نشان می‌دهد. همان‌طور که مشخص است با کاهش دبی، اختلاف دمای ورودی و خروجی بیشتر شده است.

دمای ورودی به رادیاتور ۵۰ درجه سانتی‌گراد است که با دبی ۸/۵ لیتر بر دقیقه دمای خروجی ۴۶ درجه سانتی‌گراد حاصل شده است. اختلاف دما ۴ درجه سانتی‌گراد است ولی در دبی ۴ لیتر بر دقیقه دمای خروجی ۴۱ درجه سانتی‌گراد است که اختلاف دما ۹ درجه سانتی‌گراد است. در تحقیق انجام شده اختلاف دما برای گردش اجباری ۳°C است و در حالت گردش آزاد ۱۳ درجه سانتی‌گراد است؛ که نشان از تطابق نسبی دو آزمایش دارد. در جدول ۳ نتایج حل عددی با نتایج تحقیقات قبلی مقایسه شده است.

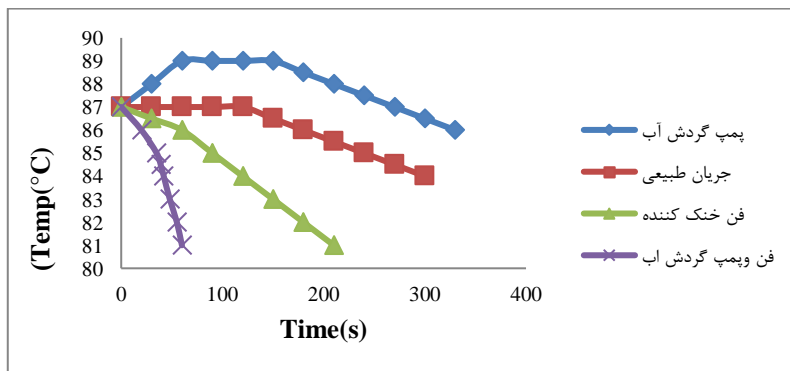
جدول ۳. اختلاف دما در تحقیقات انجام شده و تحقیقات زینالی هریس [۵].

اختلاف دما در دبی بالا (°C)	اختلاف دما در کمترین دبی (°C)	نتایج تحقیق انجام شده
۲.۲	۱۲.۱	نتایج تحقیق انجام شده
۴	۹	نتایج زینالی هریس [۵]

نتایج و بحث

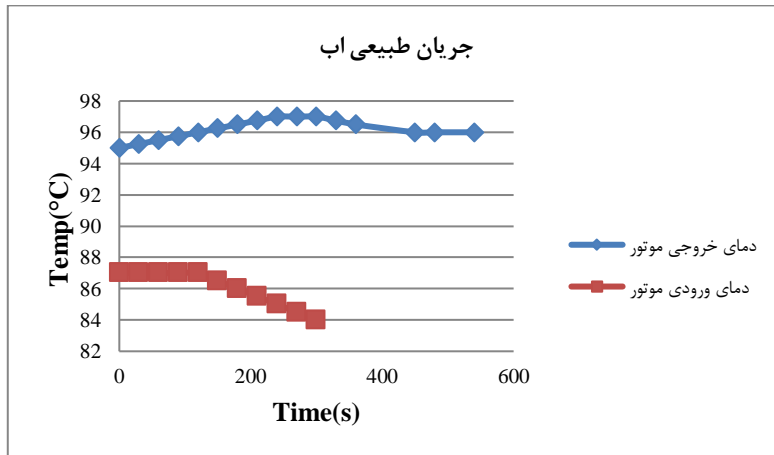
شکل ۸ تغییرات دمای خروجی رادیاتور را نشان می‌دهد. با توجه به شکل، تغییرات دمای خروجی رادیاتور که توسط پمپ گردش آب صورت گرفته است را بررسی می‌کنیم. در ابتدا شاهد افزایش دمای سیال هستیم با افزایش دبی سیال مقدار حجم سیال بیشتری از رادیاتور عبور می‌کند و زمان عبور سیال از رادیاتور کمتر می‌شود از این رو اختلاف دمای ورودی و خروجی رادیاتور به حداقل می‌رسد. با افزایش دبی مقدار حجم سیال عبوری از محفظه موتور و سرسیلندر بیشتر شده که باعث کاهش دمای موتور می‌شود. با توجه به نمودار گردش طبیعی سیال تا ۱۲۰ ثانیه اول تغییری در دما مشاهده نمی‌شود که علت آن گردش نکردن سیال در سیستم به‌خصوص در رادیاتور است. به دلیل گردش نکردن سیال خنک‌کننده در رادیاتور، سیال زمان بیشتری برای انتقال دمای خود به محیط دارد. این عامل باعث کاهش دمای سیال می‌شود که با یک شیب ملایم و یکنواخت صورت می‌گیرد. ولی در ورودی رادیاتور دمای سیال افزایش می‌یابد. با افزایش مدت زمان ماندگاری سیال درون موتور، مبادله دما بین سیال و قطعات موتور افزایش می‌یابد که این علت افزایش دمای سیال از خروجی موتور است.

با فعال کردن فن خنک‌کننده، هوای فشرده‌شده به شبکه‌های رادیاتور باعث کاهش دمای سیال خنک‌کننده در رادیاتور می‌شود و به این دلیل دمای خروجی رادیاتور رو به کاهش است در صورتی که نسبت کاهش دمای ورودی و خروجی در این شرایط یکسان نیست. در این حالت دو نمونه انتقال حرارت وجود دارد یکی به‌صورت انتقال حرارت اجباری بین محیط و شبکه رادیاتور و دیگری انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد و طبیعی بین سیال و شبکه رادیاتور و قطعات موتور صورت می‌گیرد از این رو سیال خروجی رادیاتور نسبت به سیال ورودی دمای بیشتری را انتقال می‌دهد. بهترین حالت برای انتقال حرارت در حالتی است که فن و پمپ گردش آب هم‌زمان فعال هستند. در این شرایط کاری، سیال خنک‌کننده دمای قابل‌قبول را از موتور می‌گیرد و به رادیاتور انتقال می‌دهد. فن نیز با انتقال هوای بیشتری به شبکه باعث انتقال دما بین شبکه رادیاتور و هوای محیط می‌شود. همان‌طور که مشاهده می‌شود نمودارهای ورودی و خروجی رادیاتور به یک نسبت با شیب یکسانی رسم شده‌اند که نشان‌دهنده کارآمدی سیستم خنک‌کننده در این شرایط است.



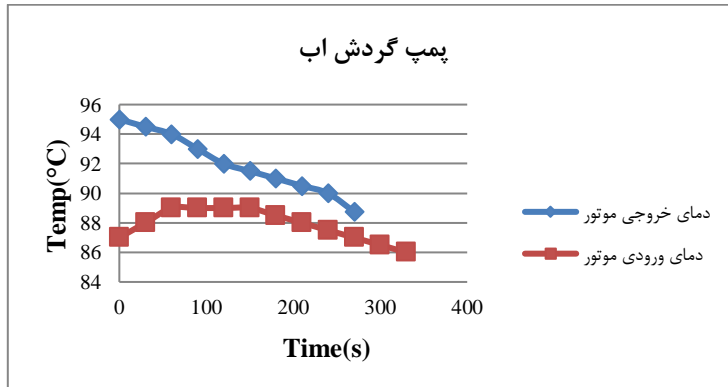
شکل ۸. تغییرات دمای خروجی رادیاتور و ورودی به موتور.

با توجه به قرارگیری سنسورهای استفاده‌شده در سیستم خنک‌کننده مقدار دمای خروجی موتور که ورودی رادیاتور است و دمای ورودی موتور که خروجی رادیاتور است را می‌توان مقایسه کرد. زمان گردش آزاد یا زمانی که موتور خاموش است دمای ورودی و خروجی موتور در شکل ۹ نشان داده شده است. در این وضعیت دمای سیال وارد شده به موتور ۸۷ درجه سانتی‌گراد است و دمای خروجی موتور ۹۵ درجه سانتی‌گراد است.



شکل ۹. دمای سیال ورودی و خروجی موتور در جریان طبیعی سیال.

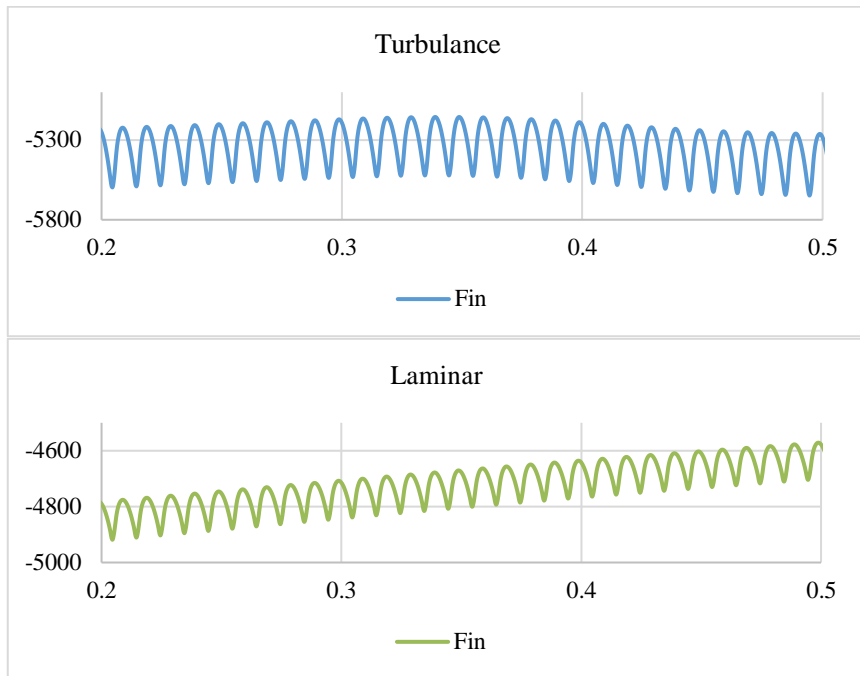
سیال با دمای پایین وارد موتور می‌شود و پس از گذر از موتور دمای سیال بیشتر می‌شود که نشان از انتقال حرارت موتور به سیال خنک‌کننده است. دمای خروجی موتور را با زمانی که سیال با پمپ گردش آب به گردش درمی‌آید مقایسه می‌کنیم. شکل ۱۰ در هر دو وضعیت سیال با دمای ۸۷ درجه وارد موتور می‌شود و با دمای ۹۵ درجه از موتور خارج می‌گردد اما در ادامه مقدار دمای خروجی موتور در حالت استفاده از پمپ گردش آب رو به کاهش است. ولی در حالت گردش طبیعی مخالف حالت قبل دما افزایش می‌یابد. در حالت گردش طبیعی سیال خنک‌تری به موتور نسبت به حالت گردش پمپ آب وارد می‌شود ولی در خروجی موتور دمای سیال خروجی در حالت گردش طبیعی بیشتر از حالتی است که از پمپ گردش آب استفاده شده است. اختلاف دمای خروجی و ورودی در حالت جریان طبیعی بیشتر است نسبت به حالت گردش با پمپ آب که این نشان می‌دهد مقدار کاهش دمای موتور توسط پمپ گردش آب بیشتر از حالتی است که سیال گردش نداشته باشد یا در حال گردش طبیعی باشد.



شکل ۱۰. دمای ورودی و خروجی سیال موتور با پمپ گردش آب.

نتایج مدل‌سازی عددی

در شکل ۱۱ شار حرارتی دیواره کانال در ۲۰ تا ۵۰ درصدی طول کانال نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود شار حرارتی در جریان آشفته به دلیلی کاهش ضخامت لایه مرزی حرارتی بیشتر از جریان آرام است و به دلیل وجود فین‌ها در رادیاتور، نمودار شار حرارتی دارای نوسان در طول کانال است. در جدول ۴ مقدار شار حرارتی کل دیواره رادیاتور در حالت جریان آرام و مغشوش نشان داده شده است که همان‌طور که پیش‌بینی می‌شد میزان انتقال حرارت در جریان آشفته بیشتر از جریان آرام است.

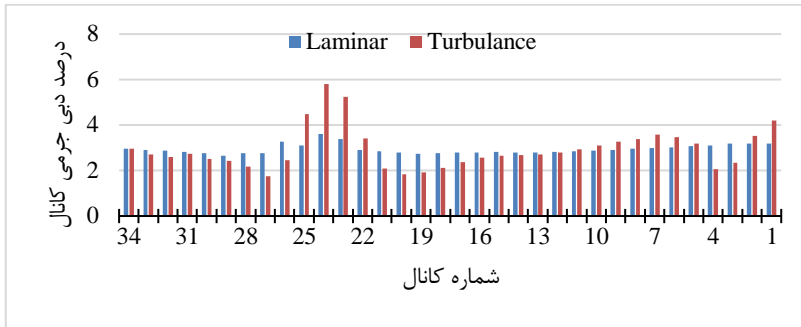


شکل ۱۱. شار حرارتی دیواره بر حسب (w/m^2) در جریان آرام و مغشوش در بازه‌ی ۲۰ تا ۵۰ درصدی طول کانال.

جدول ۴. شار حرارت کل دیواره.

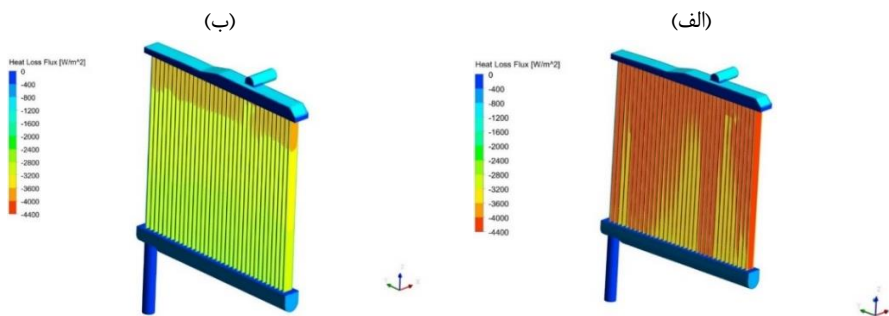
آشفته (w)	آرام (w)
-۶۴۹.۸۵	-۵۶۲.۹۲

در شکل ۱۲ نمودار درصد دبی جرمی هر کانال نسبت به دبی ورودی نشان داده شده است. تغییرات دبی کانال‌ها در حالت آرام نسبت به حالت آشفته بسیار کمتر می‌باشد و به غیر از ۴ کانال زیر لوله ورودی دبی هر کانال در حدود ۳ درصد دبی ورودی است. اما در حالت جریان آشفته که از پمپ گردش آب استفاده شده است نوسان در حدود ۳ درصد میان کانال‌ها وجود دارد و این مسئله به دلیل بالا بودن انرژی مومنوم موجود در جریان است که باعث می‌شود جریان در کانال‌های زیر قسمت ورودی و همچنین قسمتی از کانال تقسیم جریان که تغییر مقطع وجود دارد بیشتر از دیگر کانال‌ها است.



شکل ۱۲. نسبت دبی گرمی هر کانال نسبت به دبی ورودی.

در شکل ۱۳ میزان شار حرارتی دیواره‌های رادیاتور برای دو حالت جریان طبیعی و جریان پمپ ارائه شده است و این شکل‌ها کاملاً مشخص می‌کنند که با استفاده از پمپ میزان انتقال حرارت میان سیال و رادیاتور به مقدار قابل توجهی افزایش می‌یابد.



شکل ۱۳. شار حرارتی دیواره‌های رادیاتور برای حالت (الف) جریان آشفته (ب) جریان آرام.

در نهایت می‌توان این‌طور نتیجه‌گیری کرد که گرچه در جریان طبیعی، سیال با دمای پایین‌تری نسبت به حالت استفاده از پمپ، رادیاتور را ترک می‌کند اما به علت پایین بودن دبی این جریان سرعت انتقال حرارت از داخل موتور به رادیاتور پایین‌تر است و این مسئله منجر به بالا رفتن دمای محفظه موتور و اتصالات می‌گردد اما با استفاده از پمپ گردش آب تغییر دمای میان سیال ورودی و خروجی رادیاتور کاهش می‌یابد اما به علت افزایش در حدود ۱۰ برابری دبی جریان سرعت انتقال حرارت و همچنین میزان این انتقال حرارت بسیار افزایش می‌یابد که این امر منجر به سریع‌تر خنک شدن موتور، اتصالات مربوطه و سیال خنک‌کاری در طول زمان خاموشی موتور می‌شود.

نتیجه‌گیری

در این مطالعه به بررسی تجربی و عددی انتقال حرارت در رادیاتور اتومبیل پرداخته شد. در حل تجربی یک رادیاتور اتومبیل از جنس آلومینیوم که در آن سیال خنک‌کننده جریان دارد تحت شرایط مرزی واقعی در هنگام خاموش شدن موتور بررسی شد. دمای سیال ورودی و خروجی رادیاتور توسط دو سنسور از نوع NTC اندازه‌گیری شد و در حل عددی هندسه رادیاتور به‌وسیله نرم‌افزار انسیس فلونت تحلیل گردید.

نتایج کلی حاصل از این پژوهش را می‌توان به صورت زیر جمع‌بندی کرد:

- ۱- گردش طبیعی سیال در سیستم خنک‌کننده باعث کاهش دمای ناحیه‌ای سیستم می‌شود و به علت ماندگاری زیاد در رادیاتور اختلاف دمای ورودی و خروجی رادیاتور زیاد است.
- ۲- در حالت استفاده از فن خنک‌کننده به علت استفاده از انتقال حرارت اجباری در شبکه رادیاتور انتقال حرارت مشهود است اما به علت دبی پایین کاهش دما در موتور پایین است.
- ۳- در زمان گردش پمپ آب دمای انتقال سیال در کل سیستم موتور و رادیاتور یکنواخت است و شار حرارتی انتقال داده شده بیشتر از حالت گردش طبیعی است.
- ۴- بهترین وضعیت انتقال حرارت مربوط به کار هم‌زمان پمپ گردش آب و فن خنک‌کننده است. در این حالت دمای بیشتری نسبت به حالت گردش اجباری سیال منتقل می‌شود.
- ۵- با به کار بردن پمپ گردش آب می‌توان مقدار دمای موتور را کنترل کرد.

فهرست علائم

گرمای ویژه (j/kgk)	C_p
شتاب جاذبه زمین (m/s^2)	G
انرژی جنبشی تلاطم	K
ضریب هدایت حرارتی	K
عدد ناسلت ($Nu = ql/k(T_w - T_c)$)	Nu
فشار سیال (pa)	P
شار حرارتی (w/m^2)	q"
عدد رینولدز ($Re = \rho u a / \mu$)	Re
دما (k)	T
عدد پرانتل	Pr
مختصات کارتزین	x, y, z
مؤلفه‌های سرعت در راستای x و y و z (m/s)	u, v, w

علائم یونانی

چگالی	ρ
لزجت دینامیکی (kg/ms)	μ
لزجت سینماتیکی (m^2/s)	ν
نرخ انرژی جنبشی	ϵ
ضریب انبساط گرمایی	β

References

- [1] Ferguson, C. R., & Kirkpatrick, A. T. (2015). *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences* (3 ed.). Wiley. <https://www.amazon.com/Internal-Combustion-Engines-Applied-Thermosciences/dp/1118533313>
- [2] Keshavarzolian, A., & Ghasemian Moghadam, A. (2017). *Heat transfer in internal combustion engines* (2 ed.). Khajeh Nasir al-Din Tusi University of Technology. <https://www.gisoom.com/book/11460206>
- [3] Peyghambarzadeh, S. M., Hashemabadi, S. H., Naraki, M., & Vermahmoudi, Y. (2013). Experimental study of overall heat transfer coefficient in the application of dilute nanofluids in the car radiator. *Applied Thermal Engineering*, 52(1), 8-16. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.11.013>
- [4] Akbarzade, S., Sedighi, K., Farhadi, M., & Ebrahimi, M. (2014). Experimental Investigation of Force Convection Heat Transfer in a Car Radiator Filled with SiO₂-Water Nanofluid. *International Journal of Engineering*, 27(2), 333-340. https://www.ije.ir/article_72259.html
- [5] Heris, S. Z., Shokrgozar, M., Poorpharhang, S., Shanbedi, M., & Noie, S. H. (2014). Experimental Study of Heat Transfer of a Car Radiator with CuO/Ethylene Glycol-Water as a Coolant. *Journal of Dispersion Science and Technology*, 35(5), 677-684. <https://doi.org/10.1080/01932691.2013.805301>
- [6] Rahimi, M., & Mehryar, R. (2012). Numerical study of axial heat conduction effects on the local Nusselt number at the entrance and ending regions of a circular microchannel. *International Journal of Thermal Sciences*, 59, 87-94. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2012.04.017>
- [7] Dang, T., Nao, D. M., Tran, N., & Teng, J-T. (2013). A novel design for a scooter radiator using minichannel. *International Journal of Computational Engineering Research*, 3(6), 41-49. http://www.ijceronline.com/papers/Vol3_issue6/part%204/G0364041049.pdf
- [8] Hasan, M. I., Hasan, H. M., & Abid, G. A. (2014). Study of the axial heat conduction in parallel flow microchannel heat exchanger. *Journal of King Saud University - Engineering Sciences*, 26(2), 122-131. <https://doi.org/10.1016/j.jksues.2012.12.004>
- [9] Cipollone, R., & Di Battista, D. (2015). Sliding vane rotary pump in engine cooling system for automotive sector. *Applied Thermal Engineering*, 76, 157-166. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.11.001>
- [10] Ganesan, K., & Ravikumar, P. (2014). Performance Analysis and Air Flow Optimization of Radiator Using Simulation. *International journal of engineering sciences & research technology*, 3(10), 39-44. <http://www.ijesrt.com/issues%20pdf%20file/Archives-2014/October-2014/Performance%20Analysis%20and%20Air%20Flow%20Optimization%20of%20Radiator%20Using%20Simulation.pdf>
- [11] Patel, J., & Mavani, A. (2014). Review Paper on CFD Analysis of Automobile Radiator to Improve its Thermal Efficiency. *International Journal for Scientific Research & Development*, 2(1), 268-271. <https://citeseerx.ist.psu.edu/document?repid=rep1&type=pdf&doi=68963a8c7eb48957b775e3df691e857471ac0547>
- [12] Patel, H. B., Dinesan, M. D., Patel, H., & Dinesan, M. (2015). Optimization and performance analysis of an automobile radiator using CFD—a review. *International Journal for Innovative Research in Science & Technology*, 1(7), 123-126. <http://www.ijirst.org/articles/IJIRSTV1I7047.pdf>

- [13] Łopata, S., & Ocloń, P. (2015). Numerical study of the effect of fouling on local heat transfer conditions in a high-temperature fin-and-tube heat exchanger. *Energy*, 92, 100-116. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.03.048>
- [14] Sainath, K., Akella, S., & Reddy, T. K. K. (2015). Experimental and Computational Analysis of Radiator and Evaporator. *Materials Today: Proceedings*, 2(4), 2277-2290. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2015.07.265>
- [15] Kayastha, K. S. (2015). CFD simulation of heat transfer analysis of automobile radiator using helical tubes. *International Journal of Engineering Research and Development*, 11(1), 24-35. http://www.ijerd.com/paper/vol11-issue1/Version_2/D_11012435.pdf
- [16] Bordbar, M. S., Shayegh, A., & Agha Seyed Mirzabozorg, M. (2018). Experimental and numerical investigation of car intercooler at non-uniformity of velocity and temperature conditions. *Modares Mechanical Engineering*, 18(5), 120-131. <https://mme.modares.ac.ir/article-15-16121-en.html>
- [17] Shariff, K. B., Abdullahi, B., & Abubakar, S. B. (2020). Modelling and Simulation of Car Radiator: Effects of Fins under the Atmospheric Condition of Kano, Nigeria. *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, 48(1), 1-16. <https://akademiabaru.com/submit/index.php/arfmts/article/view/2255>
- [18] Askari, N., & Taheri, M. H. (2020). Numerical Investigation of a MHD Natural Convection Heat Transfer Flow in a Square Enclosure with Two Heaters on the Bottom Wall. *Karafan Quarterly Scientific Journal*, 17(1), 97-114. <https://doi.org/10.48301/kssa.2020.112759>
- [19] Banisharif, A., Aghajani, M., Van Vaerenbergh, S., Estellé, P., & Rashidi, A. (2020). Thermophysical properties of water ethylene glycol (WEG) mixture-based Fe₃O₄ nanofluids at low concentration and temperature. *Journal of Molecular Liquids*, 302, 112606. <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2020.112606>
- [20] Li, X., Wang, H., & Luo, B. (2021). The thermophysical properties and enhanced heat transfer performance of SiC-MWCNTs hybrid nanofluids for car radiator system. *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects*, 612(17), 125968. <https://doi.org/10.1016/j.colsurfa.2020.125968>
- [21] Rahmatinejad, B., Abbasgholipour, M., & Mohammadi Alasti, B. (2021). Redesign of engine radiator based on number of optimal fans using a genetic algorithm. *Karafan Quarterly Scientific Journal*, 17(4), 99-118. https://doi.org/10.48301/kssa.2021.128_398
- [22] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2009). Physical Properties of Secondary Coolants. In *2009 Ashrae Handbook: Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. <https://www.ashrae.org/advertising/handbook-advertising/fundamentals/physical-properties-of-secondary-coolants-brines>
- [23] Speziale, C. G., & Thangam, S. (1992). Analysis of an RNG based turbulence model for separated flows. *International Journal of Engineering Science*, 30(10), 1379-1388. [https://doi.org/10.1016/0020-7225\(92\)90148-A](https://doi.org/10.1016/0020-7225(92)90148-A)